

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA  
CENTRO DE TECNOLOGIA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Artur Araujo da Luz

**ESTUDO DE CICLOS DE REFRIGERAÇÃO UTILIZANDO R-744  
COMO FLUIDO REFRIGERANTE**

Santa Maria, RS  
2019

**Artur Araujo da Luz**

**ESTUDO DE CICLOS DE REFRIGERAÇÃO UTILIZANDO R-744 COMO FLUIDO  
REFRIGERANTE**

Trabalho de Conclusão de Curso  
apresentado ao Departamento de  
Engenharia Mecânica, da Universidade  
Federal de Santa Maria (UFSM, RS), como  
requisito parcial para a obtenção do grau  
de Engenheiro Mecânico

Orientador: Prof. Dr. Carlos Eduardo Gux Falcão

Santa Maria, RS  
2019

**Artur Araujo da Luz**

**ESTUDO DE CICLOS DE REFRIGERAÇÃO UTILIZANDO R-744 COMO FLUIDO  
REFRIGERANTE**

Trabalho de Conclusão de Curso  
apresentado ao Departamento de  
Engenharia Mecânica, da Universidade  
Federal de Santa Maria (UFSM, RS), como  
requisito parcial para a obtenção do grau  
de Engenheiro Mecânico

**Aprovado em 19 de Dezembro de 2019:**

---

**Carlos Eduardo Guex Falcão, Dr.**  
(Orientador)

---

**César Addis Valverde Salvador, Dr.**

---

**Eduardo Xavier Barreto, Dr.**

Santa Maria, RS  
2019

## **AGRADECIMENTOS**

*A Deus, pelas infinitas possibilidades que me são oferecidas e pela incrível sensação de estar sempre presente comigo.*

*À minha família, pelo apoio incondicional que sempre me foi dado, pelo carinho e afeto, oferecendo sempre uma palavra de conforto nos momentos mais difíceis.*

*Ao professor Carlos Eduardo Falcão, pela amizade, orientação, incentivo e dedicação ao longo do desenvolvimento do trabalho.*

*Aos amigos de São Luiz Gonzaga, que sempre estiveram presente. Toda essa trajetória foi mais tranquila, pois sabia que contava com o apoio e torcida de vocês.*

*Aos amigos do curso de Engenharia Elétrica, pelo companheirismo sempre presente nos inúmeros churrascos e confraternizações.*

*A todos os demais que contribuíram de uma forma direta ou indireta para que esta jornada fosse realizada com êxito, o meu muito obrigado.*

*“A grandeza da vida não consiste em não cair nunca, mas em nos levantarmos cada vez que caímos”*

*(Nelson Mandela)*

## RESUMO

### ESTUDO DE CICLOS DE REFRIGERAÇÃO UTILIZANDO R-744 COMO FLUIDO DE REFRIGERANTE

AUTOR: Artur Araujo da Luz

ORIENTADOR: Carlos Eduardo Guex Falcão, Dr. Eng.

Fluidos HCFCs são os mais utilizados em ciclos de refrigeração. Porém, novas diretrizes preveem o abandono de tais fluidos por questões ambientais e a indústria tem voltado sua atenção novamente aos fluidos naturais, dentre eles, o dióxido de carbono ou R-744. O presente trabalho realiza uma análise energética e exergética de cinco ciclos refrigerantes transcíticos utilizando o R-744 como fluido refrigerante. Um código no software Engineering Equation Solver (EES) foi elaborado para cada ciclo, simulando e realizando a otimização dos mesmos. São também calculadas as irreversibilidades de cada um dos ciclos, com intuito de analisar os maiores geradores de entropia. Conjuntamente, são determinados os pontos de pressões ótimas para o fluido na entrada do arrefecedor em cada um dos ciclos, maximizando assim o COP, e conseqüentemente otimizando cada ciclo.

Palavras-Chave: Fluidos naturais, R-744, Análise energética, Análise Exergética, EES, Irreversibilidades, COP, Otimização.

## **ABSTRACT**

### **STUDY OF COOLING CYCLES USING R-744 AS WORK FLUID**

AUTHOR: Artur Araujo da Luz

ADVISOR: Carlos Eduardo Guex Falcão, Dr. Eng.

HCFCs' fluids are the most commonly used in refrigeration cycles. However, new guidelines foresee the abandonment of such fluids for environmental reasons and the industry has again turned its attention to natural fluids, and among them, to carbon dioxide or R-744. The present work performs an energy and exergetic analysis of five transcritical refrigerant cycles using R-744 as refrigerant fluid. A code in the Engineering Equation Solver (EES) software was prepared for each cycle, simulating and optimizing them. The irreversibilities of each cycle are also calculated, in order to analyze the largest entropy generators. In addition, the optimum pressure points for fluid at the cooler inlet are determined in each cycle, thereby maximizing COP, and consequently optimizing each cycle.

Key Words: Natural Fluids, R-744, Energy Analysis, Exergetic Analysis, EES, Irreversibilities, COP, Optimization.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 4-1 Gráfico de pressão x entalpia do caso 1 .....	23
Figura 4-2 COP em função da temperatura ambiente (caso 1).....	24
Figura 4-3 Gráfico de pressão x entalpia (caso 2).....	27
Figura 4-4 COP em função da temperatura ambiente (caso 2).....	29
Figura 4-5 Gráfico pressão x entalpia (caso3).....	32
Figura 4-6 COP em função da temperatura ambiente (caso 3).....	33
Figura 4-7 Gráfico de pressão x entalpia (caso 4).....	35
Figura 4-8 COP em função da temperatura ambiente (caso 4).....	37
Figura 4-9 Gráfico pressão x entalpia (caso 5).....	39
Figura 4-10 COP em função da temperatura ambiente (caso 5).....	41
Figura 4-11 Gráfico de pressão e COP em todos os casos .....	44
Figura 4-12 Gráfico de temperatura e COP em todos os casos.....	45
Figura 4-13 Gráfico do COP em relação a temperatura de saída do arrefecedor no caso simulado por Sarkar .....	46
Figura 4-14 Gráfico do ciclo simulado por Shilliday, Tassou e N. Shilliday .....	47
Figura 4-15 Gráfico do COP em relação a temperatura de saída do arrefecedor no caso simulado por Shilliday e Tassou .....	48
Figura 4-16- Caso 2 simulado utilizando as mesmas variáveis de J.A. Shilliday, Tassou e N. Shilliday .....	49



## LISTA DE TABELAS

Tabela 4-1 Equações de energia para cada componente (caso 1) .....	23
Tabela 4-2 Equações da destruição de exergia para cada componente (caso 1).....	25
Tabela 4-3 Equações de energia para cada componente (caso 2) .....	28
Tabela 4-4 Equações da destruição de exergia para cada componente (caso 2).....	30
Tabela 4-5 Equações de energia para cada componente (caso 3) .....	32
Tabela 4-6 Equações da destruição de exergia para cada componente (caso 4).....	34
Tabela 4-7 Equações de energia (caso 4) .....	36
Tabela 4-8 Equações de destruição de exergia para cada componente (caso 4).....	38
Tabela 4-9 Equações de energia para cada componente (caso 5) .....	40
Tabela 4-10 Equações da destruição de exergia de cada componente (caso 5).....	42

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	<b>11</b>
1.1 CARACTERIZAÇÃO E JUSTIFICATIVA .....	12
1.2 OBJETIVOS .....	13
<b>1.2.1 Objetivos Específicos</b> .....	<b>14</b>
1.3 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO .....	15
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	<b>16</b>
<b>3 METODOLOGIA</b> .....	<b>19</b>
<b>4 DESENVOLVIMENTO</b> .....	<b>22</b>
4.1 CICLO BÁSICO DE REFRIGERAÇÃO TRANSCRÍTICO.....	22
4.2 CICLO DE REFRIGERAÇÃO TRANSCRÍTICO COM UM TROCADOR INTERNO DE CALOR .....	26
4.3 CICLO DE REFRIGERAÇÃO TRANSCRÍTICO COM DOIS COMPRESSORES E UM INTERCOOLER.....	31
4.4 CICLO DE REFRIGERAÇÃO TRANSCRÍTICO COM UM TROCADOR DE CALOR INTERNO, DOIS COMPRESSORES E UM INTERCOOLER.....	35
4.5 CICLO DE REFRIGERAÇÃO TRANSCRÍTICO COM A ADIÇÃO DE UMA TURBINA.....	38
4.6 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS .....	42
<b>5 CONSIDERAÇÕES FINAIS</b> .....	<b>50</b>
5.1 TRABALHOS FUTUROS .....	51
<b>REFERÊNCIAS</b> .....	<b>52</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Com a crescente preocupação em relação às mudanças climáticas, diferentes órgãos e chefes de estado têm buscado soluções na tentativa de reduzir os fatores que agravam este problema. Estudos no IPCC (*Intergovernmental Panel of Climate Change*) avaliam que, no último século, a temperatura global variou 0,6 °C e diversos estudos concluem que o aquecimento global antropogênico é o principal responsável, cabendo a todos nós exigirmos e buscarmos soluções para este problema. Buscando a reversão deste quadro existem diversas frentes de pesquisa. Considerando especificamente sistemas de refrigeração e ar condicionado, a comunidade científica tem buscado novos fluidos de trabalho para a substituição dos atuais compostos halogenados, utilizados como refrigerantes em máquinas térmicas para produção de frio ou calor ao redor do mundo.

Os compostos halogenados foram desenvolvidos nos anos 1930-40, pelo setor químico industrial e foram utilizados como refrigerantes, pois dispõem de propriedades termofísicas capazes de promover refrigeração e possuem um alto índice de desempenho. Dentre os utilizados como refrigerantes, vale destacar os clorofluorcarbonetos (CFCs) e os hidrofluorcarbonetos (HFCs).

O uso dos compostos halogenados se tornou bastante popular após a sua descoberta, no final da década de 1930. Os primeiros compostos identificados foram o CFCs. Estes, obtiveram ampla aceitação, principalmente por não serem tóxicos e tampouco inflamáveis, diferentemente dos fluidos de trabalho que, até então eram utilizados e, ainda, tinham a vantagem de possuir uma menor pressão de trabalho em relação aos refrigerantes usados naquele momento. A introdução dos CFCs permitiu a disseminação dos refrigeradores domésticos, os quais deixaram de ser um luxo e passaram a ser uma necessidade (MELO, 2015).

