

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

DIMENSIONAMENTO DE UMA MÁQUINA DE REFRIGERAÇÃO COM CICLO SUBCRÍTICO DE
DIÓXIDO DE CARBONO

por

Arthur do Canto Pivetta

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, novembro de 2016.



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

DIMENSIONAMENTO DE UMA MÁQUINA DE REFRIGERAÇÃO COM CICLO SUBCRÍTICO DE
DIÓXIDO DE CARBONO

por

Arthur do Canto Pivetta

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Alcy Rodolfo dos Santos Carrara
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Energia e Fenômenos de Transporte

Orientador: Prof. Cirilo Seppi Bresolin

Comissão de Avaliação:

Prof.

Paulo Smith Schneider

Prof.

Volnei Borges

Prof.

Thamy Cristina Hayashi

Porto Alegre, novembro de 2016.

PIVETTA, A. C. **Dimensionamento de uma máquina de refrigeração com ciclo subcrítico de dióxido de carbono.** 2016. 20 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2016.

RESUMO

O objetivo deste trabalho é projetar uma máquina de refrigeração em cascata que utiliza R744 (dióxido de carbono) como fluido refrigerante secundário, tendo em vista o desenvolvimento de um protótipo para teste e fabricação em uma empresa de Porto Alegre. A capacidade frigorífica proposta neste projeto é de 10kW, pois esta foi a capacidade avaliada para manter a câmara frigorífica já existente na empresa citada acima a uma temperatura de -20°C. Como fluido refrigerante do circuito primário foi escolhido o R134a, por apresentar bom rendimento energético e já ter sua tecnologia consolidada no Brasil, além de não ser tóxico ou inflamável. Além disso, realizou-se uma comparação com sistemas de mesma capacidade operando sob condições semelhantes, mas com outros fluidos refrigerantes, e observou-se que o dióxido de carbono é não apenas viável de um ponto de vista energético, mas também comparativamente mais eficiente para temperaturas mais baixas de evaporação.

PALAVRAS-CHAVE: CO₂, R744, Dióxido de Carbono, Ciclo em Cascata, Refrigeração.

PIVETTA, A. C. **Sizing of a refrigerating machine with carbon dioxide's subcritical cycle.** 2016. 20 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2016.

ABSTRACT

This work's objective is to project a cascade refrigeration machine that uses R744 (carbon dioxide) as secondary refrigerant, aiming to develop a prototype for testing and fabrication at a company in Porto Alegre. The proposed cooling capacity for this project is 10kW, since this was the capacity evaluated to keep the frigorific chamber already extant in the above mentioned company at a temperature of -20°C. R134a was chosen as refrigerant for the primary circuit for presenting good energetic efficiency and already having its technology consolidated in Brazil, besides not being toxic or flammable. Moreover, a comparison was made with systems of same capacity operating at similar conditions, but with different refrigerants, and it was observed that carbon dioxide is not only viable from an energetic point of view, but also comparatively more efficient for lower evaporating temperatures.

KEYWORDS: CO₂, R744, Carbon Dioxide, Cascade Cycle, Refrigeration.

SUMÁRIO

	Pg.	
1	INTRODUÇÃO	1
1.1	OBJETIVO.....	2
2	REFERENCIAL TEÓRICO	2
2.1	CICLOS E SISTEMAS.....	3
2.2	MODELAGEM.....	5
2.2.1	Eficiência isentrópica do compressor	5
2.2.2	Eficiência volumétrica do compressor	6
2.3	PARTES DE UM EQUIPAMENTO DE REFRIGERAÇÃO.....	6
2.3.1	Compressor	6
2.3.2	Evaporador	6
2.3.3	Condensador	7
2.3.4	Válvula de expansão	7
2.3.5	Separador de óleo	7
2.3.6	Reservatório de líquido	8
2.3.7	Demais partes	8
3	METODOLOGIA	8
3.1	DEFINIÇÃO DOS PARÂMETROS DO CICLO.....	8
3.2	ESCOLHA DOS COMPONENTES.....	9
3.2.1	Compressor	9
3.2.2	Evaporador e condensador	10
3.2.3	Trocador de placas	10
3.2.4	Válvula de expansão eletrônica	10
3.2.5	Separador de óleo	10
3.2.6	Tubulação	10
3.2.7	Carga do fluido refrigerante e reservatório de líquido	11
3.2.8	Outros componentes	11
4	COMPONENTES ESCOLHIDOS	11
4.1	COMPRESSORES.....	11
4.2	TROCADORES DE CALOR.....	12
4.2.1	Evaporador do ciclo secundário	12
4.2.2	Condensador do ciclo primário	12
4.2.3	Trocador de placas	12
4.3	VÁLVULAS DE EXPANSÃO.....	12
4.4	SEPARADOR DE ÓLEO.....	12
4.5	TUBULAÇÃO.....	12
4.6	CARGA DE FLUIDO REFRIGERANTE E RESERVATÓRIO DE LÍQUIDO....	13
4.7	ESTRUTURA MONTADA.....	13
5	ANÁLISE DO CICLO	14
6	CONCLUSÃO	15
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	15
	APÊNDICE – Programação utilizada para calcular o ciclo no <i>software</i> EES®..	17
	ANEXO I – Diagramas de pressão por entalpia dos ciclos em cascata.....	18
	ANEXO II – Desenho do compressor ZO34K3E.....	19
	ANEXO III – Relatório de fabricante do compressor ZO34K3E.....	20

1 INTRODUÇÃO

Com as decisões tomadas pelos Protocolos de Kyoto e de Montreal para, respectivamente, reduzir o uso de gases do efeito estufa e substâncias que degradam a camada de ozônio, o dióxido de carbono, após um hiato de aproximadamente 40 anos, voltou a ser considerado uma opção proeminente como fluido refrigerante, pois, apesar de apresentar algumas desvantagens em relação aos fluidos refrigerantes da atualidade, ele não degrada a camada de ozônio e possui baixíssimo potencial de aquecimento global (GWP, *Global Warming Potential*). (OÑA *et al.*, 2009)

No Brasil, a utilização do dióxido de carbono como fluido refrigerante ainda é recente, sendo uma opção ainda pouco popular no mercado. Silva e Euzebio (2013) apresentam uma lista de 40 instalações que utilizam CO₂ em seus sistemas de refrigeração e registram que o primeiro destes sistemas começou a operar em 2008.

Conforme Monteiro (2015), especialistas determinaram que o fluido refrigerante ideal deve possuir sete propriedades:

- não danificar a camada de ozônio (ODP, *Ozone Depletion Potential* = 0);
- possuir baixo potencial de aquecimento global (GWP, *Global Warming Potential* ≈ 0);
- ser incolor na forma de gás, mas facilmente detectável;
- ser não tóxico, não corrosivo, não irritante e não poluente;
- ser não inflamável e não explosivo;
- ser quimicamente estável nas condições normais;
- ser energeticamente eficiente (COP elevado).

Infelizmente, o fluido refrigerante ideal ainda não foi encontrado, portanto a escolha do fluido refrigerante depende de uma série de fatores determinados pela situação.

Neste contexto, o dióxido de carbono apresenta muitas características vantajosas, pois seu ODP é zero; seu GWP é 1, que é um valor baixo em comparação com as alternativas¹; não é tóxico, corrosivo, poluente, inflamável ou explosivo; e é quimicamente estável nas condições normais (MONTEIRO, 2015).

Além disso, o dióxido de carbono é facilmente obtido e, portanto, possui preço inferior ao de outros fluidos refrigerantes. Note-se que, apesar do valor do fluido não ter grande significância no custo inicial do equipamento, este aspecto torna-se importante porque é um valor recorrente diante da necessidade de eventual reabastecimento do fluido refrigerante.

Suas desvantagens são:

- necessidade de equipamento para detecção de vazamento;
- é asfíxiante, podendo causar efeitos adversos a seres humanos em concentrações inferiores àquelas que um HFC precisaria para o mesmo;
- apresenta valores baixos de COP quando operando em temperaturas superiores a do seu ponto crítico (i. e. operando no ciclo transcrito) que é relativamente baixo (31,1°C);
- possui o ponto triplo relativamente alto (-56,6°C e 517,8 kPa);
- trabalha em pressões elevadas, requerendo algumas soluções tecnológicas pouco usuais quando comparado com outros refrigerantes. (ASHRAE, 2006)

O dióxido de carbono apresenta seu ponto crítico em 31,1°C que é uma temperatura facilmente ultrapassada na etapa de condensação de um ciclo de refrigeração, levando ao ciclo transcrito quando se opera acima dessas temperaturas na condensação. Além disso, suas pressões de operação são consideravelmente mais elevadas em comparação com outros fluidos refrigerantes².

Donaldson e Nagengast³ (1994) apud Bodinus (1999) comentam que o dióxido de carbono foi proposto pela primeira vez como fluido refrigerante em sistemas de refrigeração por

¹ E. g., o GWP do R134a é 1430, do R404a é 3922, enquanto o R717, apesar de apresentar GWP praticamente nulo, apresenta outras complicações, como sua toxicidade.

² E. g., enquanto um ciclo operando com R404A com evaporação em -30°C e condensação em 30°C opera com pressões entre 200 e 1500kPa, um ciclo com R744 com evaporação em -30°C e condensação em 30°C opera com pressões entre 1400 e 7200kPa.

³ DONALDSON, B.; NAGENGAST, B. (Ed.) **Heat & Cold**: mastering the great indoors. Atlanta: ASHRAE, 1994. p. 138-139.

compressão de vapor por Alexander Twinning, em 1850. Contam ainda que Thaddeus S. C. Lowe, nos anos de 1860, fez experimentos com dióxido de carbono para balões militares e reconheceu a possibilidade de usá-lo como fluido refrigerante, vindo a construir dois equipamentos que funcionavam com CO₂: uma máquina de gelo, em 1869, e uma máquina para transporte de carne congelada a bordo de uma navegação.

Bodinus (1999) comenta que no final dos anos de 1890, o R744 (dióxido de carbono) era promovido como o refrigerante seguro, em contraste com a amônia e o dióxido de enxofre, que são nocivos ao ser humano e eram as principais alternativas de fluido refrigerante da época. Sistemas de refrigeração por compressão com fluidos refrigerantes nocivos tinham de se localizar em salas de máquina afastadas de qualquer pessoa, e havia casos de explosão em compressores de amônia com razão de compressão elevada. Sendo o dióxido de carbono o único refrigerante não tóxico e não inflamável viável na época, ele era a opção preferencial para locais públicos que necessitassem de refrigeração. Bodinus (1999) também comenta que sistemas com dióxido de carbono para refrigeração de ar para conforto atingiram seu ponto máximo entre 1920 e 1930, entrando em desuso no início dos anos 30, devido ao advento do R12, que veio a substituir o dióxido de carbono como o fluido refrigerante "seguro". Com o surgimento de novos refrigerantes igualmente seguros e com vantagens sobre o dióxido de carbono, este acabou caindo em desuso até que, mais recentemente, as decisões tomadas nos protocolos de Montreal e Kyoto tornaram o dióxido de carbono uma opção adequada para as aplicações atuais.

1.1 OBJETIVO

Este trabalho tem por objetivo projetar um sistema de refrigeração em cascata que utiliza R744 como fluido refrigerante no circuito secundário. Tal projeto será utilizado na construção e teste de um protótipo em uma empresa de Porto Alegre. A máquina será projetada para a capacidade de 10 kW (capacidade estimada para que a câmara na qual será realizado o teste da máquina atinja -20°C, temperatura de uma câmara fria de congelados, que é uma aplicação comum do dióxido de carbono em cascata).

2 REFERENCIAL TEÓRICO

Este estudo considerou, entre outros, os trabalhos dos autores citados abaixo.

Bodinus (1999) remontou a história do dióxido de carbono como fluido refrigerante em torno dos anos 1890 até 1930 e deu detalhes sobre sua utilização em equipamentos e as companhias que os fabricavam.

Fartaj *et al.* (2004) fizeram uma análise termodinâmica do ciclo de refrigeração transcrito com dióxido de carbono usando a primeira e a segunda lei da termodinâmica e concluindo, através da análise pela segunda lei da termodinâmica, que, no caso estudado, as maiores perdas de exergia se dão no compressor e no resfriador de gás (*gas cooler*).

Ladeira e Bandarra Filho (2005) ressaltaram a importância do dióxido de carbono como fluido refrigerante de baixo impacto ambiental e analisaram suas propriedades termodinâmicas, chamando atenção para as altas pressões de operação do CO₂ e o seu baixo ponto crítico que faz com que os ciclos de refrigeração com CO₂ operem com o ciclo transcrito ao invés do subcrítico a menos que sejam tomadas medidas específicas para prevenção disto.

Cleto (2007) apresentou aspectos relevantes do dióxido de carbono como fluido refrigerante e fez variadas comparações de um ciclo cascata de CO₂/amônia com sistemas funcionando apenas com amônia e outros fluidos refrigerantes. Concluindo que o ciclo em cascata de CO₂/amônia apresenta uma redução do diâmetro das linhas de refrigeração, e que em certas condições apresenta melhor COP do que um ciclo apenas com amônia, além de ter uma redução drástica na carga de amônia.

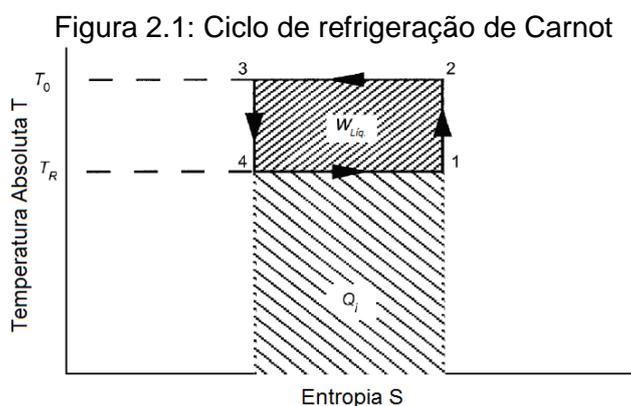
Sanz-Kock *et al.* (2014), avaliaram experimentalmente um ciclo em cascata de CO₂ e R134a com dois trocadores de placas realizando a troca de calor entre os dois fluidos, um resfriador de gás para a etapa de gás superaquecido na saída do compressor de CO₂ e a rejeição de calor do circuito de R134a para água. Analisaram, neste contexto, a eficiência, a capacidade

frigorífica, os coeficientes de desempenho e as temperaturas de operação para os ciclos funcionando com diferentes temperaturas de evaporação e de condensação.

Gueresi (2015) comparou uma máquina de refrigeração com fluido refrigerante R404a e uma máquina que utiliza R134a e R744 (CO_2) em cascata, ambas as máquinas com a mesma capacidade frigorífica. Os resultados obtidos indicaram uma maior eficiência para a máquina em cascata com dióxido de carbono, apesar desta ter um custo inicial maior.

2.1 CICLOS E SISTEMAS

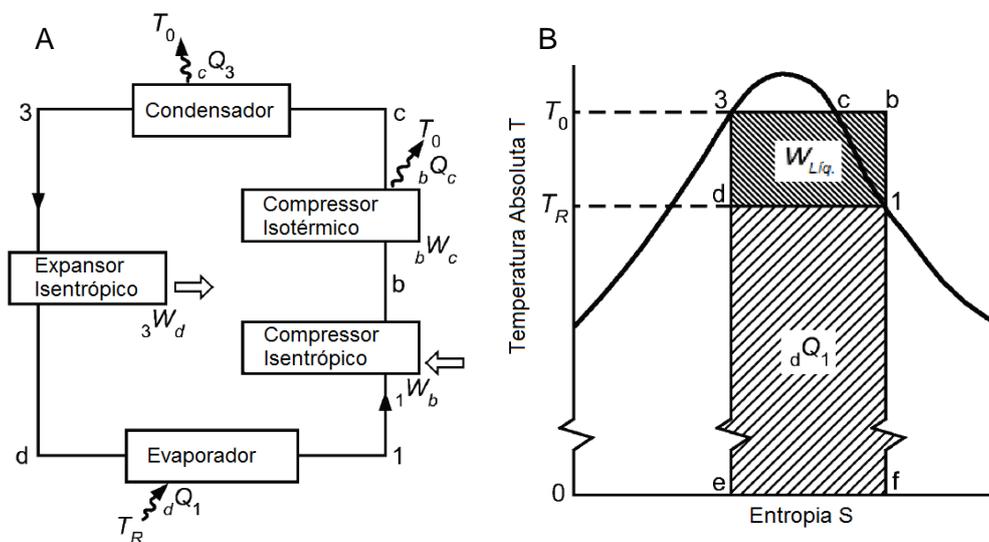
O ciclo de Carnot (Figura 2.1) é tido como o modelo ideal de um ciclo de refrigeração por compressão. Ele é composto por uma compressão isentrópica (pontos 1 a 2 na Figura 2.1), perda de calor isotérmica e isobárica (pontos 2 a 3), expansão isentrópica (pontos 3 a 4) e absorção de calor isotérmica e isobárica (pontos 4 a 1).



Fonte: Adaptado de ASHRAE (2009)

A Figura 2.2(A) apresenta, em um diagrama simplificado, um equipamento de refrigeração capaz de se aproximar do ciclo de Carnot. A Figura 2.2(B) mostra o diagrama T-s do equipamento da Figura 2.2(A). Por questões práticas, (principalmente redução do custo inicial e manutenção), normalmente utiliza-se apenas um compressor e, ao invés de um expansor, uma válvula de expansão, o que resulta no ciclo apresentado na Figura 2.3.

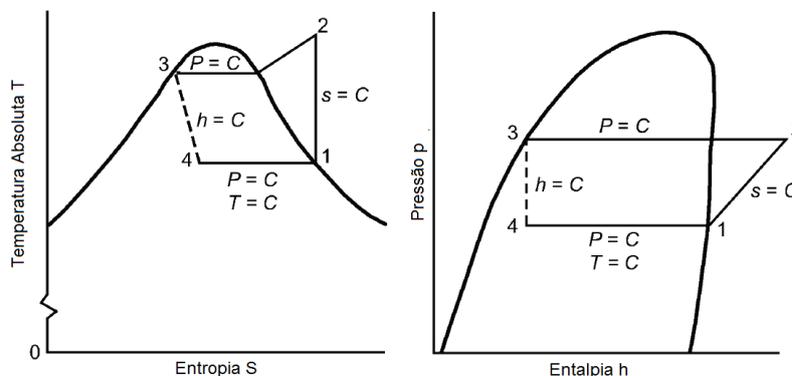
Figura 2.2: (A) - Configuração de um equipamento de refrigeração cujo ciclo se aproxima do ciclo de Carnot. (B) - Diagrama T-s do ciclo para esta configuração.



Fonte: Adaptado de: ASHRAE, 2009

Os diagramas na Figura 2.3 representam grande parte dos ciclos de refrigeração utilizados atualmente, que diferem do Ciclo de Carnot e podem ser chamados de ciclos subcríticos por operarem abaixo da temperatura e pressão do ponto crítico. (ASHRAE, 2009)

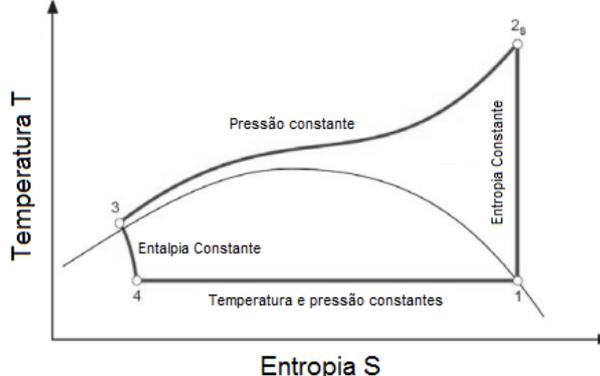
Figura 2.3: Diagrama T-s e p-h do ciclo de refrigeração.