No entanto, em um estudo liderado pelo Dr. Mário Molina, em 1974, da Universidade de Califórnia, foi verificado que esses CFCs causavam danos imensos a camada de ozônio, provocando uma significativa redução da mesma. Como resultado direto desse estudo, acabou sendo realizado o Protocolo de Montreal, em 1987, com o objetivo de restringir a emissão de substâncias agressivas à camada de ozônio.

A alternativa para os CFCs foi encontrada no uso dos HFCs. Entretanto, esses compostos também falharam ao serem ambientalmente amigáveis, pois estudos de

cunho ambiental realizados no final dos anos 80 e início dos anos 90, do século passado, provaram que o uso de HFCs contribuem de forma negativa para o aumento do efeito estufa. Visando combater essa situação, o Protocolo de Quioto (1997) foi realizado. Este protocolo estabelece bases vinculativas para as emissões de gases com efeito estufa. As diretivas do protocolo diferem de país para país, no entanto, basicamente, proíbem liberações evitáveis de HFCs, chegando até em alguns países eliminando o seu uso.

Cientes das consequências do uso desses compostos, muitos pesquisadores estão iniciando, ou até mesmo, retomando os estudos envolvendo compostos naturais, como o dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ). Vale lembrar que o uso de  $\text{CO}_2$  como refrigerante é datado desde 1860. Seu uso só foi posteriormente interrompido, pois, apresentava características difíceis de serem controladas à época, devido a modesta tecnologia e, também, porque possuía um baixo índice de eficiência em ciclos de refrigeração, necessitando de elevadas pressões de trabalho, o que impõe limitações técnicas.

No entanto, atualmente, devido à evolução da tecnologia, indústria e processos de manufatura, o dióxido de carbono tem se apresentado cada vez mais como um substituto adequado aos compostos halogenados. O dióxido de carbono possui impacto zero nas mudanças climáticas, uma vez que é recuperado em outros processos industriais. Além disso,  $\text{CO}_2$ , não é tóxico, não é inflamável e nem corrosivo, assim como não tem impacto na camada de ozônio. É barato e está disponível (ZHANG et al., 2013)

Com o presente trabalho, pretende-se analisar a eficiência de um ciclo de refrigeração, empregando o  $\text{CO}_2$  como fluido refrigerante. O ciclo proposto, será um ciclo transcrito, com a adição de alguns componentes que visam aumentar o coeficiente de performance e a eficiência exergética. Serão simulados 5 casos utilizando o software Engineering Equation Solver (ESS).

## 1.1 CARACTERIZAÇÃO E JUSTIFICATIVA

Nas últimas 3 décadas, houve uma produção em massa dos sistemas de refrigeração e condicionamento de ar. Isso se deu principalmente devido à melhora na precisão de fabricação e técnicas de engenharia, possibilitando ainda mais popularização de sistemas de HVACR (aquecimento, ventilação, ar condicionado e

refrigeração). Esse setor passou então a se tornar responsável por 7% das emissões de gases do efeito estufa (GEE), o que equivale a 3,7 Gton de CO<sub>2</sub> por ano (ANTUNES, 2015). Esta emissão anual equivalente poderá ultrapassar 8,1 Gton em 2030, ano em que o setor HVACR contribuirá com cerca de 13% das emissões globais, segundo o GIZ (Destsche Gesellschaft für Internationale). As emissões deste setor específico estão crescendo a uma taxa três vezes mais rápida que a taxa do aumento médio de emissões de gases de efeito estufa (SOUZA, 2016). Acreditando que a solução visando diminuir esse impacto vem através de tecnologias de refrigeração ambientalmente corretas, o presente trabalho se justifica na medida que propõe um sistema de refrigeração que utilize um fluido refrigerante natural, recuperado de processos industriais já realizados. Os refrigerantes naturais, não afetam a Camada de Ozônio e também possuem Potencial de Aquecimento Global quase nulo, quando comparados aos refrigerantes sintéticos (DA SILVA, 2009). Essa solução vem de encontro às diretrizes dos dois protocolos que visam a proteção mundial em relação ao efeito estufa e a camada de ozônio, os quais são, o protocolo de Montreal e Quioto, respectivamente.

O emprego de tecnologias de refrigeração ambientalmente amigáveis, como o uso de um fluido natural, se torna mais significativa em função das previsões para os números de aparelhos condicionadores de ar. Segundo International Energy Agency, o número de condicionadores de ar deverá subir de 1,6 bilhões de unidades, hoje, para 5,6 bilhões, até 2050. Infelizmente, uma grande parcela desses aparelhos, especialmente os usados em países em desenvolvimento ainda funcionam basicamente usando compostos halogenados como fluido de trabalho.

Portanto, a utilização do CO<sub>2</sub> como fluido de trabalho em um sistema de refrigeração pode apresentar uma alternativa aos compostos atualmente utilizados. Além de ser ambientalmente amigável, o seu uso em um ciclo transcrito pode fornecer um COP que permita um custo-benefício aceitável, quando colocado na balança sua eficiência com o seu impacto ambiental.

## 1.2 OBJETIVOS

O presente trabalho tem como objetivo realizar a análise termodinâmica de cinco ciclos de refrigeração, utilizando o dióxido de carbono (R-744) como refrigerante. Conjuntamente com cada um dos ciclos de refrigeração, fazer mudanças pontuais nos

equipamentos de cada ciclo, com intuito de compreender melhor o impacto de diversos parâmetros e obter melhora no seu desempenho. Para diferentes configurações dos ciclos, serão realizadas análises sobre as performances e também comparações entre esses diferentes arranjos. Conjuntamente com essas análises, serão realizadas também a otimização para cada um dos ciclos estudados.

As mudanças realizadas nos ciclos transcíticos envolvendo o R-744 serão, primeiramente, a da adição de um trocador interno de calor. Em outra tentativa de melhorar o desempenho do ciclo, será adicionado um segundo compressor ao ciclo. Em uma terceira configuração, será montado um ciclo com o trocador de calor interno, assim como a adição de dois compressores. Em um último cenário, uma turbina será acrescentada posteriormente ao arrefecedor, onde o trabalho gerado pela turbina será subtraído do trabalho necessário do compressor.

Todas essas tentativas com diferentes arranjos termodinâmicos tem como objetivo melhorar o coeficiente de performance dos ciclos, assim como tentar reduzir o impacto ambiental causado pelo setor de refrigeração, ou seja, oferecer uma possível solução que consiga aliar um custo-benefício aceitável em conjunto com um preço ambiental admissível.

### **1.2.1 Objetivos Específicos**

Com base no objetivo principal, se estabelece uma série de objetivos específicos, elencados em:

- Aplicação da primeira lei da termodinâmica
- Calcular o Coeficiente de Performance
- Aplicação da segunda lei da termodinâmica
- Analisar a eficiência exérgica e os principais elementos destruidores de Exergia.

### 1.3 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

O presente trabalho de conclusão de curso está organizado em 5 capítulos, a contar a partir desse primeiro capítulo de introdução, apresentando a atual conjuntura do planeta em relação ao aquecimento global e a camada de ozônio, assim como a importância de setor de refrigeração no impacto dos mesmos.

O capítulo 2 compreende a Revisão Bibliográfica onde são abordados aspectos e fundamentações teóricas para o desenvolvimento deste trabalho. Começando pelos ciclos tradicionais de refrigeração e chegando aos ciclos transcíticos com o uso de CO<sub>2</sub> como refrigerante.

O terceiro capítulo refere-se a metodologia implementada na simulação dos ciclos, assim como os procedimentos utilizados na abordagem de cada ciclo.

O quarto capítulo aborda o desenvolvimento das simulações, apresentando as particularidades de cada uma. Os principais resultados de cada simulação também são observados nesse capítulo, assim como uma discussão em relação a esses resultados.

O quinto capítulo apresenta as considerações finais provenientes da análise dos resultados. Posteriormente, são mencionadas áreas para realização de futuros trabalhos nesta linha pesquisa.

Importante destacar que as citações que não estão em língua nacional, foram traduções livres, pois a maioria da bibliografia ainda é em língua estrangeira.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O objetivo de um sistema de refrigeração é manter uma região fria a uma temperatura inferior à da sua vizinhança. Em geral, isso é feito usando um sistema de refrigeração a vapor (SHAPIRO; MORAN; BOETTNER, 2011).

O ciclo de refrigeração por compressão a vapor é o mais utilizado, no qual o refrigerante é vaporizado e condensado alternadamente e é comprimido na fase de vapor (ÇENGEL, 2013).

O ciclo de refrigeração por compressão a vapor é composto basicamente por 4 elementos. O primeiro componente é um compressor, onde vapor saturado a baixa pressão é comprimido. Calor então é rejeitado a pressão constante em um condensador. O próximo processo é um estrangulamento adiabático, seguido de uma vaporização à pressão constante, onde calor é absorvido do meio de baixa temperatura, causando o efeito de refrigeração.

O ciclo transcrito difere do ciclo tradicional, pois não existe a presença de um condensador, uma vez que a rejeição de calor é realizado sem mudança de fase. Então, o condensador é substituído por um arrefecedor de gás. Esse ciclo existe em função do uso de fluidos refrigerantes com baixa temperatura crítica. Esses ciclos são caracterizados pela presença de pressões sub e supercríticas respectivamente nos lados de baixa e alta pressão do ciclo (KIM et al., 2004).

Após muito tempo ausente, o ciclo transcrito com CO<sub>2</sub> voltou a ser estudado por Gustav Lorentzen (1993). Lorentzen conseguiu provar que o fluido poderia ser usado para aplicações subcríticas em um sistema de cascatas e de maneira transcrito para sistemas de refrigeração normais.

Friedrich Kauf, em 1999 verificou no ciclo transcrito a forte dependência do coeficiente de performance (COP) com a pressão de entrada no arrefecedor.

Em 1998, Douglas Robinson verificou a eficiência exérgica do ciclo, além da tentativa de uso de uma turbina expansão no lugar da válvula de expansão. O projeto foi verificado sendo muito custoso, porém apresentou melhoras no COP para baixas temperaturas no evaporador. Robinson também demonstrou que nesse ciclo, se adicionado um trocador de calor interno, com a presença de uma turbina de expansão fez com que o COP diminuísse. Isso se deve ao fato de a energia ser melhor aproveitada na turbina do que no trocador de calor.



Ge e Tassou (2009) retratam um procedimento detalhado para a investigação de estratégias de controle para ciclos usando o R744 em sistemas de refrigeração de média temperatura em instalações comerciais. A estratégia de controle utilizada pelos autores emprega controles do compressor através da variação da velocidade e o controle da velocidade do ventilador do condensador. A velocidade e, conseqüentemente, a capacidade do compressor foi modulado para corresponder à capacidade do sistema que varia de acordo com a temperatura ambiente. Os resultados das simulações demonstram que o uso estratégico do controle proposto pode conduzir uma economia de energia de aproximadamente 18%.