Fonte: Adaptado de: ASHRAE, 2009

Alternativamente, quando um ciclo opera acima do ponto crítico, ele é chamado de ciclo transcrito, e seu diagrama T-s pode ser observado na Figura 2.4. Este é, muitas vezes, o caso do regime de operação com dióxido de carbono, pois seu ponto crítico é aos 31,1°C, exigindo então a utilização de temperaturas supercríticas (i. e. acima do ponto crítico).

Figura 2.4: Diagrama T-s do ciclo transcrito.

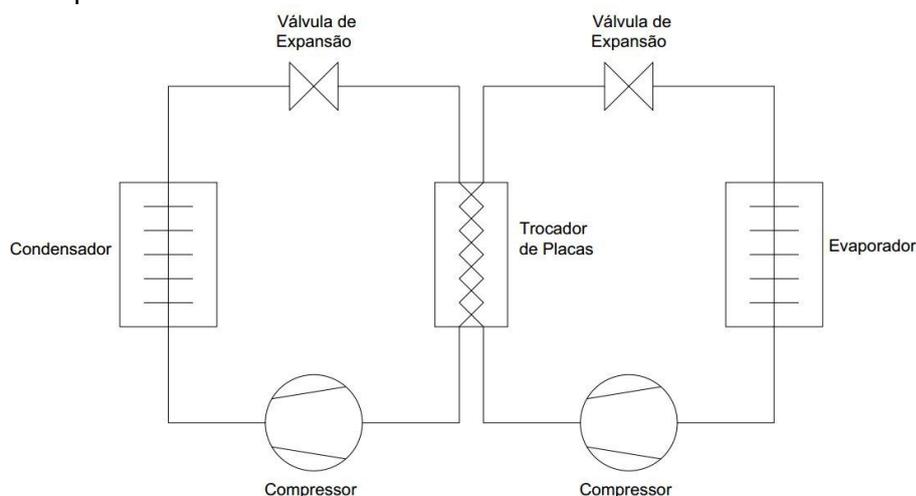


Fonte: Adaptado de STENE, 2009

A grande desvantagem do ciclo transcrito para o CO₂ é sua perda de eficiência, conforme visto por Srivisan (2011). Outra desvantagem é a dificuldade para o dimensionamento do resfriador de gás (gas cooler), que é utilizado no lugar do condensador, visto que não há condensação nessa etapa. Para evitar estas desvantagens, é possível a utilização do CO₂ no ciclo subcrítico através do sistema em cascata, no qual se utilizam dois fluidos refrigerantes distintos em ciclos separados e a condensação de um deles é realizada pela evaporação do outro. (GUERESI, 2015)

Segundo o Instituto Tecnológico Dinamarquês Christian Heerup (2009), no sistema em cascata o CO₂ é condensado por outro ciclo de refrigeração, havendo então dois sistemas de refrigeração onde um deles retira calor do outro em "cascata". Isso permite que o ciclo que utiliza CO₂ opere em condições subcríticas, com pressão inferior à pressão do ponto crítico, que, como comentado anteriormente, é particularmente alta para o CO₂. As desvantagens apontadas, neste caso, são o aumento de complexidade e de componentes do sistema. Entretanto, esta configuração permite a utilização de componentes menores para uma capacidade relativamente alta, não tendo, assim, um aumento significativo no seu preço, especialmente para sistemas maiores. A Figura 2.5 representa a configuração esquemática apenas com os componentes de troca de calor, expansão e compressão de um sistema em cascata.

Figura 2.5: Representação esquemática de um ciclo em cascata, o circuito à esquerda é o circuito primário e o circuito à direita é o circuito secundário.



2.2 MODELAGEM

ASHRAE (2009) define o coeficiente de desempenho (COP em kW/kW) como o benefício do ciclo (calor removido do ambiente) dividido pela energia necessária para operá-lo, conforme a Equação 2.1.

$$COP = \frac{Q_{evap}}{W_{liq}} \quad (2.1)$$

em que Q_{evap} é o calor absorvido pela evaporação do fluido refrigerante, em kW, e W_{liq} é o trabalho necessário para a operação do ciclo, também em kW.

Moran e Shapiro (2006) definem que, para um ciclo de refrigeração, o calor absorvido na evaporação, o trabalho realizado por um compressor e o calor expelido na condensação podem ser determinados conforme as Equações 2.2, 2.3 e 2.4, respectivamente.

$$Q_{evap} = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (2.2)$$

$$W_{comp} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (2.3)$$

$$Q_{cond} = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad (2.4)$$

nas quais \dot{m} é a vazão mássica do refrigerante em kg/s, h_1 , h_2 , h_3 e h_4 são as entalpias, respectivamente, dos pontos 1, 2, 3 e 4 do ciclo refrigerante no diagrama p-h da Figura 2.4, em kJ/kg, W_{comp} é o trabalho realizado pelo compressor, em kW e Q_{cond} é o calor dissipado pelo condensador, em kW.

Monteiro (2015), diz que a vazão mássica de um refrigerante pode ser determinada como:

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}}{\nu} \quad (2.5)$$

Onde \dot{V} é a vazão volumétrica do compressor, em m³/s, geralmente especificada pelo fabricante, mas pode ser calculada como o deslocamento do pistão (em m³) multiplicado pelo número de deslocamentos por segundo, e ν é o volume específico do fluido na entrada do compressor, em m³/kg.

2.2.1 Eficiência isentrópica do compressor

A eficiência isentrópica do compressor define o quão próxima de uma compressão isentrópica é a compressão realizada pelo compressor. É definida como:

$$\eta_{isentrópica} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3.1)$$

Onde $\eta_{isentrópica}$ é a eficiência isentrópica, h_1 é a entalpia do fluido refrigerante na entrada (sucção) do compressor, em kJ/kg, h_{2s} é a entalpia do fluido refrigerante na saída (descarga) do compressor para o caso de uma compressão isentrópica, em kJ/kg, e h_2 é a entalpia do fluido refrigerante na saída (descarga) do compressor para o caso da compressão não isentrópica em, kJ/kg.

2.2.2 Eficiência volumétrica do compressor

A eficiência volumétrica do compressor define quanto do volume varrido por ciclo é efetivamente ocupado pelo fluido refrigerante durante a operação. É definida como:

$$\eta_{volumétrica} = \frac{\dot{m}}{V f v_1} \quad (3.2)$$

Onde $\eta_{volumétrica}$ é a eficiência volumétrica, \dot{m} é a vazão mássica efetiva no compressor, em kg/s, V é o volume varrido a cada ciclo pelo compressor, em m³, f é a frequência de ciclos do compressor, em Hz, e v_1 é o volume específico do fluido refrigerante na entrada do compressor, em m³/kg.

2.3 PARTES DE UM EQUIPAMENTO DE REFRIGERAÇÃO

Os equipamentos de refrigeração pelo ciclo de compressão de vapor possuem inúmeras peças em sua composição. Entretanto, pode-se dizer que seus componentes principais são quatro, já comentados anteriormente: o compressor, o condensador, a válvula de expansão, e o evaporador. Estes quatro são fundamentais para o funcionamento de sistemas desse tipo, e uma breve explicação sobre eles será dada nesta seção com o objetivo de tornar clara a função de cada parte do sistema.

2.3.1 Compressor

O compressor é responsável por circular o fluido refrigerante através do sistema e, em conjunto com a válvula de expansão, manter o diferencial de pressão entre condensador e evaporador. Tradicionalmente, o compressor é o único componente que realiza trabalho em um sistema de refrigeração. É importante notar que os compressores para refrigeração são feitos para operar apenas com vapor, de modo que se forem forçados a operar com líquido acabam por quebrar. (ASHRAE, 2008)

Neste trabalho será utilizado compressor do tipo scroll para o CO₂ e hermético para R134a, por suas disponibilidades no mercado.

2.3.2 Evaporador

O evaporador é a parte do sistema responsável pela absorção de calor do ambiente que se deseja refrigerar. Geralmente, é recebida da válvula de expansão uma mistura de líquido e gás a baixa pressão e baixa temperatura, que então absorve calor do ambiente através do evaporador, evaporando neste processo. É comum aplicar um superaquecimento no evaporador, elevando o fluido refrigerante à condição de vapor superaquecido, desta forma garantindo que o compressor receba apenas vapor, para evitar sua quebra. (MONTEIRO, 2015)

Para este trabalho serão utilizadas duas opções de evaporador: o evaporador de serpentina aletada com ar-forçado, que troca calor com o ar forçado por ventiladores, e o

evaporador de placas, que troca calor através das paredes com outro fluido, ambos circulando dentro deste.

2.3.3 Condensador

O condensador é a parte de um sistema de refrigeração que tem por objetivo dissipar toda a energia absorvida pelo sistema em forma de calor. Geralmente esse calor é composto pelo calor absorvido pelo evaporador e o calor transferido pelo trabalho do compressor. O condensador recebe gás superaquecido do compressor e resfria-o até a temperatura de saturação, passando então a condensá-lo até que seja atingida a condição de líquido sub-resfriado. Algumas vezes, utiliza-se um sub-resfriamento para garantir que não haja vapor saindo do condensador. (ASHRAE 2008)

Para este trabalho serão utilizados dois tipos de condensador: condensador de serpentina aletada com ar forçado, que troca calor com o ar forçado por ventiladores, e condensador de placas, que troca calor através de outro fluido que circula dentro do mesmo.

2.3.4 Válvula de expansão

A válvula de expansão é um obstáculo para a passagem de fluido refrigerante, e operando junto com o compressor, é responsável pela diferença de pressão dentro do sistema de refrigeração, garantindo que o fluido refrigerante esteja em pressão alta no condensador e pressão baixa no evaporador, permitindo a troca de calor com troca de fase na temperatura desejada. (MONTEIRO, 2015)

Para este trabalho serão utilizadas válvulas de expansão eletrônica.