Adriansyah (2004) realizou um trabalho teórico-experimental utilizando um condicionador de ar em um ciclo transcrito com R744 e recuperação de calor para aquecimento de água. O autor percebeu que a capacidade de refrigeração específica muda com as mudanças de pressão de descarga, ou seja, a capacidade de refrigeração pode ser controlada alterando a pressão de descarga. Esse controle só funciona por se tratar de um ciclo transcrito, não funcionando em um ciclo convencional de refrigeração, já que todos os processos ocorrem abaixo do ponto crítico. O autor observou que o aumento da capacidade de refrigeração específica é mais significativo do que o aumento no consumo de energia do compressor, até atingir um ponto em que o aumento começa a se tornar mais lento. Enquanto isso, o consumo de energia do compressor aumenta linearmente com a pressão de descarga. Assim, o COP aumenta até um ponto ótimo apenas até onde o aumento da capacidade de refrigeração específica começar a crescer de forma mais lenta que o consumo no compressor.

Yitai Ma et al. (2012) realizaram um estudo sobre as áreas nas quais já são aplicados com sucesso o ciclo transcrito com o R744. Eles ratificaram que a utilização desse ciclo já opera com sucesso no uso para ar condicionado para automóveis, e para bomba de calor para esquentar água. Foi notado também o emprego com sucesso em alguns sistemas de refrigeração comerciais.

Montagner e Melo (2011) investigaram experimentalmente o uso do fluido R744 em ciclos termodinâmicos para a refrigeração comercial. O efeito da quantidade de carga de refrigerante foi analisado juntamente com o dispositivo de expansão que, no caso estudado, era um tubo capilar e uma válvula termostática. Os resultados mostraram que o desempenho do sistema depende do tipo de expansão utilizado e da carga de fluido no sistema. A válvula termostática apresentou melhor controle do

superaquecimento e pressões próximas aos valores ideais, mostrando assim a integração entre superaquecimento e pressões de descarga que geram desempenhos semelhantes para ambos os sistemas.

Simarpreet Singh (2016) realizou diversos estudos no ciclo. Após estudar o ciclo com 6 diferentes configurações, ele observou que alguns parâmetros sempre se alteravam da mesma maneira. Por exemplo, o COP decaía com o aumento da temperatura no ambiente. Esse comportamento também era verificado quando se diminuía a pressão no arrefecedor, porém em uma escala muito menor. Outra situação conferida foi que altas temperaturas de descarga na compressão afetam o desempenho do óleo lubrificante.

### 3 METODOLOGIA

Para este estudo dos ciclos termodinâmicos de refrigeração foi utilizado o software Engineering Equation Solver (EES). O EES é um software comercial usado para soluções de sistemas de equações não lineares simultâneas. Seu principal uso é no campo da termodinâmica, pois apresenta muitas funções e equações especialmente úteis para a solução de problemas termodinâmicos e de transferência de calor (MAECHLER et al., 2018). O EES armazena propriedades termodinâmicas, o que elimina a solução iterativa de problemas manualmente, através do uso de código que chama propriedades.

Para a simulação dos 5 casos, algumas variáveis foram fixas. A primeira a se considerar foi a temperatura do ambiente refrigerado, que foi admitida sendo 293,15 K. Já a temperatura do ambiente quente, foi admitida sendo 308,15 K. A escolha para esses valores se deu em função de serem temperaturas típicas de verão de uma cidade como Santa Maria, Rio Grande do Sul, Brasil.

Para a solução quantitativa dos ciclos termodinâmicos, foram admitidas as seguintes hipóteses:

- Transferência de calor com o ambiente foi negligenciada
- Queda de pressão entre os processos foi negligenciada
- Os ciclos operam em estado estacionário
- Processo na válvula de expansão foi modelado como isentálpico
- Energias potenciais e cinéticas foram desprezadas
- A eficiência do trocador interno de calor foi assumida como 70%
- A eficiência da turbina foi assumida como 85%
- Foi considerada massa unitária para todos os ciclos

Todos os sistemas foram modelados baseados na equação do balanço de energia (1.<sup>a</sup> lei da termodinâmica), para cada componente. Os índices utilizados nas equações são referentes aos pontos dos gráficos de cada ciclo. A equação do balanço de energia é definida como:

$$\dot{Q} + \sum \dot{m}_e h_e = \dot{W} + \sum \dot{m}_s h_s \quad (3.1)$$

Onde “e” e “s” em (3.1) significam entrada e saída, respectivamente.

O Coeficiente de Performance (COP) de um refrigerador é a razão entre o seu efeito de resfriamento (magnitude do calor removido do espaço refrigerado) pela entrada de trabalho líquido no ciclo (ÇENGEL; BOLES, 2013). Portanto, o COP (3.2) de um refrigerador é definido como:

$$COP = \frac{Q_{removido}}{W_{ciclo}} \quad (3.2)$$

Para o cálculo das eficiências dos compressores, foi utilizada uma relação entre as diferenças de pressão em relação ao fluido no começo do processo e na saída do compressor. Essa relação é baseada em estudos de D.M. Robison sobre um ciclo transcrito e é definida como:

$$\begin{aligned} \eta_{compressor} = & 0,815 + 0,22 \left( \frac{P_{saída}}{P_{entrada}} \right) - 0,0041 \left( \frac{P_{saída}}{P_{entrada}} \right)^2 \\ & + 0,0001 \left( \frac{P_{saída}}{P_{entrada}} \right)^3 \end{aligned} \quad (3.3)$$

Com o objetivo de saber quantitativamente quais são os elementos que mais destroem exergia, foi realizada uma análise da exergia destruída em cada componente, através da sua definição:

$$X = T_{ambiente} \dot{S}_{gerado} \quad (3.4)$$

Onde “ $T_{ambiente}$ ” é a temperatura termodinâmica do ambiente e “ $\dot{S}_{gerado}$ ” é a entropia gerada no processo.

O conhecimento dos componentes que mais destroem exergia, nos indica o caminho que pode ser seguido para a melhora do sistema do ponto de vista exergético.

Para a eficiência exergética dos ciclos, foi usada a relação entre o COP e o  $COP_{reversível}$ .

$$\eta_{2^a} = \frac{COP}{COP_{reversível}} \quad (3.5)$$

Onde o  $COP_{reversível}$  é definido como:

$$COP_{reversível} = \frac{1}{\left(\frac{T_{ambiente}}{T_{ambiente\ refrigerado}}\right) - 1} \quad (3.6)$$

Essa eficiência também pode ser obtida pela definição geral de eficiência de segunda lei, que é dada por:

$$\eta_{2^a} = \frac{Exergia\ recuperada}{Exergia\ fornecida} \quad (3.7)$$

Conforme estudos realizados, é importante explicitar, no entanto, que existe certa controvérsia sobre a definição geral da eficiência de segunda lei (eficiência exergética), pois alguns autores consideram exergia fornecida de maneira diferente (ÇENGEL; BOLES, 2013). Contudo, para todos os ciclos estudados neste trabalho, ao se considerar exergia fornecida como sendo o trabalho consumido e a exergia recuperada como sendo a exergia positiva associada a retirada de calor do meio de baixa temperatura, os valores se tornaram iguais em ambas as definições de eficiência exergética.

## 4 DESENVOLVIMENTO

Todos os 5 ciclos foram analisados do ponto de vista energético (primeira lei da termodinâmica) e exergético. As simulações termodinâmicas foram realizadas com base no balanço de massa e energia, com cada componente do processo tratado como volume de controle.

Por serem todos ciclos transcíticos, cada um deles possuem um ponto ótimo de pressão na entrada do arrefecedor, ou seja, uma pressão a qual o COP do ciclo atinge um valor máximo. A principal razão para a existência desse ponto de pressão ótimo é que as curvas isotérmicas um pouco acima do ponto crítico apresentam um formato de “S”, fazendo com que um pequeno aumento de pressão na entrada do arrefecedor, aumente conseqüentemente a capacidade frigorífica do ciclo. No entanto, esse acréscimo do efeito frigorífico só é maior que o aumento do trabalho no compressor até determinada pressão, sendo essa pressão o ponto ótimo. Todos os ciclos e os COPs apresentados, foram calculados em função desse ponto ótimo de pressão. Conjuntamente com os COPs, foram calculados a relação dos elementos que mais destroem exergia.

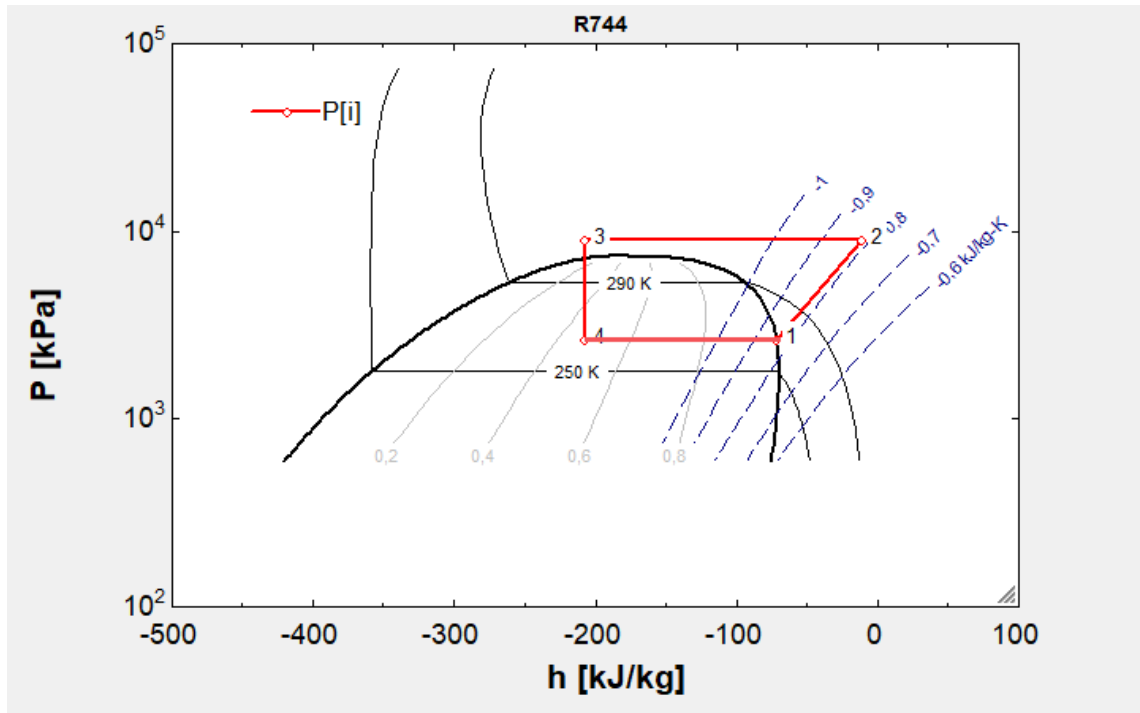
Em função das curvas isotérmicas, e, por considerar a temperatura na saída do arrefecedor como sendo a temperatura ambiente, todos os ciclos mostraram grande dependência em relação a essa variável. Gráficos gerados pelo EES do COP em função da temperatura ambiente são apresentados para cada ciclo simulado, para mostrar a correlação entre esses parâmetros. Para esses gráficos, a temperatura ambiente foi simulada no intervalo de 294,15 K até 308,15 K.