2.3.5 Separador de óleo

O separador de óleo tem como função separar o óleo que sai misturado com o fluido refrigerante na descarga do compressor e realizar o seu retorno ao cárter do compressor. É um componente relevante porque a presença do óleo nos trocadores de calor reduz a troca de calor além de causar outras perdas de eficiência no ciclo. (MONTEIRO, 2015)

2.3.6 Reservatório de líquido

Também chamado de recipiente de líquido, depósito de líquido ou tanque de líquido. Possui duas funções: receber o fluido refrigerante proveniente do condensador e garantir que apenas líquido chegue na válvula de expansão, e armazenar grande parte da carga de fluido do ciclo durante a manutenção, evitando desperdícios. (MONTEIRO, 2015)

2.3.7 Demais partes

Os componentes citados anteriormente são fundamentais para a operação de um sistema, mas existem outros componentes de grande importância para a garantia do funcionamento e própria operação e manutenção de sistemas de refrigeração. Estes componentes não serão descritos, mas meramente citados. São eles:

- tubulação;
- filtros;
- válvulas de segurança;
- válvulas de serviço;
- visor de líquido;
- pressostato;
- controladores. (MONTEIRO, 2015)

3 METODOLOGIA

A escolha do ciclo em cascata foi feita por duas razões: evitar o ciclo transcrito do dióxido de carbono e manter as pressões de operação do dióxido de carbono relativamente baixas. O ciclo em cascata é dividido em dois ou mais circuitos, onde o circuito primário é aquele que está em contato com o ambiente externo. Para o circuito primário, optou-se pelo fluido refrigerante R134a, que além de apresentar bom rendimento energético, já é amplamente utilizado na indústria, simplificando, assim, seu dimensionamento e obtenção de peças compatíveis.

A abordagem para realização deste trabalho será determinar os componentes necessários para o ciclo e realizar a seleção de cada um desses componentes, que é feita com o auxílio de catálogos, *softwares* ou através de determinação dos fabricantes dos componentes. Além disso, será realizada uma análise comparativa entre o ciclo do projeto e outros ciclos operando com fluidos refrigerantes diferentes, com auxílio do *software* EES⁴, com o objetivo de confirmar a viabilidade, de um ponto de vista de eficiência, do R744 como fluido refrigerante.

Primeiramente serão estabelecidos os parâmetros do ciclo e a seguir, serão definidos os critérios de escolha das peças.

3.1 DEFINIÇÃO DOS PARÂMETROS DO CICLO

A definição dos parâmetros do ciclo é feita levando em conta três fatores principais: capacidade frigorífica desejada, temperatura de evaporação e temperatura de condensação.

Ressaltando que este projeto é de um ciclo em cascata, uma das condições que definem este ciclo é que o circuito primário deve absorver o calor do circuito secundário⁵. Ou seja:

$$Q_{condCO2} = Q_{evapR134a} \quad (3.1)$$

em que $Q_{condCO2}$ é o calor rejeitado pelo ciclo de CO₂ (secundário) e $Q_{evapR134a}$ é a capacidade frigorífica do ciclo de R134a (primário).

Além disso, esta máquina é projetada para manter uma câmara frigorífica na temperatura de -20°C com um ambiente externo à temperatura de 35°C. Monteiro (2015) sugere que seja utilizada uma diferença de temperatura de 10°C entre ambiente e temperatura do fluido refrigerante na troca de fase, portanto a temperatura de evaporação do CO₂ é -30°C e a temperatura de condensação do R134a é 45°C.

Para manter a pressão do dióxido de carbono durante a etapa de condensação a níveis relativamente baixos, optou-se por condensá-lo a 0°C, que resulta em uma pressão de saturação de aproximadamente 35bar, que é razoável, uma vez que grande parte dos componentes para CO₂ subcrítico utiliza 45bar como pressão máxima. Foi considerada uma diferença de 10°C entre os fluidos no trocador de placas, portanto a evaporação do R134a se dará na temperatura de -10°C.

Como comentado anteriormente, este projeto visa uma capacidade frigorífica de 10kW. Considerando as temperaturas de condensação e evaporação e que será utilizado um superaquecimento de 10°C e um sub-resfriamento de 3°C, pode-se aplicar as Equações 2.2 até 2.4 para determinar a vazão mássica, o calor rejeitado e o trabalho realizado pelo compressor para o ciclo secundário (dióxido de carbono).

Definindo o calor rejeitado pelo dióxido de carbono e levando em conta o mesmo superaquecimento e sub-resfriamento do ciclo secundário no ciclo primário, tem-se então a capacidade frigorífica, a vazão mássica, o calor rejeitado e o trabalho realizado pelo compressor para o ciclo primário.

⁴ KLEIN, S. A. **Engineering Equation Solver**: V10.092. [S. l.]: F-Chart Software, c 1992-2016.

⁵ Em verdade, como o CO₂ chega a temperaturas da ordem de 60°C na saída do compressor, é possível rejeitar uma parcela do calor do ciclo secundário diretamente para o meio externo, como Sanz Kock *et al.* (2014) demonstram em seu trabalho, mas esta não será uma medida adotada nesta etapa do projeto.

Foi utilizado o programa EES® (*Engineering Equation Solver*) para solucionar esse modelo. Os resultados são apresentados na seção de análise e resultados. O código completo encontra-se em apêndice.

A Tabela 3.1 resume as condições descritas acima.

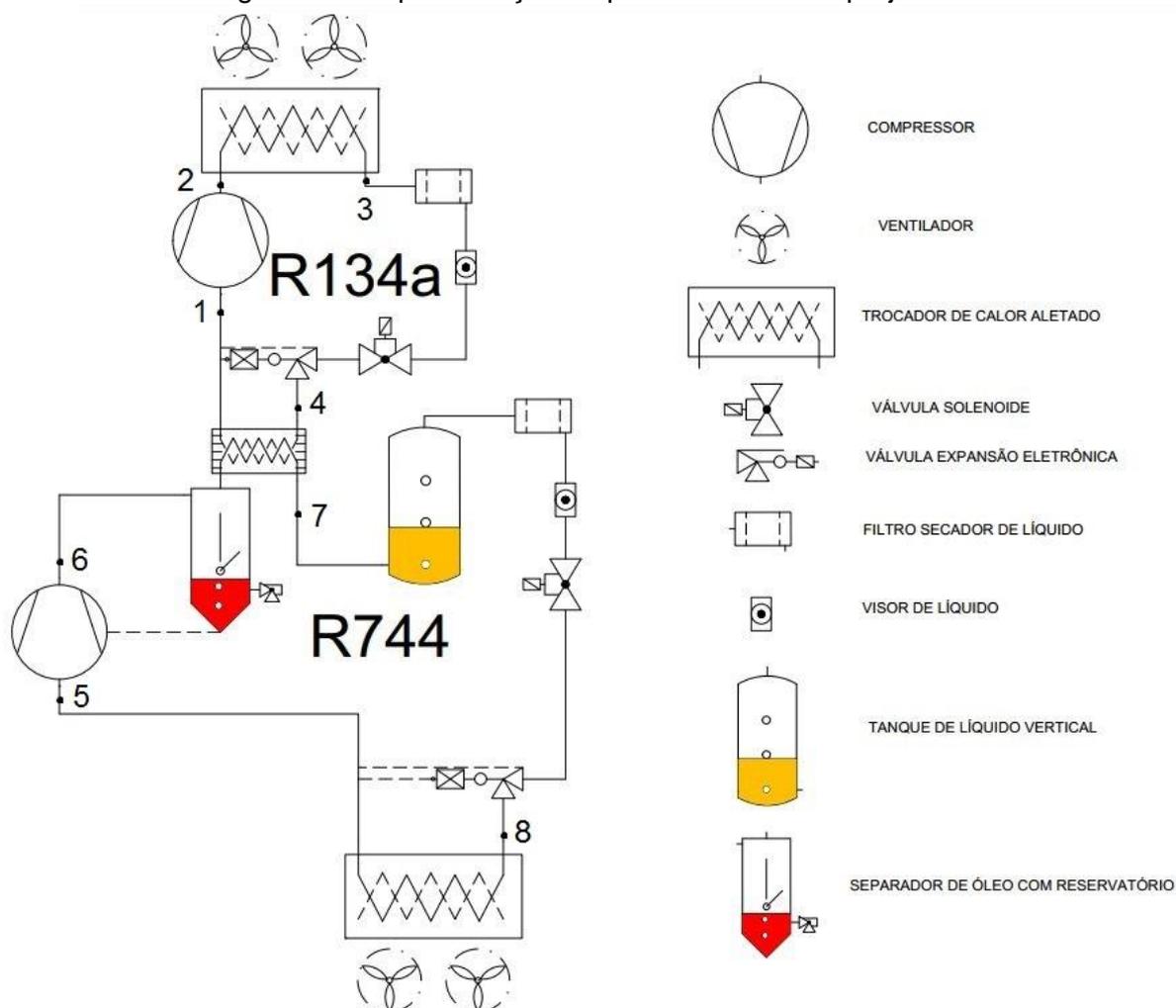
Tabela 3.1 Resumo dos parâmetros do ciclo.

Circuito	Fluido	Temperatura de evaporação	Temperatura de condensação	Capacidade Frigorífica	Calor Rejeitado	Super-aquecimento	Sub-resfriamento
Primário	R134a	-10°C	45°C	13,5kW	19,75kW	10°C	3°C
Secundário	R744	-30°C	0°C	10,6kW	13,5kW	10°C	3°C

3.2 ESCOLHA DOS COMPONENTES

Definidos os parâmetros do ciclo, a próxima etapa é a escolha dos seus componentes (Figura 3.1) que deve ser cuidadosamente executada a partir de critérios pré-estabelecidos.

Figura 3.1: Representação esquemática do ciclo projetado.



3.2.1 Compressor

A seleção do compressor se faz a partir de uma capacidade frigorífica desejada e das temperaturas de condensação e evaporação, que são, por sua vez, determinadas a partir das temperaturas do ambiente externo e do ambiente a ser refrigerado. Alternativamente, pode-se

utilizar a vazão mássica ao invés da capacidade frigorífica para definir o compressor, apesar de os catálogos e *softwares* disponibilizados pelos fabricantes serem organizados pela capacidade frigorífica. Através das Equações 2.2 até 2.5, pode-se determinar a vazão mássica a partir da capacidade frigorífica ou vice-versa.