### 4.1 CICLO BÁSICO DE REFRIGERAÇÃO TRANSCRÍTICO

O primeiro ciclo simulado no EES é o ciclo mais elementar possível do ponto de vista de componentes. Esse ciclo é composto apenas por um compressor, um arrefecedor, uma válvula de expansão e um evaporador. O seu funcionamento é bem simples, começando pela atuação do compressor, onde vapor saturado a baixa pressão e temperatura entra no compressor. Então, esse vapor é comprimido, se transformando em vapor superaquecido, com pressão e temperatura elevadas. O próximo passo é o arrefecedor, onde calor é rejeitado para o ambiente. Após o arrefecedor, o fluido passa por uma válvula de expansão, diminuindo a sua pressão e

temperatura. Já com pressão e temperatura baixas, o fluido opera no evaporador, removendo calor do espaço refrigerado.

Figura 4-1 Gráfico de pressão x entalpia do caso 1



Fonte: Autor.

As equações de energia de cada um dos componentes foram calculadas através da primeira lei da termodinâmica, resultando em:

Tabela 4-1 Equações de energia para cada componente (caso 1)

<b>Compressor</b>	$w = h_1 - h_2$	- 61,1 [kJ/kg]
<b>Arrefecedor</b>	$q_{arrefecedor} = h_3 - h_2$	-196,7 [kJ/kg-K]
<b>Válvula de expansão</b>	$h_3 = h_4$	-207,2 [kJ/kg-K]
<b>Evaporador</b>	$q_{evaporador} = h_1 - h_4$	135,6 [kJ/kg]

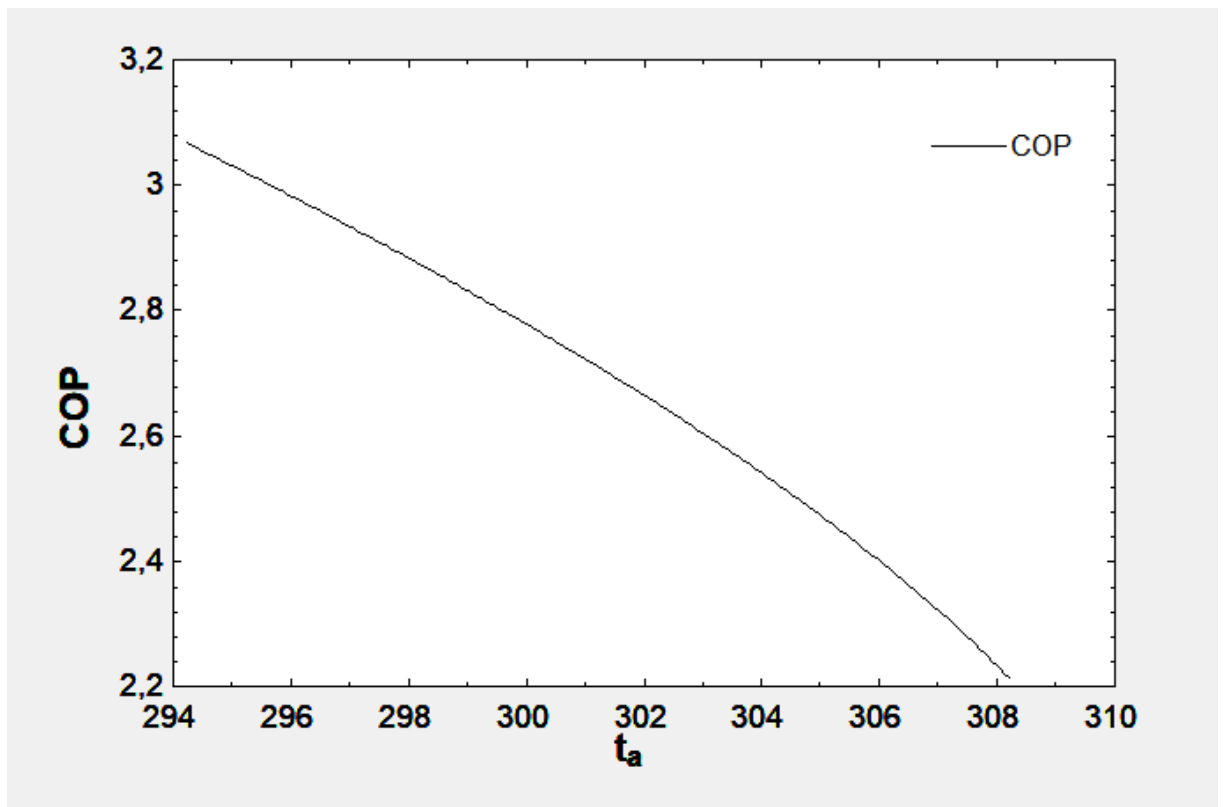
Fonte: Autor.

Os compressores adiabáticos apresentam eficiências entre 70% e 88% (VAN WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 2003). A eficiência do compressor nesse caso foi de 84,64%, estando então na faixa de eficiência comumente encontrada em compressores. O calor retirado do ambiente refrigerado foi muito pequeno (Tabela 4-1), especialmente em virtude da magnitude do trabalho necessário ao compressor,

resultando em um COP de apenas 2,219. A pressão ótima no ponto de entrada foi de 8935 kPa, ou seja, essa é a pressão na qual o COP atingiu seu valor máximo.

A dependência do COP em relação à temperatura ambiente resultou em uma curva que apresentou uma queda do COP entre o intervalo de temperatura verificado (Figura 4-2).

Figura 4-2 COP em função da temperatura ambiente (caso 1)



Fonte: Autor.

Este comportamento (Figura 4-2) se deve ao aumento do efeito frigorífico à medida que a temperatura ambiente diminui, consequência de uma diferença maior de entalpia entre os pontos “1” e “4” (Figura 4-1), pois quanto menor é a temperatura da saída do arrefecedor, maior é o calor retirado do ambiente a ser refrigerado.

O trabalho necessário no compressor (Quadro 1) não sofreu alteração a medida que a temperatura ambiente variou, pois os pontos “1” e “2” (Figura 4-1), não possuem relação direta com a temperatura de saída do arrefecedor. Devido ao trabalho no compressor se manter constante, a dependência do COP em função da temperatura ambiente ocorreu majoritariamente em função do efeito frigorífico.



$T_a$ (K)	$Q_{evap}$ (kJ)	$W_{comp}$ (kJ)	COP
308,2	135,6	-61,1	2,219
306,6	143,8	-61,1	2,354
305	150,9	-61,1	2,47
303,5	157,2	-61,1	2,574
301,9	163,1	-61,1	2,669
300,4	168,5	-61,1	2,757
298,8	173,6	-61,1	2,841
297,3	178,4	-61,1	2,921
295,7	183,1	-61,1	2,997
294,2	187,6	-61,1	3,07

Quadro 4-1 Relação temperatura ambiente e COP (caso 1)

Para o cálculo da eficiência exergética, foi necessário calcular o que cada componente destruiu de exergia (Tabela 4-2), relação essa adquirida por:

Tabela 4-2 Equações da destruição de exergia para cada componente (caso 1)

<b>Compressor</b>	$X_{compressor} = T_a(s_2 - s_1)$	8,057 [kJ/kg]
<b>Arrefecedor</b>	$X_{arrefecedor} = (h_2 - h_3) - T_a(s_2 - s_3)$	9,798 [kJ/kg]
<b>Válvula de expansão</b>	$X_{válvula} = T_a(s_4 - s_3)$	20,06 [kJ/kg]
<b>Evaporador</b>	$X_{evaporador} = (h_4 - h_1) \frac{T_a}{T_{amb.refrigerado}} + T_a(s_1 - s_4)$	16,25 [kJ/kg]

A eficiência exergética do ciclo resultou em apenas 11,35%. Essa baixa eficiência é consequência principalmente da baixa taxa de exergia positiva associada com a retirada de calor do ambiente refrigerado (exergia recuperada). A soma das irreversibilidades foi de 54,16 kJ/Kg, possuindo a válvula de expansão como o componente de maior irreversibilidade (Tabela 4-2).

## 4.2 CICLO DE REFRIGERAÇÃO TRANSCRÍTICO COM UM TROCADOR INTERNO DE CALOR

O segundo caso simulado é composto por um compressor, um trocador interno de calor, um arrefecedor, uma válvula de expansão e um evaporador. A adição do trocador interno de calor permitiu um sub resfriamento do fluido na saída do arrefecedor, aumentando assim o efeito frigorífico do ciclo. Outra vantagem obtida com o trocador de calor foi o superaquecimento do fluido na entrada do compressor, protegendo assim o mesmo para o caso de entrada de líquido no compressor (vantagem técnica do ciclo).

O funcionamento do trocador interno de calor nesse caso, é realizado utilizando a energia do fluido na saída do arrefecedor trocando calor com o vapor saturado na saída do evaporador. Para a determinação da performance do ciclo com o trocador de calor interno, foi empregada a efetividade da transferência de calor baseada na entalpia. Essa efetividade é baseada entre a relação da real transferência de calor, em função do limite termodinâmico máximo de transferência de calor que pode ser transferido entre o fluido na saída do arrefecedor com o fluido na saída do evaporador (SHILLIDAY; TASSOU; SHILLIDAY, 2009), e é definida como:

$$\varepsilon = \frac{q_{real}}{q_{máximo}} \quad (4.1)$$

Portanto, o valor do  $q_{máximo}$  utilizado para superaquecer o vapor na saída do compressor é a diferença entre as entalpias no ponto “1” (Figura 4-3) quando são calculadas utilizando um trocador de calor com eficiência de 100% e outro de 0%, sendo definida como:

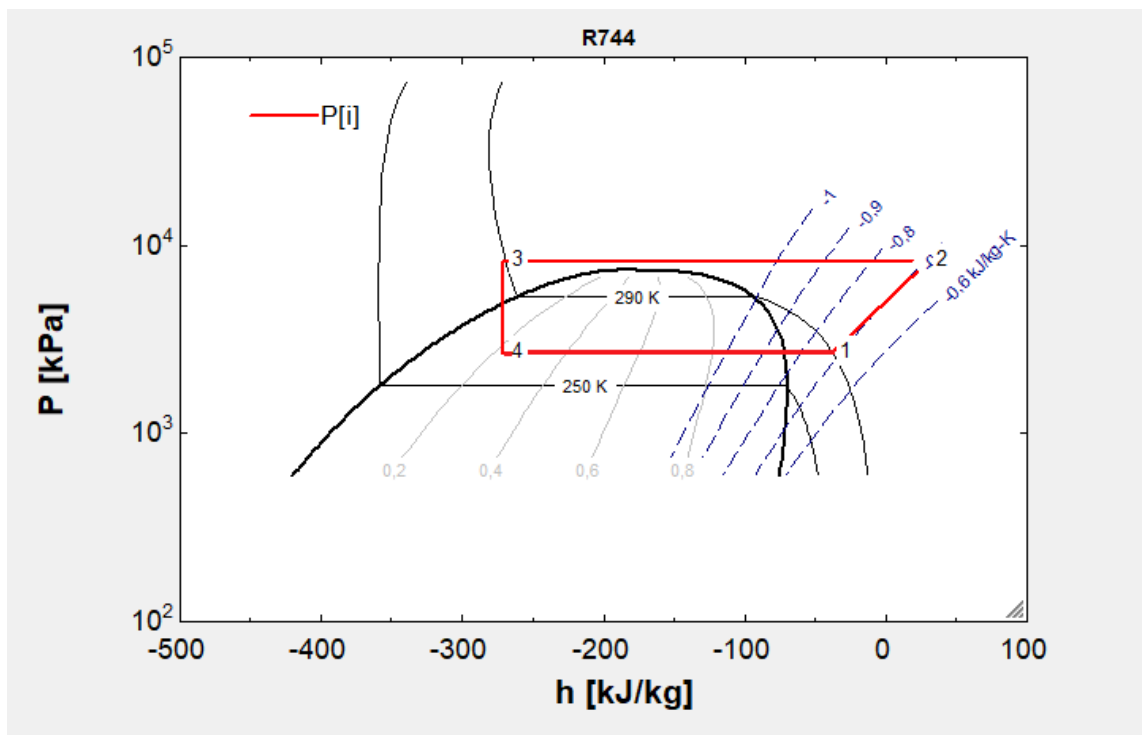
$$q_{máximo1} = h_{1_{100\%}} - h_{1_{0\%}} \quad (4.2)$$

Por conseguinte, o cálculo de  $q_{máximo}$  utilizado para resfriar o fluido na saída do arrefecedor é a diferença entre as entalpias no ponto “3” (Figura 4-3) quando são

calculadas utilizando um trocador de calor com eficiência de 0% e outro de 100%, sendo definida como:

$$q_{m\acute{a}ximo3} = h3_{0\%} - h3_{100\%} \quad (4.3)$$

Figura 4-3 Gráfico de pressão x entalpia (caso 2)



Fonte: Autor.

As equações de energia para cada componente são apresentadas na tabela a seguir:

Tabela 4-3 Equações de energia para cada componente (caso 2)

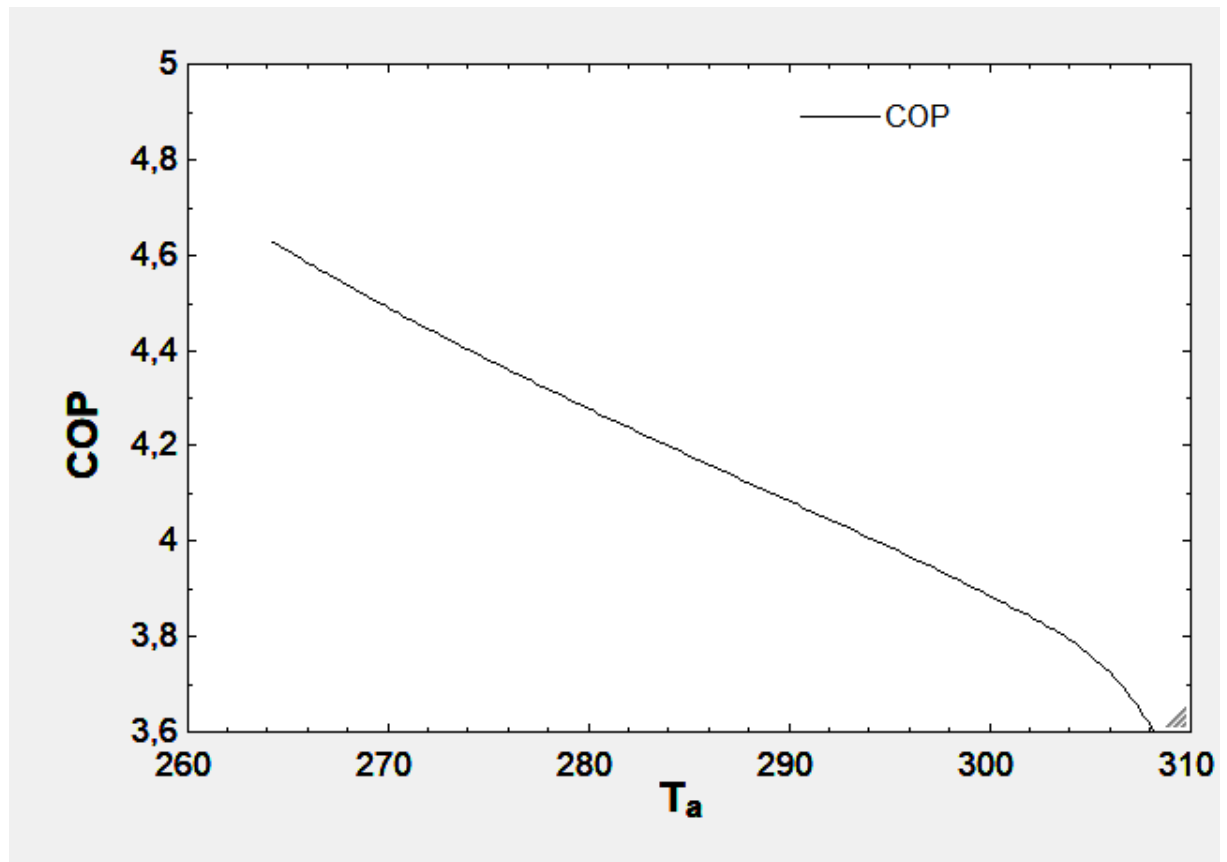
<b>Compressor</b>	$w = h_1 - h_2$	- 70,31 [kJ/kg]
<b>Arrefecedor</b>	$q_{arrefecedor} = h_3 - h_2$	-323,7 [kJ/kg]
<b>Trocador de calor interno</b>	$h_1 = (\varepsilon * q_{máximo1}) + h_{10\%}$ $h_3 = (-\varepsilon * q_{máximo3}) + h_{30\%}$	-33,39 [kJ/kg] -286,8 [kJ/kg]
<b>Válvula de expansão</b>	$h_3 = h_4$	-286,8 [kJ/kg]
<b>Evaporador</b>	$q_{evaporador} = h_1 - h_4$	253,4 [kJ/kg]

Fonte: Autor.

O COP obteve um crescimento substancial em relação ao primeiro caso, tendo resultado de 3,604. Esse acréscimo se deve ao ganho do calor retirado com o evaporador, que foi muito maior em relação ao aumento do trabalho. A pressão ótima na entrada do arrefecedor foi de 8169 kPa, tendo como eficiência no compressor de 84,68%.

Neste caso, o COP apresentou uma dependência muito mais forte em relação à temperatura ambiente, em especial quando essas assumiram valores mais altos (Figura 4-4). Entre 294,15 e 304 K, o COP se comportou de modo semelhante ao primeiro caso, porém, ao atingir e transcender a marca de 304 K, o COP reduziu de maneira mais considerável.

Figura 4-4 COP em função da temperatura ambiente (caso 2)



Fonte: Autor.

Essa queda mais acentuada do COP ao atingir temperaturas ambientes mais altas é resultado direto do formato das isotermas acima do ponto crítico, que faz com que a diferença de entalpia nos pontos “1” e “4” (Figura 4-3) diminua a medida que a temperatura ambiente aumenta. Além da diminuição do efeito frigorífico (Quadro 4-2), o aumento da temperatura ambiente fez também com que aumentasse o trabalho necessário no compressor, pois o trocador interno de calor fez com que o ponto “2” (Figura 4-3) aumentasse de temperatura para uma mesma pressão, gerando um valor maior de entalpia, e, conseqüentemente, exigindo um maior trabalho do compressor.

$T_a$ (K)	$Q_{evap}$ (kJ)	$W_{comp}$ (kJ)	COP
308,2	253,4	-70,31	3,604
306,6	258,9	-69,88	3,705
305	261,1	-69,44	3,761
303,5	262,5	-69,01	3,804
301,9	263,4	-68,57	3,842
300,4	264,1	-68,13	3,877
298,8	264,6	-67,68	3,91
297,3	265	-67,23	3,942
295,7	265,3	-66,78	3,973
294,2	265,5	-66,33	4,003

Quadro 4-2 Relação temperatura ambiente e COP (caso 2)

O cálculo de eficiência exergética foi obtido (Tabela 4-4) com as seguintes relações:

Tabela 4-4 Equações da destruição de exergia para cada componente (caso 2)

<b>Compressor</b>	$X_{compressor} = T_a(s_2 - s_1)$	8,551 [kJ/kg]
<b>Arrefecedor</b>	$X_{arrefecedor} = (h_2 - h_3) - T_a(s_2 - s_3)$	12,25 [kJ/kg]
<b>Válvula de expansão</b>	$X_{valvula} = T_a(s_4 - s_3)$	8,448 [kJ/kg]
<b>Evaporador</b>	$X_{evaporador} = (h_4 - h_1) \frac{T_a}{T_{amb.refrigerado}} + T_a(s_1 - s_4)$	28,09 [kJ/kg]

Fonte: Autor.