Atualmente é muito comum que os fabricantes de compressores disponibilizem *softwares*⁶ para a seleção do compressor, nos quais são inseridos os dados sobre o ciclo⁷ e obtém-se como resposta o compressor ou compressores adequados para aquela condição, bem como seus dados relevantes (eficiências, volumes, medidas, etc.).

3.2.2 Evaporador e condensador

O dimensionamento de um trocador de calor é uma tarefa bastante trabalhosa, cabendo ao fabricante determinar as características do trocador a partir dos dados fornecidos. São eles: espaço disponível, fluido refrigerante, temperatura de evaporação ou condensação, temperatura ambiente e quantidade de calor a ser trocada.

3.2.3 Trocador de placas

Assim como para o condensador e para o evaporador, o trocador de placas é dimensionado pelo fabricante a partir de dados fornecidos. São eles: para cada lado do trocador: fluido refrigerante, vazão mássica, temperatura e pressão, superaquecimento, sub-resfriamento, e quantidade de calor trocada.

3.2.4 Válvula de expansão eletrônica

A válvula de expansão eletrônica é dimensionada de acordo com a vazão mássica de fluido refrigerante no ciclo, portanto seu dimensionamento pode ser feito a partir dos mesmos dados utilizados para seleção do compressor (fluido refrigerante escolhido, temperaturas de evaporação e condensação, capacidade frigorífica, superaquecimento e sub-resfriamento).

Assim como para compressores, alguns fabricantes disponibilizam *softwares* para auxiliar na seleção da válvula. Para este trabalho as válvulas foram selecionadas com o auxílio do *software* ExVLab⁸, do fabricante Carel.

3.2.5 Separador de óleo

O separador de óleo é selecionado a partir da vazão mássica do ciclo. Alguns catálogos de fabricantes apresentam tabelas de capacidades em determinadas temperaturas de condensação e evaporação ao invés de vazões mássicas para seleção do separador de óleo.

3.2.6 Tubulação

A escolha da tubulação é feita de modo que ela tolere as pressões de trabalho e não ocasione perdas de carga muito grandes ao longo da linha durante a operação. O *software* Coolselector2⁹, do fabricante Danfoss, permite calcular a perda de carga de um refrigerante ao longo da tubulação, auxiliando na escolha do diâmetro dos tubos para cada uma das partes do ciclo.

⁶ Neste trabalho os compressores foram selecionados a partir dos softwares da Emerson e da Danfoss.

⁷ Fluido refrigerante, temperaturas de condensação e evaporação, capacidade frigorífica, superaquecimento, sub-resfriamento, frequência da rede elétrica onde o compressor será ligado, etc.

⁸ ExVLab. Disponível em: <https://exvselectiontool.carel.com/ExVLab/> Acessado em: Outubro de 2016.

⁹ Coolselector2. Disponível em: <http://refrigerationandairconditioning.danfoss.com/support-center/apps-and-software/coolselector/> Acessado em: Outubro de 2016.

3.2.7 Carga de fluido refrigerante e reservatório de líquido

A carga de fluido refrigerante é calculada a partir dos volumes do sistema e das condições de pressão e temperatura do fluido refrigerante em cada um destes volumes. Ou seja:

$$m_T = \sum_{i=1}^n m_i = \sum_{i=1}^n \rho_i * V_i = \rho_1 * V_1 + \rho_2 * V_2 + \dots + \rho_n * V_n \quad (3.3)$$

em que m_T é a carga total de refrigerante, em kg, m_i é a carga de refrigerante da seção i , em kg, ρ_i é a densidade do fluido refrigerante da seção i , em kg/m³, e V_i é o volume que o refrigerante irá ocupar na seção i , em m³.

O reservatório de líquido é dimensionado a partir da carga de fluido refrigerante de modo que, para o caso de uma manutenção, ele possa conter toda a carga de refrigerante a um título de aproximadamente 0,25.

3.2.8 Outros componentes

Os demais componentes possuem poucas limitações na sua escolha, das quais a pressão de operação é a mais comum, já que, como comentado anteriormente, a alta pressão de operação do dióxido de carbono é um fator que complica sua utilização. Como já citado anteriormente, 45bar é a pressão de projeto para os componentes de CO₂ subcrítico, portanto a escolha dos demais componentes também seguirá esta determinação.

4 COMPONENTES ESCOLHIDOS

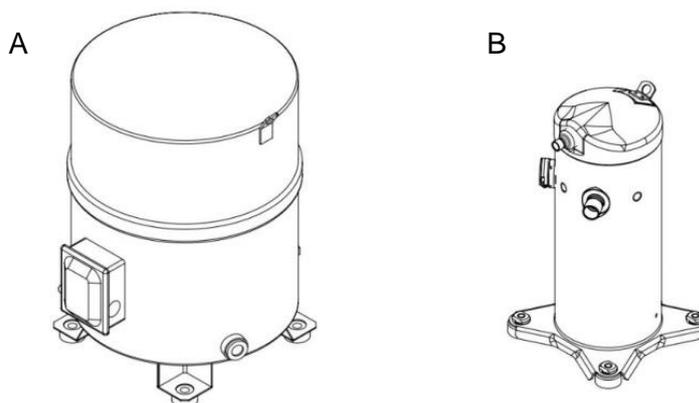
A escolha dos componentes foi feita a partir de critérios pré-estabelecidos e com a assistência de catálogos ou *softwares* indicados pelos fabricantes de componentes.

4.1 COMPRESSORES

O compressor de R134a escolhido foi o modelo MTZ144, ilustrado na Figura 4.1(A), do fabricante Danfoss. Este é um compressor do tipo hermético. Sua vazão volumétrica é de 0,01411m³/s e, para as condições indicadas, apresenta uma eficiência isentrópica de 0,5759%. A aplicação das equações da seção 2 resulta em uma capacidade frigorífica de 13,52kW, calor rejeitado de 19,75kW e uma vazão mássica de 0,09495kg/s.

O compressor de dióxido de carbono escolhido foi o modelo ZO34K3E, ilustrado na Figura 4.1(B), do fabricante Emerson. Este é um compressor do tipo scroll. Sua vazão volumétrica é de 0,001212m³/s e, para as condições indicadas, apresenta uma eficiência isentrópica de 60,6%. A aplicação das equações da seção 2 resulta em uma capacidade frigorífica de 10,6kW, calor rejeitado de 13,5kW e uma vazão mássica de 0,04195kg/s. Pode-se observar um desenho detalhado no Anexo II e o relatório do fabricante sobre este compressor no Anexo III.

Figura 4.1: (A) - Compressor MTZ144. (B) - Compressor ZO34K3E.



4.2 TROCADORES DE CALOR

Como comentado anteriormente, este projeto utiliza três tipos de trocadores de calor: um trocador de placas, um condensador e um evaporador, onde o condensador e o evaporador são serpentinas aletadas.

4.2.1 Evaporador do ciclo secundário

O evaporador, dimensionado pelo fabricante Mipal, possui as seguintes características:

- espaçamento entre tubos de 31,75mm e espaçamento entre filas de 27,5mm;
- espaçamento entre aletas de 2,11mm;
- 20 tubos por fileira;
- 3 fileiras;
- comprimento dos tubos de 900mm;
- 2 circuitos;
- vazão de ar através do trocador de 11500m³/h;
- tubos de 1/2".

4.2.2 Condensador do ciclo primário

O condensador, dimensionado pelo fabricante CiaBE, possui as seguintes características:

- espaçamento entre tubos de 31,75mm e espaçamento entre filas de 27,5mm;
- espaçamento entre aletas de 2,11mm;
- 18 tubos por fileira;
- 5 fileiras;
- comprimento dos tubos de 1300mm;
- 9 circuitos;
- vazão de ar através do trocador de 9100m³/h;
- tubos de 3/8".

4.2.3 Trocador de placas

O trocador de placas, dimensionado pelo fabricante Swep, possui as seguintes características:

- 36 placas;
- placas de 526mm de altura por 119mm de largura;

4.3 VÁLVULAS DE EXPANSÃO

A válvula de expansão selecionada para o ciclo secundário foi a válvula E2V11. A válvula de expansão selecionada para o ciclo primário foi a válvula E2V24. Ambas do fabricante Carel.

4.4 SEPARADOR DE ÓLEO

O separador de óleo selecionado para o ciclo de CO₂ foi o separador coalescente SARC-1-45 7/8" do fabricante Tecnac. Este separador possui um reservatório de óleo de 2,5L incluso e tem capacidade de 1,5L, totalizando 4L.

4.5 TUBULAÇÃO

Estipulando-se que a perda de carga ao longo da tubulação não causaria uma alteração na temperatura maior do que 0,2°C, com auxílio do *software* do fabricante Coolselector2, determinou-se que, para o ciclo secundário, as tubulações entre saída do evaporador e entrada do compressor o diâmetro será de 1/2" e para as demais tubulações o diâmetro será de 3/8". Para o ciclo primário, determinou-se que as tubulações entre a saída do trocador de placas e o

compressor o diâmetro será de 1 e 1/8", para a saída do compressor até a entrada do condensador o diâmetro será de 7/8" e para a saída do condensador até a entrada do evaporador o diâmetro será de 1/2".

4.6 CARGA DE FLUIDO REFRIGERANTE E RESERVATÓRIO DE LÍQUIDO

Para o cálculo de carga do fluido refrigerante, dividiu-se o ciclo secundário em 7 partes diferentes. A Tabela 4.1 indica as seções e suas propriedades e características.

Vale ressaltar que para calcular a massa de refrigerante contida nos trocadores de calor usou-se a aproximação de que a variação do título ao longo do trocador se dá de forma linear, chegando-se a um valor de densidade média. Portanto o título para os trocadores de calor nesta tabela indica apenas um valor calculado a partir da densidade média.

Como comentado anteriormente, o reservatório de líquido é calculado a partir da carga total, sendo que a carga do próprio reservatório está inclusa neste cálculo. Como pode ser observado na tabela, foi calculado que o volume necessário para conter a carga total foi de 6L, que resulta em um título de 0,247 a 10°C (em torno de 45bar).