A eficiência exergética foi de 18,44%. O aumento do calor removido do ambiente refrigerado, conseqüentemente aumentou a exergia recuperada, proporcionando essa pequena melhora em relação ao primeiro caso. Apesar da melhora da eficiência exergética, esse foi o caso que mais apresentou exergia destruída (Tabela 4-4), tendo o evaporador como o componente com o maior valor de irreversibilidades. Essa melhora da eficiência em relação ao primeiro caso só ocorreu porque o valor de exergia fornecida foi muito mais significativo neste caso.

#### 4.3 CICLO DE REFRIGERAÇÃO TRANSCRÍTICO COM DOIS COMPRESSORES E UM INTERCOOLER

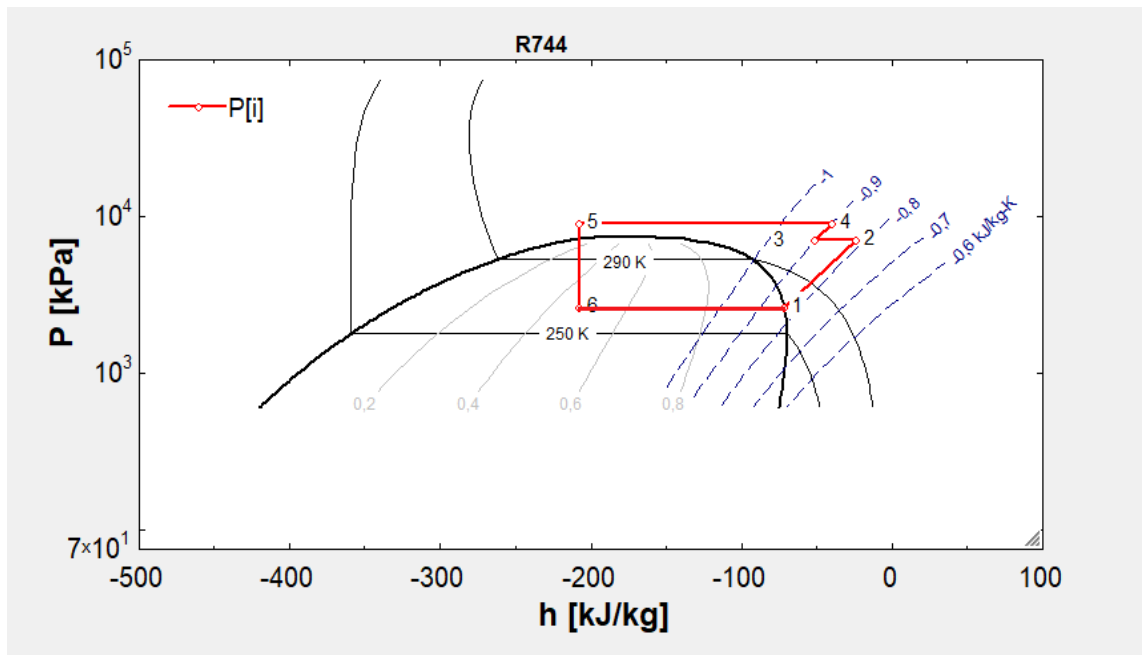
No terceiro cenário simulado, o ciclo foi composto por dois compressores, um intercooler, um arrefecedor, uma válvula de expansão e um evaporador. O principal objetivo de possuir um intercooler e um segundo compressor é o de diminuir o trabalho necessário do ciclo, e assim, conseqüentemente, aumentar o COP.

A diminuição do trabalho nos compressores se deve ao fato de diminuir a temperatura do fluido entre os compressores. Considerando que a temperatura é diretamente proporcional ao volume específico do gás, e que quanto menor o volume de um gás, menor será o trabalho necessário para comprimi-lo, o intercooler foi adicionado entre os compressores. Esse intercooler tem como objetivo justamente realizar um resfriamento intermediário para que então o fluido possa ser comprimido novamente com um volume específico mais baixo.

O intercooler funcionou como um trocador de calor que utiliza a temperatura ambiente para resfriar o fluido. A temperatura do refrigerante na saída do intercooler foi calculada usando a diferença de temperatura média logarítmica entre a temperatura do ambiente e a do refrigerante após o primeiro compressor. A definição da temperatura após o intercooler é dada por:

$$T_3 = \frac{T_{ambiente} - T_2}{\ln \left( \frac{T_{ambiente}}{T_2} \right)} \quad (4.4)$$

Figura 4-5 Gráfico pressão x entalpia (caso3)



Fonte: Autor.

Aplicando a primeira lei da termodinâmica para os ciclos (Tabela 4-5), foram obtidas as seguintes relações:

Tabela 4-5 Equações de energia para cada componente (caso 3)

<b>Compressor 1</b>	$w = h_1 - h_2$	- 46,49 [kJ/kg]
<b>Compressor 2</b>	$w = h_3 - h_4$	- 13,88 [kJ/kg]
<b>Arrefecedor</b>	$q_{arrefecedor} = h_5 - h_4$	- 171,6 [kJ/kg]
<b>Válvula de expansão</b>	$h_6 = h_5$	- 208,5 [kJ/kg]
<b>Evaporador</b>	$q_{evaporador} = h_1 - h_6$	136,9 [kJ/kg]

Fonte: Autor.

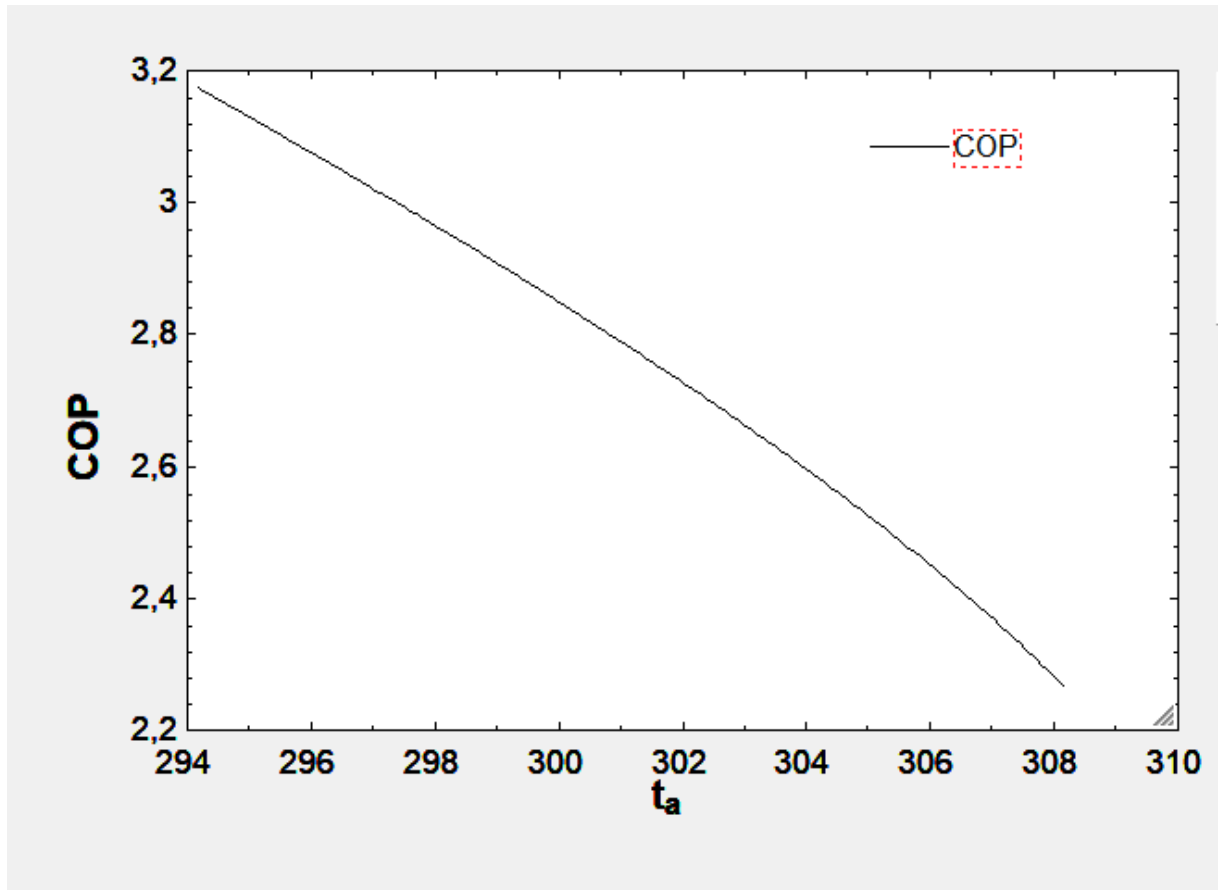
O COP obtido nesse caso foi de apenas 2,267, atuando com pressões de 6875 kPa e 9029 kPa, entre os compressores e na entrada do arrefecedor, respectivamente.

A diminuição do trabalho nos compressores aconteceu de maneira muito branda, principalmente em função da pequena diminuição de temperatura após o uso do intercooler. Como resultado, o COP foi apenas um pouco maior que o valor do primeiro caso.



A variação do COP em função da temperatura ambiente (Figura 4-6) aconteceu de maneira semelhante ao caso 1 (Figura 4-2), demonstrando assim, uma diminuição de modo constante a medida que a temperatura aumentava.

Figura 4-6 COP em função da temperatura ambiente (caso 3)



Fonte: Autor.

A semelhança entre os gráficos do caso 1 (Figura 4-2) e do caso 3 (Figura 4-6), se deve principalmente em função de o COP ser afetado quase que exclusivamente pelo efeito frigorífico, pois o trabalho nos compressores variou de uma forma muito pequena à medida que a temperatura ambiente diminuiu (Quadro 4-3). Portanto, como em todas as simulações, o calor retirado do ambiente a ser refrigerado aumentou a medida que a temperatura ambiente aumentava, sendo o grande responsável por essa diminuição do COP de maneira estável.

$T_a$ (K)	$Q_{evap}$ (kJ)	$W_{comp}$ (kJ)	COP
308,2	136,8	-60,34	2,268
306,6	144,7	-60,23	2,403
305	151,6	-60,11	2,522
303,5	157,8	-60	2,63
301,9	163,5	-59,88	2,731
300,4	168,8	-59,75	2,826
298,8	173,9	-59,63	2,916
297,3	178,7	-59,5	3,004
295,7	183,3	-59,37	3,088
294,2	187,8	-59,23	3,171

Quadro 4-3 Relação temperatura ambiente e COP (caso 3)

A análise dos componentes que mais destruíram exergia foi obtida (Tabela 4-6) através de:

Tabela 4-6 Equações da destruição de exergia para cada componente (caso 4)

<b>Compressor 1</b>	$X_{compressor1} = T_a(s_2 - s_1)$	6,55 [kJ/kg]
<b>Compressor 2</b>	$X_{compressor2} = T_a(s_4 - s_3)$	2,014 [kJ/kg]
<b>Arrefecedor</b>	$X_{arrefecedor} = (h_4 - h_5) - T_a(s_4 - s_5)$	6,435 [kJ/kg]
<b>Válvula de expansão</b>	$X_{válvula} = T_a * (s_5 - s_6)$	19,98 [kJ/kg]
<b>Evaporador</b>	$X_{evaporador} = (h_6 - h_1) \frac{T_a}{T_{amb.refrigerado}} + T_a(s_1 - s_6)$	16,4 [kJ/kg]

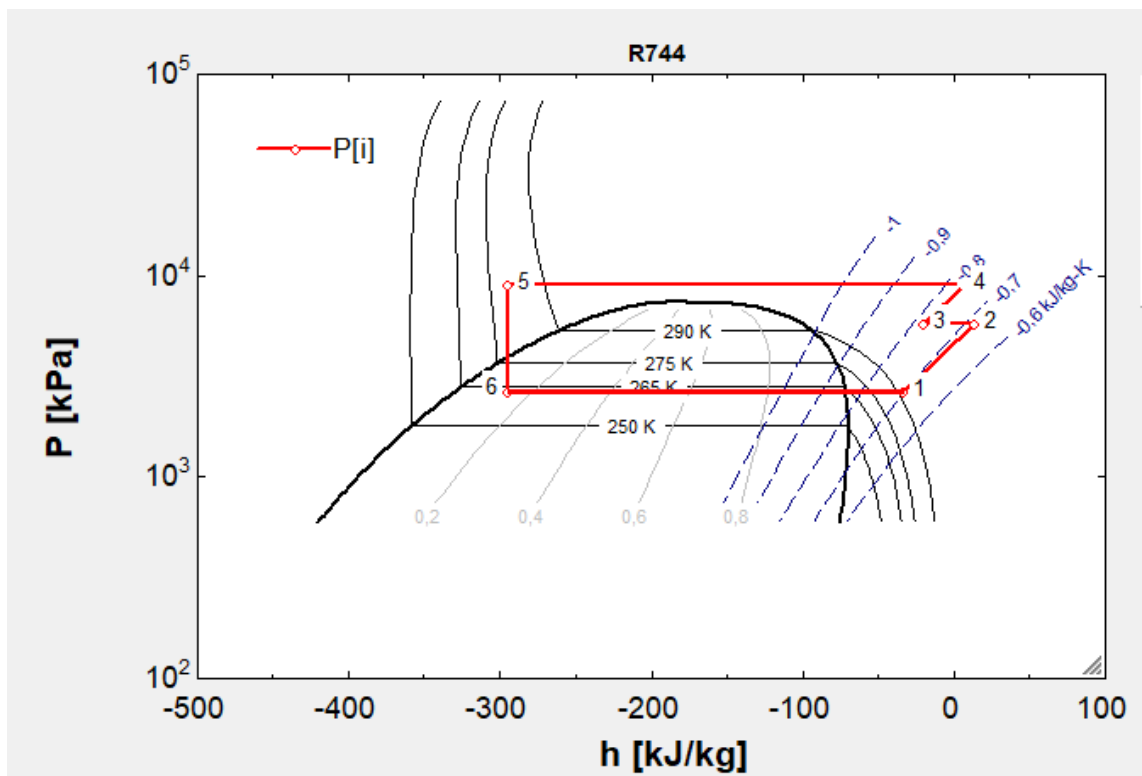
Fonte: Autor.

A eficiência exérgica do ciclo foi de somente 11,16%. A taxa de exergia positiva associada com a retirada de calor do ambiente refrigerado (exergia fornecida) foi muito baixa novamente, tal qual no primeiro caso, resultando nesse baixo valor de eficiência. O elemento que mais destruiu exergia foi o evaporador, com 16,4 kJ destruídos (Tabela 4-6).

#### 4.4 CICLO DE REFRIGERAÇÃO TRANSCRÍTICO COM UM TROCADOR DE CALOR INTERNO, DOIS COMPRESSORES E UM INTERCOOLER

O quarto cenário simulado contou com dois compressores, um intercooler, um trocador de calor interno, um arrefecedor, uma válvula de expansão e um evaporador. Esse caso foi o somatório entre as configurações das simulações dos casos 2 e 3, ou seja, uma tentativa de aumentar o efeito frigorífico, em conjunto com a diminuição do trabalho necessário nos compressores.

Figura 4-7 Gráfico de pressão x entalpia (caso 4)



Fonte: Autor.

As equações de energia foram resultados das seguintes relações:

Tabela 4-7 Equações de energia (caso 4)

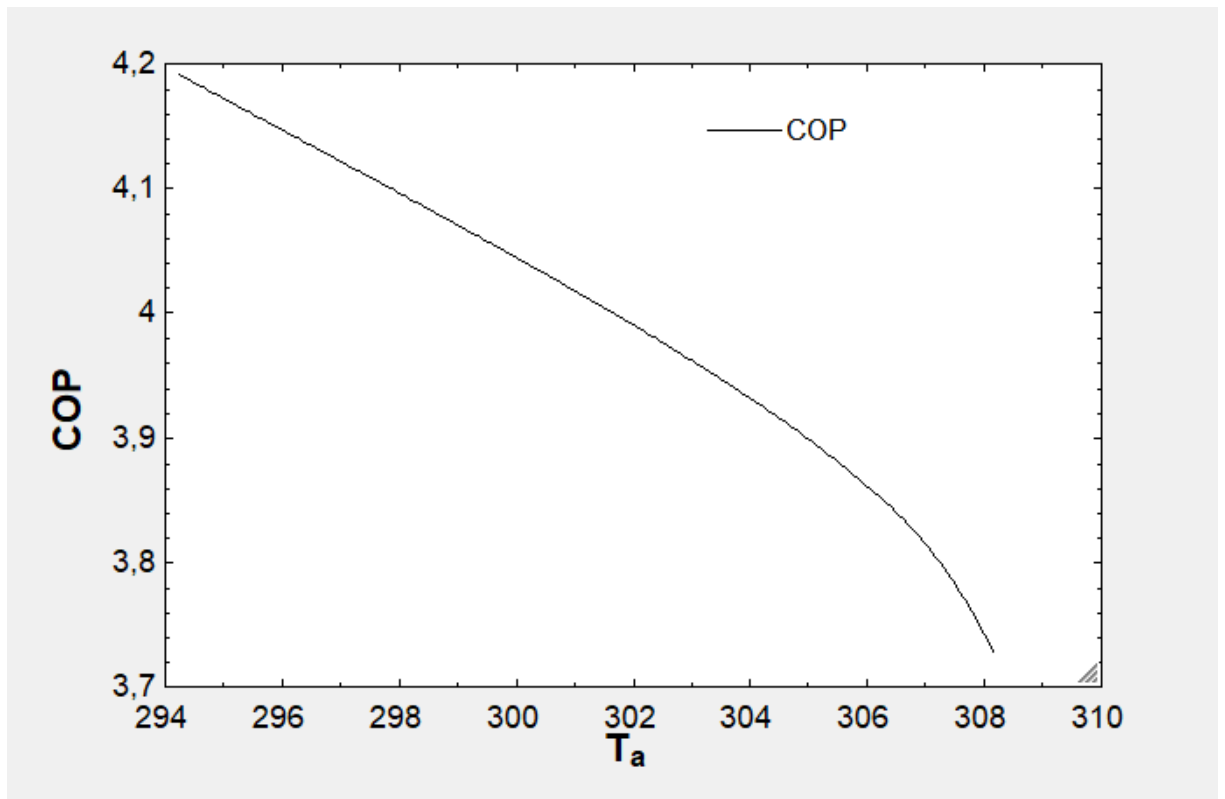
<b>Compressor 1</b>	$w = h_1 - h_2$	- 37,92 [kJ/kg]
<b>Compressor 2</b>	$w = h_3 - h_4$	-30,11 [kJ/kg]
<b>Arrefecedor</b>	$q_{arrefecedor} = h_5 - h_4$	-296,8,7[kJ/kg]
<b>Trocador de calor interno</b>	$h_1 = (\varepsilon * q_{máximo1}) + h_{10\%}$	-33,39 [kJ/kg]
	$h_5 = (-\varepsilon * q_{máximo3}) + h_{50\%}$	-287,0 [kJ/kg]
<b>Válvula de expansão</b>	$h_5 = h_6$	-287,0[kJ/kg]
<b>Evaporador</b>	$q_{evaporador} = h_1 - h_6$	253,7[kJ/kg]

Fonte: Autor.

O COP desse ciclo foi de 3,729, sendo o maior entre todos os casos. A pressão de entrada do arrefecedor foi de 8177 kPa, com a pressão ótima intermediária de 5014 kPa. Esse valor de COP foi superior aos outros, porque aliou uma pequena diminuição no trabalho dos compressores, em conjunto com um grande aumento do calor removido pelo evaporador.

Semelhante ao segundo caso (Figura 4-4), o COP apresentou uma dependência muito mais significativa após atingir aproximadamente 304 K. Posteriormente a essa temperatura, a queda do valor do COP foi diminuindo acentuadamente.

Figura 4-8 COP em função da temperatura ambiente (caso 4)



Fonte: Autor.

Essa dependência mais significativa do COP em função do aumento da temperatura ambiente se dá em função de o efeito frigorífico diminuir consideravelmente em temperaturas mais elevadas (em função do formato das isotermas acima do ponto crítico), pois a temperatura na saída do arrefecedor foi considerada sendo a temperatura ambiente, fazendo com que as diferenças de entalpias entre os pontos “1” e “6” (Figura 4-7), diminuíssem a medida que a temperatura ambiente aumentava (Quadro 4-4). Além do mais, o acréscimo de trabalho necessário nos compressores aconteceu de uma maneira mais considerável, semelhante ao caso 2, resultando em um COP mais sensível ao aumento de temperatura ambiente.