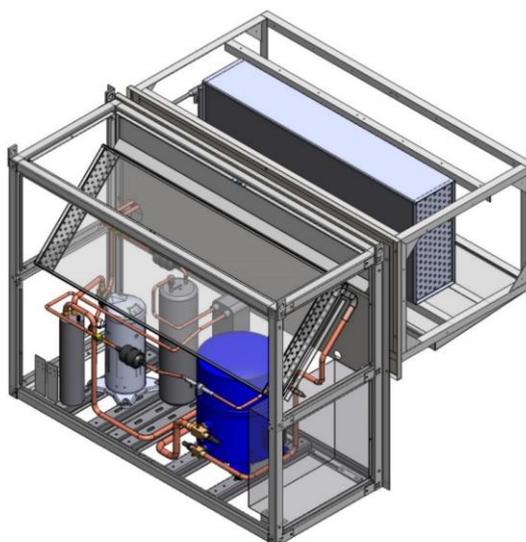
Tabela 4.1: Divisão das seções para cálculo da carga de dióxido de carbono.

Seção	T(°C)	P(bar)	Título	Volume (L)	Densidade(kg/m³)	Massa (kg)	Total de carga (kg)
Comp. - Cond.	63	34,85	1,00	0,857	62,66	0,05	2,221
Condensador	0	34,85	0,33	1,820	245,70	0,45	
Cond. - Expans.	-3	34,85	0,00	0,121	947,20	0,11	
Expans. - Evap.	-30	14,30	0,20	0,007	166,50	0,00	
Evaporador	-30	14,30	0,26	6,000	129,35	0,78	
Evap. - Comp.	-20	14,30	1,00	0,778	34,62	0,03	
Tanque de líquido	0	34,85	0,70	6,000	133,49	0,80	

4.7 ESTRUTURA MONTADA

Uma vez selecionados os componentes de maior volume da máquina, foi realizada a distribuição espacial de cada uma das partes da máquina em uma estrutura, garantindo que todos os componentes coubessem e buscando reduzir a extensão das tubulações. A Figura 4.2 mostra uma distribuição preliminar dos componentes em uma estrutura. Em azul o compressor do circuito primário, em cinza claro, o compressor do circuito secundário, em cinza escuro o separador de óleo (cilindro menor), o reservatório de líquido (cilindro maior), e o trocador de placas (atrás do compressor hermético). Note-se também o condensador (acima dos componentes já citados) e o evaporador, ambos representados apenas com suas estruturas externas, sem ventiladores ou serpentinas, para facilitar sua visualização.

Figura 4.2: Distribuição dos componentes em estrutura.



5 ANÁLISE DO CICLO

O programa EES® foi utilizado para realizar a análise do ciclo. A programação utilizada para realizar esta análise se encontra no Apêndice A. A Tabela 5.1 mostra os estados em pontos relevantes do ciclo. Estes pontos estão marcados na Figura 3.1.

Tabela 5.1: Pontos relevantes do ciclo. Os pontos 1 a 4 são, respectivamente, sucção do compressor, descarga do compressor, saída do condensador e entrada no trocador de placas, todos para o ciclo primário, enquanto os pontos 5 a 8 são, respectivamente, sucção do compressor, descarga do compressor, saída do trocador de placas e entrada no evaporador, todos para CO₂. Estes pontos podem ser observados na Figura 3.1.

		T (°C)	P (KPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)	x
R134a	1	0,9	208	254	0,97	1,00
	2	86,8	1.161	319	1,05	1,00
	3	42,0	1.161	111	0,40	0,00
	4	-9,1	208	111	0,43	0,35
R744	5	-20,0	1.428	-58	-0,70	1,00
	6	67,9	3.565	10	-0,61	1,00
	7	-2,1	3.565	-312	-1,76	0,00
	8	-30,0	1.428	-312	-1,74	0,20

As Tabelas 5.2 e 5.3 mostram comparações entre o ciclo subcrítico de CO₂/R134a e outros ciclos com R404A e R22. Para realizar esta comparação, utilizou-se o *software* do fabricante Emerson para encontrar compressores do tipo scroll que se enquadrassem na mesma faixa de capacidade que o ciclo em cascata (10,6kW). Para realizar os cálculos que forneceram os dados para esta comparação utilizou-se o EES®, com uma programação semelhante à utilizada para o cálculo do ciclo em cascata. A Tabela 5.2 compara a vazão, potência consumida e COP para cada um dos fluidos refrigerantes com temperatura de condensação de 45°C e temperatura de evaporação de -30°C. A Tabela 5.3 compara capacidade frigorífica e COP em diferentes temperaturas de evaporação para os mesmos fluidos refrigerantes da Tabela 5.2.

Tabela 5.2: Comparação de vazões, potência consumida e COP para diferentes fluidos refrigerantes.

	Compressor	Fluido	$\eta_{isentrópica}$	\dot{V} (m ³ /s)	\dot{m} (kg/s)	Potência consumida (kW)	COP
Ciclo em Cascata	MTZ144	R134a	0,576	0,01411	0,09495	6,233	1,165
	ZO34K3E	R744	0,606	0,001212	0,04195	2,891	
	ZS92K4E	R404A	0,599	0,01653	0,01125	9,268	
	ZF41KQE	R22	0,529	0,0103	0,07247	8,785	

Tabela 5.3: Comparação de capacidades frigoríficas e COP para diferentes fluidos refrigerantes com diferentes temperaturas de evaporação.

Temperatura de evaporação (°C)	R134a/R744		R404A		R22	
	Cap. Frig (kW)	COP	Cap. Frig (kW)	COP	Cap. Frig (kW)	COP
-20	13,940	1,412	16,490	1,480	16,010	1,520
-25	12,210	1,281	13,290	1,300	13,090	1,353
-30	10,620	1,165	10,620	1,146	10,620	1,209
-35	9,182	1,061	8,399	1,012	8,529	1,083
-40	7,877	0,968	6,571	0,896	6,782	0,974

Os dados observados na Tabela 5.2 deixam claro que o ciclo com dióxido de carbono apresenta COP na mesma faixa dos outros ciclos, demonstrando sua viabilidade do ponto de vista de eficiência energética. Além disso, observa-se que a vazão volumétrica do R744 é muito menor do que a de outros fluidos refrigerantes, o que indica que os componentes para este fluido refrigerante são menores, requerendo menos espaço e matéria prima.

Na Tabela 5.3, nota-se que para temperaturas de evaporação mais elevadas, o circuito em cascata não é uma opção tão eficiente, enquanto que em temperaturas de evaporação mais baixas ele mostra uma tendência a uma maior eficiência em comparação com os outros ciclos.

Vale notar que, apesar do fluido R22 apresentar bons resultados nesta comparação, o Protocolo de Montreal limita seu uso, por ser um refrigerante que prejudica a camada de ozônio.

6 CONCLUSÃO

Este trabalho propôs-se a realizar o projeto de uma máquina de refrigeração operando em cascata entre R134a e R744 (dióxido de carbono) com capacidade frigorífica de 10kW e temperatura de evaporação de -30°C . O dimensionamento desta máquina e seus componentes está detalhado ao longo do trabalho.

A análise e comparação deste ciclo com outros ciclos de compressão de vapor com outros fluidos refrigerantes é apresentada e dela se conclui que o ciclo em cascata utilizando dióxido de carbono é uma opção viável do ponto de vista energético, uma vez que apresenta COP de 1,165 enquanto os ciclos de R404A e R22 apresentam COPs de, respectivamente, 1,146 e 1,209. Além disso, uma comparação entre estes ciclos com a evaporação em diferentes temperaturas indica que o dióxido de carbono apresenta maiores vantagens em eficiência e capacidade frigorífica para temperaturas mais baixas.

Nota-se também que o ciclo de dióxido de carbono requer componentes menores, tendo sua vazão volumétrica de $0,001212\text{m}^3/\text{s}$, que é muito inferior à dos outros fluidos refrigerantes analisados ($0,01653\text{m}^3/\text{s}$ e $0,0103\text{m}^3/\text{s}$).

Conclui-se, por fim, que o ciclo em cascata não é apenas uma opção viável em geral, mas também recomendável para baixas temperaturas de evaporação, além de ser uma opção mais amigável para o meio-ambiente.

Como estudo subsequente, recomenda-se o projeto de uma bancada de testes para realizar o teste do protótipo a ser construído a partir deste projeto. Outro estudo relevante seria o projeto de uma máquina de refrigeração que opere apenas com dióxido de carbono.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASHRAE, Inc. **ASHRAE Handbook: fundamentals**. Atlanta: ASHRAE, 2009.

ASHRAE, Inc. **ASHRAE Handbook: HVAC systems & equipment**. Atlanta: ASHRAE, 2008.

ASHRAE, Inc. **ASHRAE Handbook: refrigeration**. Atlanta: ASHRAE, 2006.

BODINUS, W. S. The rise and fall of carbon dioxide systems. **ASHRAE Journal**, v. 41, n. 4, p. 37-42, 1999.

CHRISTIAN HEERUP DANISH TECHNOLOGICAL INSTITUTE. Industrial systems. In: REULENS, W. (Ed.) **Natural refrigerant CO₂**. Diepenbeek [Belgium]: Katholieke Hogeschool Limburg, 2009. p. 42-99.

CLETO, L. T. Aplicações de CO₂ como fluido refrigerante no setor de refrigeração industrial. In: **USO DE FLUIDOS NATURAIS EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO E AR-CONDICIONADO**, 2007, São Paulo. **Artigos Técnicos**. São Paulo: MMA, 2008. p. 1-16.

COOLPACK Versão 1.50. Disponível em: <http://www.en.ipu.dk/~media/koele-og-energiteknik/downloads/coolpack150.ashx> Acessado em: 2 de Junho de 2016.

FARTAJ, A.; TING D. S. -K.; YANG W. W. Second law analysis of the transcritical CO₂ refrigerant cycle. **Energy conversion and management**. Ontario, Canada, v. 45, p. 2269-2281, 2004.

GUERESI, A. **Análise de uma máquina para refrigeração industrial utilizando dois fluidos refrigerantes diferentes**. 17 f. Trabalho de conclusão de curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2015.

LADEIRA, H. M. S.; BANDARRA FILHO, E. P. Estudo do dióxido de carbono, CO₂, operando como fluido refrigerante em sistemas de refrigeração. In: SIMPÓSIO DO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA, 15., 2005, Uberlândia. [**Anais**]. Uberlândia: Universidade Federal de Uberlândia, 2005.

MONTEIRO, V. **Refrigeração I: Técnicas e Competências Ambientais**. Lisboa: ETEP, 2015.

MORAN, M. J.; SHAPIRO H. N. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics**. 5. Ed. Chichester: John Wiley & Sons Ltd, 2006.

OÑA, A.; BURHENNE, N.; MARATOU A. Drivers for implementation of CO₂ technology. In: REULENS, W. (Ed.) **Natural refrigerant CO₂**. Diepenbeek [Belgium]: Katholieke Hogeschool Limburg, 2009. p. 299-346.

SANZ-KOCK, C.; LLOPIS, R.; SÁNCHEZ, D.; CABELLO, R.; TORRELA ALCARAZ, E. Experimental evaluation of a R134a/CO₂ cascade refrigeration plant. **Applied Thermal Engineering**. Oxford, Inglaterra, v. 73, p. 41-50, 2014.

SILVA, A. da; EUZEBIO, M. Una visión general de la experiencia obtenida en la aplicación de CO₂ en refrigeración de supermercados en Brasil. In: ANNUAL MEETING INTERNATIONAL INSTITUTE OF AMMONIA REFRIGERATION, 36., 2014, Nashville, Tennessee. **Technical papers**. Alexandria, VA: IIR, 2014. 32p. (Trabajo técnico, 5).

SRNIVASAN, K.; LIM, Y. K.; HO, J. C.; WIJEYSUNDERA, N. E. Identification of optimum inter-stage pressure for two-stage transcritical carbon dioxide refrigeration cycles. **The journal of supercritical fluids**. University of Melbourne, Melbourne, Australia, v. 58, p. 26-30, 2011.

STENE, J. CO₂ heat pumps. In: REULENS, W. (Ed.) **Natural refrigerant CO₂**. Diepenbeek [Belgium]: Katholieke Hogeschool Limburg, 2009. p. 224-291.

APÊNDICE A – Programação utilizada para calcular o ciclo no software EES® (*Engineering Equation Solver*)

```

//*****Dados de entrada.*****
//Pertinentes a ambos os ciclos
DELTAT_PHX = 10 [K] //diferença de temperaturas entre
R134a e CO2 no trocador de placas.

//Pertinentes a R134a
T_evap_R134a = T_Cond_CO2 - DELTAT_PHX
T_cond_R134a = 45 [C]
Superaq_R134a = 10 [K]
Subresf_R134a = 3 [K]

//Pertinentes a CO2
T_evap_CO2 = -30 [C]
Superaq_CO2 = 10 [K]
Subresf_CO2 = 3 [K]

//Dados Compressor R134a: MTZ144
eta_isent_R134a = 0.5759 //eficiência isentrópica
eta_vol_R134a = 0.6803 //eficiência volumétrica
f_cilindrada_R134a = 3500/60 [Hz] //frequência do ciclo, hertz
V_cilindrada_R134a = 241.87/1000000 [m³/s] //volume varrido
a cada ciclo

//Dados Compressor CO2: ZO34K3E
eta_isent_CO2 = 0.606 //eficiência isentrópica
vol_dot_CO2 = 0.001212 //vazão volumétrica do compressor

//*****Fórmulas.*****
//Fórmulas R134a
eta_vol_R134a =
(m_dot_R134a*v[1])/(V_cilindrada_R134a*f_cilindrada_R134a)
vol_dot_R134a = (V_cilindrada_R134a*f_cilindrada_R134a)
eta_isent_R134a = (h_ise_R134a-h[1])/(h[2]-h[1])
P_comp_R134a = m_dot_R134a*(h[2]-h[1])
Q_cond_R134a = m_dot_R134a*(h[2]-h[3])
Q_evap_R134a = m_dot_R134a*(h[1]-h[4])
COP_R134a = Q_evap_R134a/P_comp_R134a
r_134a = P[2]/P[1]

//Fórmulas CO2
vol_dot_CO2 = m_dot_CO2*v[5]
eta_isent_CO2 = (h_ise_CO2-h[5])/(h[6]-h[5])
P_comp_CO2 = m_dot_CO2*(h[6]-h[5])
Q_cond_CO2 = m_dot_CO2*(h[6]-h[7])
Q_evap_CO2 = m_dot_CO2*(h[5]-h[8])
COP_CO2 = Q_evap_CO2/P_comp_CO2
r_CO2 = P[6]/P[5]

//Fórmulas pertinentes a ambos
COP_Geral = Q_evap_CO2/(P_comp_CO2+P_comp_R134a)
Q_cond_CO2 = Q_evap_R134a

//*****Propriedades*****
// Pontos 1 a 4 são, respectivamente, sucção do compressor,
descarga do compressor, saída do condensador e entrada no
evaporador, todos para R134a.
// Pontos 5 a 8 são, respectivamente, sucção do compressor,
descarga do compressor, saída do condensador e entrada no
evaporador, todos para CO2.
//Pressões
P[1] = p_sat(R134a,T = T_evap_R134a)
P[2] = p_sat(R134a,T = T_cond_R134a)
P[3] = p_sat(R134a,T = T_cond_R134a)
P[4] = p_sat(R134a,T = T_evap_R134a)
P[5] = p_sat(CarbonDioxide,T = T_evap_CO2)
P[6] = p_sat(CarbonDioxide,T = T_cond_CO2)
P[7] = p_sat(CarbonDioxide,T = T_cond_CO2)
P[8] = p_sat(CarbonDioxide,T = T_evap_CO2)

//Temperaturas
T[1] = T_evap_R134a + Superaq_R134a
T[2] = T_descarga_R134a
T[3] = T_cond_R134a - Subresf_R134a
T[4] = T_evap_R134a
T[5] = T_evap_CO2 + Superaq_CO2
T[6] = T_descarga_CO2
T[7] = T_cond_CO2 - Subresf_CO2
T[8] = T_evap_CO2

//Entalpias
h[1] = enthalpy(R134a,T=T[1],P=P[1])
h_ise_R134a = enthalpy(R134a,P=P[2],s=s[1]) //entalpia na
descarga para compressão isentrópica
h[2] = enthalpy(R134a,T=T[2],P=P[2])
h[3] = enthalpy(R134a,T=T[3],P=P[3])
h[4] = h[3]
h[5] = enthalpy(CarbonDioxide,T=T[5],P=P[5])
h_ise_CO2 = enthalpy(CarbonDioxide,P=P[6],s=s[5])
//entalpia na descarga para compressão isentrópica
h[6] = enthalpy(CarbonDioxide,T=T[6],P=P[6])
h[7] = enthalpy(CarbonDioxide,T=T[7],P=P[7])
h[8] = h[7]

//Entropias
s[1] = entropy(R134a,T = T[1], P = P[1])
s[2] = entropy(R134a,T = T[2], P = P[2])
s[3] = entropy(R134a,T = T[3], P = P[3])
s[4] = entropy(R134a,T = T[4], x = x[4])
s[5] = entropy(CarbonDioxide,T = T[5], P = P[5])
s[6] = entropy(CarbonDioxide,T = T[6], P = P[6])
s[7] = entropy(CarbonDioxide,T = T[7], P = P[7])
s[8] = entropy(CarbonDioxide,T = T[8], x = x[8])

//Títulos
x[1] = 1
x[2] = 1
x[3] = 0
x[4] = (h[4] - enthalpy(R134a,T=T[4],
x=0))/(enthalpy(R134a,T=T[4],x=1)-enthalpy(R134a,T=T[4],
x=0))
x[5] = 1
x[6] = 1
x[7] = 0
x[8] = (h[8] - enthalpy(CarbonDioxide,T=T[8],
x=0))/(enthalpy(CarbonDioxide,T=T[8],x=1)-
enthalpy(CarbonDioxide,T=T[8],x=0))

//Volumes específicos
v[1]=volume(R134a,T=T[1],P=P[1])
v[2]=volume(R134a,T=T[2],P=P[2])
v[3]=volume(R134a,T=T[3],P=P[3])
v[4]=volume(R134a,T=T[4],x=x[4])
v[5]=volume(CarbonDioxide,T=T[5],P=P[5])
v[6]=volume(CarbonDioxide,T=T[6],P=P[6])
v[7]=volume(CarbonDioxide,T=T[7],P=P[7])
v[8]=volume(CarbonDioxide,T=T[8],x=x[8])

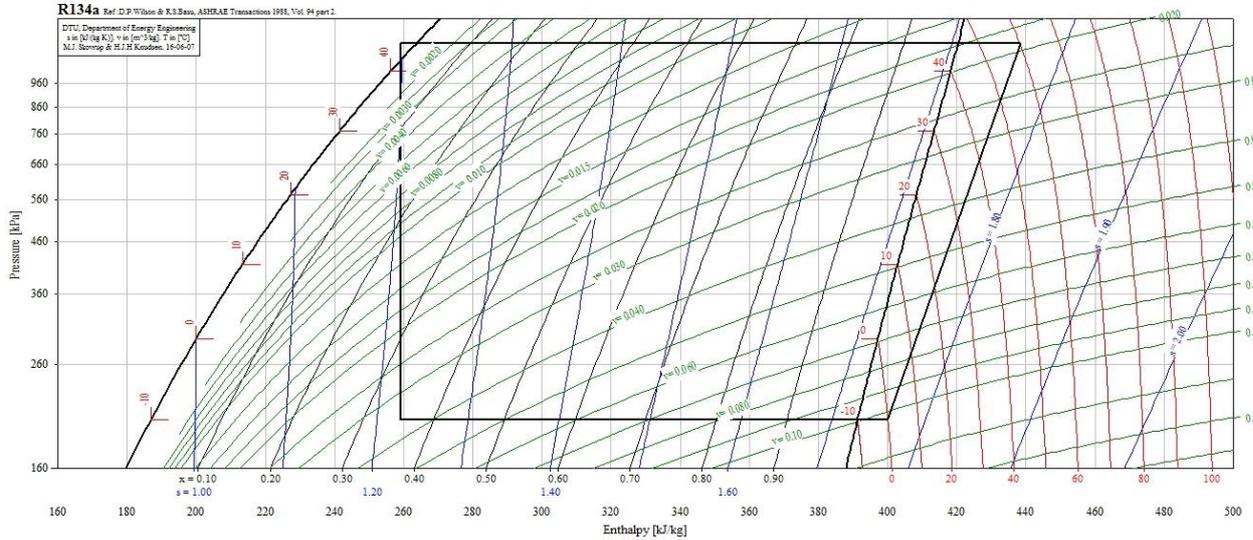
//Densidades
rho[1] = 1/v[1]
rho[2] = 1/v[2]
rho[3] = 1/v[3]
rho[4] = 1/v[4]
rho[5] = 1/v[5]
rho[6] = 1/v[6]
rho[7] = 1/v[7]
rho[8] = 1/v[8]

//*****Fim*****

```

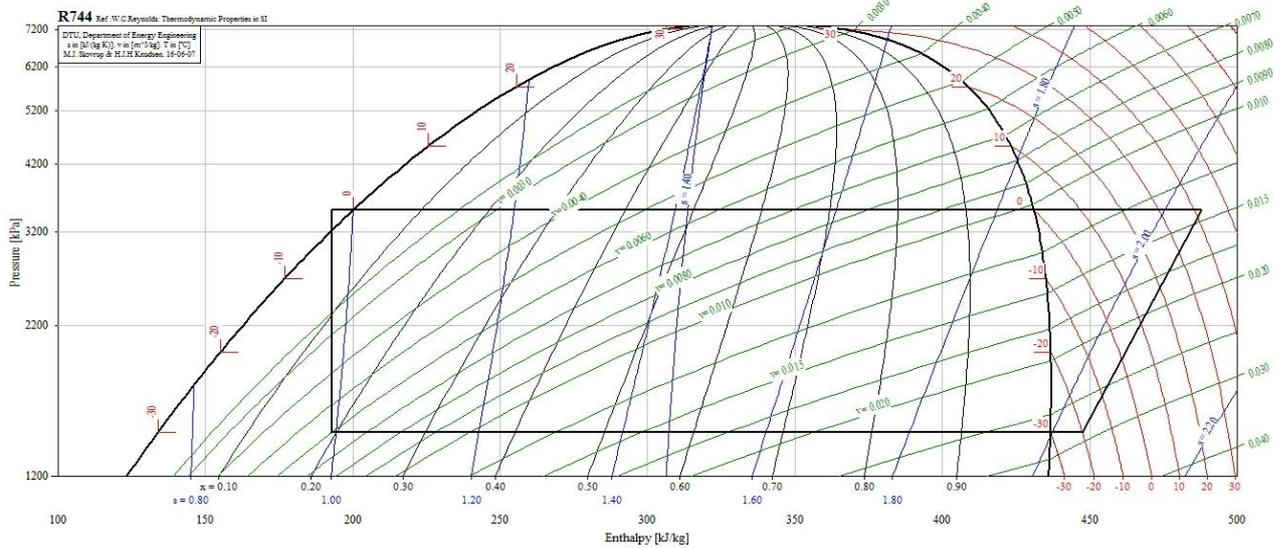
ANEXO I – Diagramas de pressão por entalpia dos ciclos em cascata.

Figura a: Diagrama p-h do fluido refrigerante R134a e o ciclo primário apresentado em linha escura.



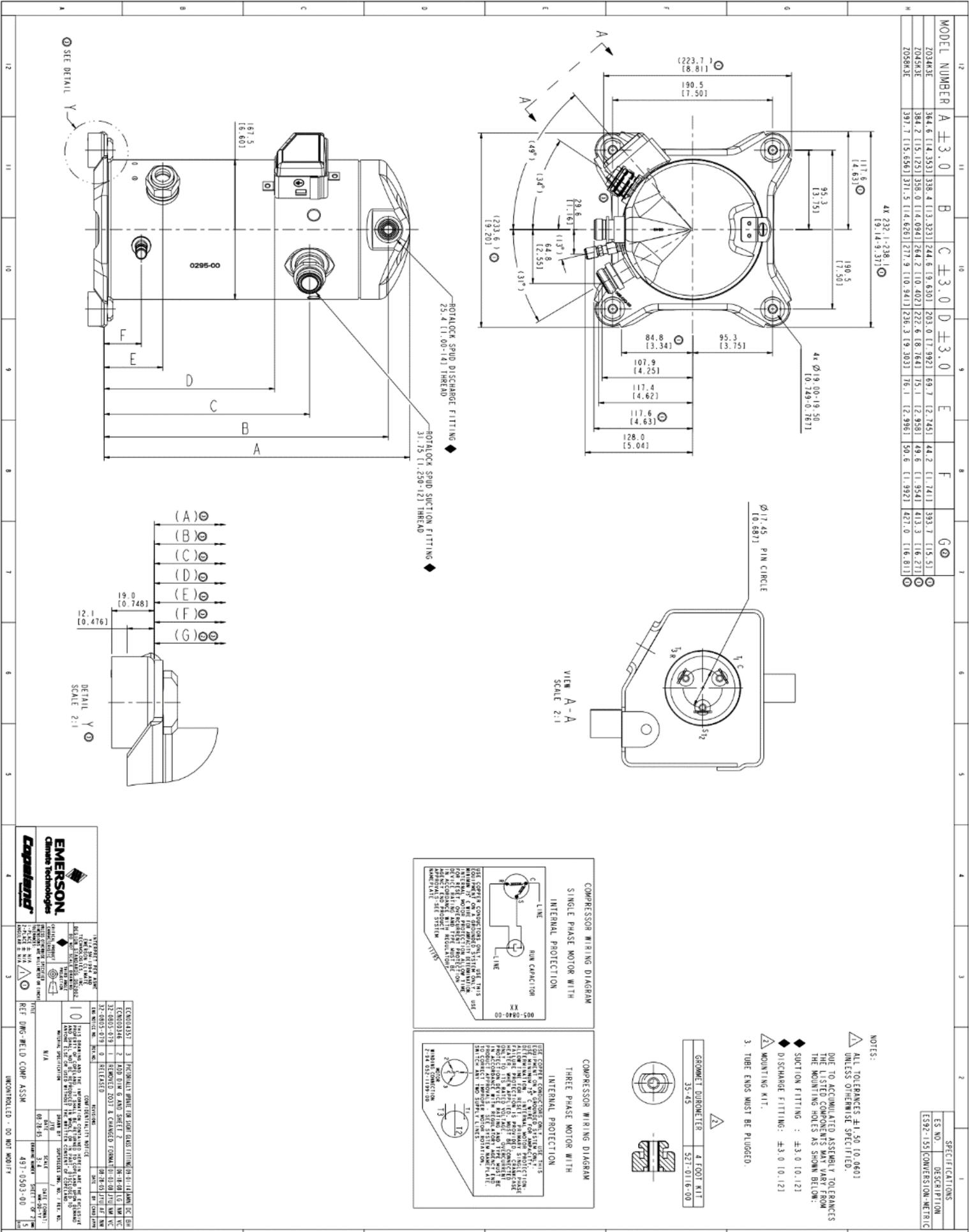
Fonte: CoolPack 1.50, 2016

Figura b: Diagrama p-h do fluido refrigerante R744 (CO₂) e o ciclo secundário apresentado em linha escura.



Fonte: CoolPack 1.50, 2016

ANEXO II – Desenho do compressor ZO34K3E.



ANEXO III – Relatório de fabricante do compressor ZO34K3E

ZO34K3E-TF7

CO2, R-744, 60 Hz, 3 -phase, 380 V
Extra-Low Temperature



Production Status: Available for sale to all U.S. customers. Please check with your local Emerson Climate Technologies Representative for international availability.

Performance

Mechanical

Evaporator Temp. (°F)	-31.00	-58.00
Condensing Temp. (°F)	14.00	14.00
Return Gas Temp. (°F)	5	-22
Liquid Temp. (°F)	14	14
Capacity (Btu/hr)	32000	14600
Power (W):	2080	2210
Current (Amps):	3.70	3.90
EER (Btu/Wh):	15.40	6.60
Mass Flow (lbs/hr):	265	123
<u>Sound Data @</u>		
Sound Power (dBA):	68 Avg	73 Max
Vibration mils(peak-peak):	2.0 Avg	3.0 Max
Record Date:	2014-07-10	

Displacment (in ³ /Rev):	1.42
Displacment (ft ³ /hr):	172.33
Overall Length (in):	9.57
Overall Width (in):	9.57
Overall Height (in):	14.83
Mounting Length (in):	7.50
Mounting Width (in):	7.50
Mounting Height (in):	15.10 *
Suction Size (in),Type:	1 1/4 Rotalo
Discharge Size (in),Type:	1 Rotalo
Initial Oil Charge (oz):	46
Oil Recharge (oz):	42
Net Weight (lbs):	60.00
Internal Free Volume (in ³):	
Horse Power:	2.00
*Overall compressor height on Copeland Brand Product's specified mounting grommets.	

Electrical

LRA High*(Amp):	31.0
LRA Low* (Amp):	
LRA Half Winding (Amp):	
MCC (Amps):	8.2
Max Operating Current(Amp):	6.1
RLA, MCC/1.4;use for contactor selection (Amp):	5.9
RLA, MCC/1.56;use for breaker & wire size selection (Amp):	5.3
RPM:	3500
UL File No:	
UL File Date:	
*Low and High refer to the low and high nominal voltage ranges for which the motor is approved.	

Capacitors

Alternate Applications

<u>Refrigerant</u>	<u>Voltage</u>	<u>Phase</u>	<u>Freq (Hz)</u>	<u>Application</u>
--------------------	----------------	--------------	------------------	--------------------