$T_a$ (K)	$Q_{evap}$ (kJ)	$W_{comp}$ (kJ)	COP
308,2	261,8	-74,23	3,527
306,6	263	-73,68	3,569
305	263,9	-73,13	3,608
303,5	264,5	-72,57	3,645
301,9	265	-72	3,681
300,4	265,5	-71,43	3,716
298,8	265,8	-70,85	3,751
297,3	266	-70,27	3,785
295,7	266,2	-69,68	3,82
294,2	266,3	-69,08	3,855

Quadro 4-4 Relação temperatura ambiente e COP (caso 4)

O valor da destruição de exergia em cada componente:

Tabela 4-8 Equações de destruição de exergia para cada componente (caso 4)

<b>Compressor 1</b>	$X_{compressor1} = T_a(s_2 - s_1)$	5,334 [kJ/kg]
<b>Compressor 2</b>	$X_{compressor2} = T_a(s_4 - s_3)$	4,003 [kJ/kg]
<b>Arrefecedor</b>	$X_{arrefecedor} = (h_4 - h_5) - T_a(s_5 - s_4)$	7,034 [kJ/kg]
<b>Válvula de expansão</b>	$X_{valvula} = T_a(s_6 - s_5)$	8,437 [kJ/kg]
<b>Evaporador</b>	$X_{evaporador} = (h_6 - h_1) \frac{T_a}{T_{amb.refrigerado}} + T_a(s_1 - s_6)$	28,12 [kJ/kg]

Fonte: Autor.

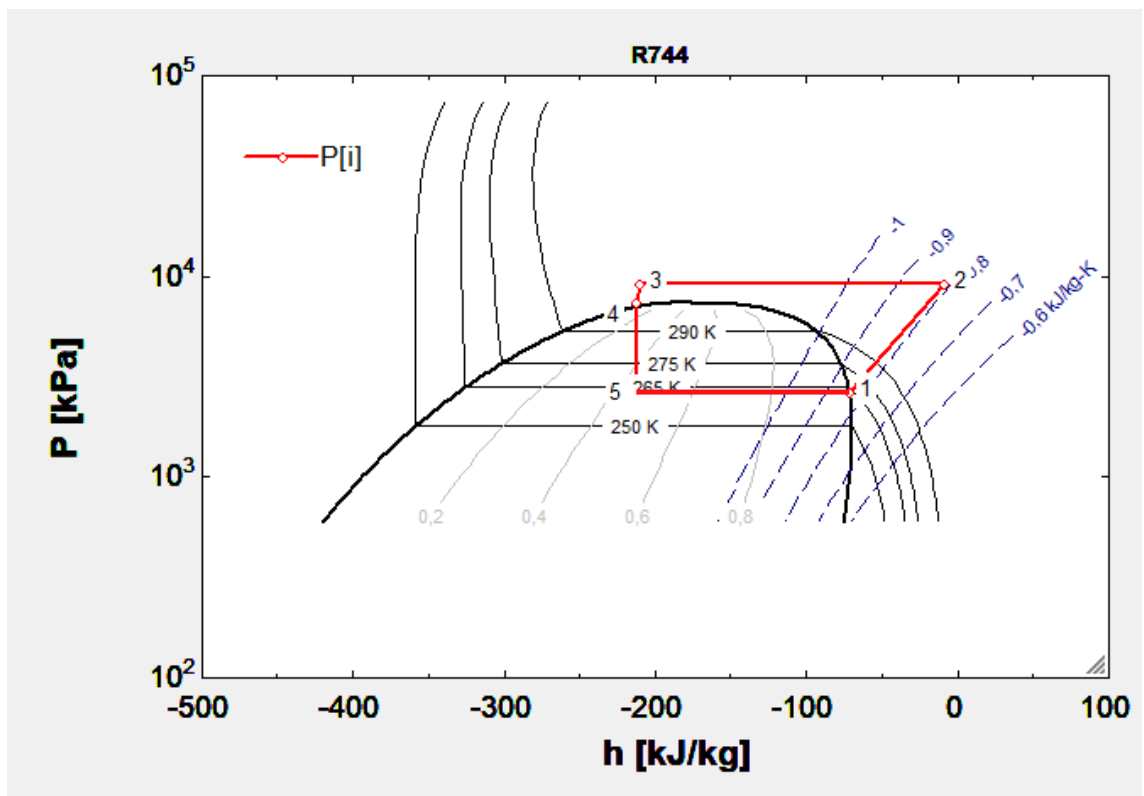
A eficiência exergetica desse ciclo foi de 19,08%, um pouco superior que o segundo caso. O principal motivo para esse ganho em relação ao segundo caso, foi um menor trabalho necessário para o ciclo (Tabela 4-7) e conseqüentemente a diminuição da exergia fornecida.

#### 4.5 CICLO DE REFRIGERAÇÃO TRANSCRÍTICO COM A ADIÇÃO DE UMA TURBINA

A última simulação realizada contou com um compressor, um arrefecedor, uma turbina, uma válvula de expansão e o evaporador. Basicamente, se trata do mesmo ciclo do primeiro caso, porém com a adição de uma turbina. O principal objetivo da adição da turbina era uma tentativa de aproveitar o fato de o ciclo ser transcrito e tentar produzir trabalho após o arrefecedor, se beneficiando da situação de o refrigerante se encontrar em estado de vapor superaquecido.

A magnitude do trabalho realizado pela turbina é a diferença entre as entalpias dos pontos “4” e “3” (Figura 4-9). Esse trabalho é subtraído do trabalho consumido pelo compressor, gerando um aumento no COP.

Figura 4-9 Gráfico pressão x entalpia (caso 5)



Fonte: Autor.

Onde as equações de energia de cada componente, assim como os seus resultados são obtidos através de:

Tabela 4-9 Equações de energia para cada componente (caso 5)

<b>Compressor</b>	$w = h_1 - h_2$	- 62,68 [kJ/kg]
<b>Arrefecedor</b>	$q_{arrefecedor} = h_3 - h_2$	-201,11 [kJ/kg-K]
<b>Turbina</b>	$w = h_3 - h_4$	2,311 [kJ/kg-K]
<b>Válvula de expansão</b>	$h_4 = h_5$	-207,2 [kJ/kg-K]
<b>Evaporador</b>	$q_{evaporador} = h_1 - h_5$	141,00 [kJ/kg]

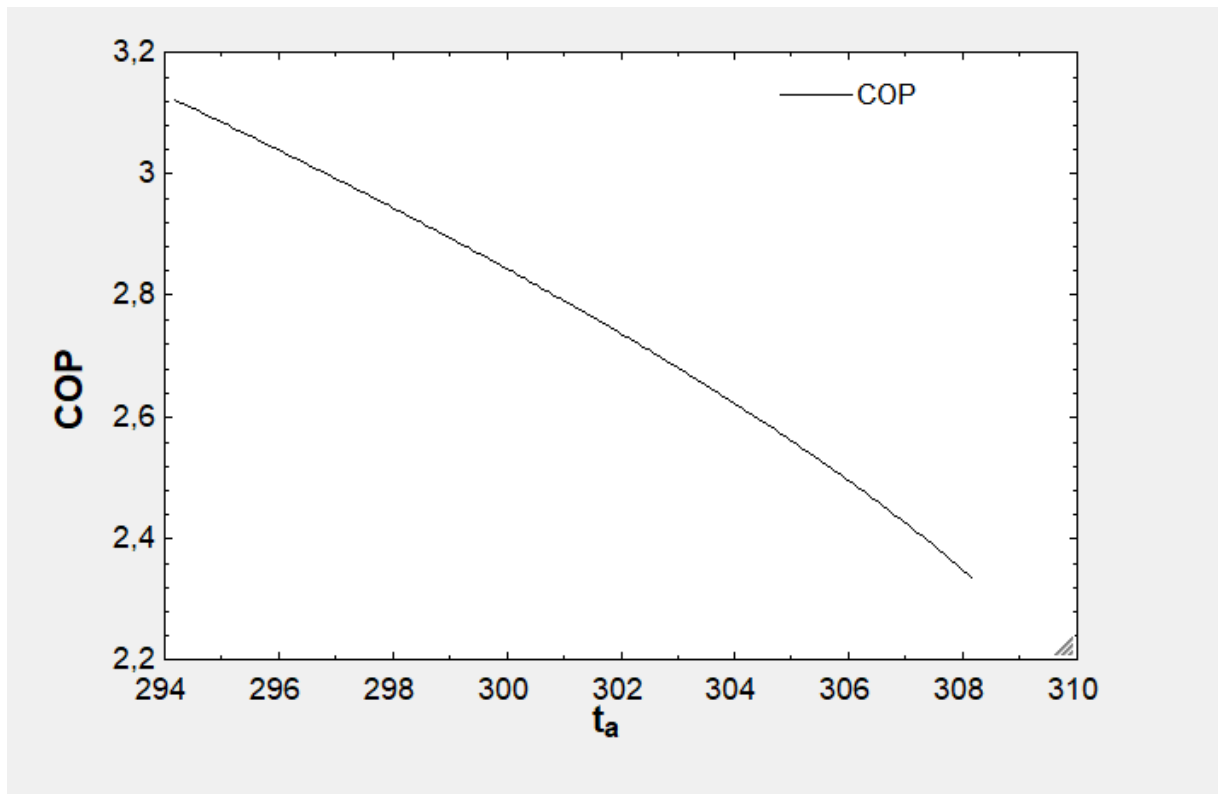
Fonte: Autor.

O COP resultante desse ciclo foi de 2,336, tendo como pressão ótima na entrada do arrefecedor 9180 kPa. Infelizmente, o trabalho gerado pela turbina foi muito pequeno, de apenas 2,311 kJ/kg. Mesmo aumentando o calor retirado do ambiente refrigerado, pelo uso da turbina, o COP foi apenas um pouco superior aos dos casos 1 e 3.

O COP do ciclo diminuiu de maneira constante em relação à temperatura ambiente, tal qual ao caso 1 (Figura 4-1).



Figura 4-10 COP em função da temperatura ambiente (caso 5)



Fonte: Autor.

Esse comportamento da curva foi resultado da mudança do efeito frigorífico em função da temperatura ambiente, que como em todos os casos, aumenta à medida que a temperatura ambiente diminui. Novamente, o COP é influenciado quase que exclusivamente em função do calor removido do ambiente refrigerado, pois o trabalho fornecido pela turbina foi de uma magnitude muito pequena, e mesmo variando com diferentes temperaturas (Quadro 4-5), não causou mudanças significativas no COP. O trabalho no compressor se manteve constante, pois os pontos “1” e “2” não sofreram qualquer modificação, comportamento esse, também verificado no ciclo “1”.

$T_a$ (K)	$Q_{evap}$ (kJ)	$W_{comp}$ (kJ)	$W_{turbina}$ (kJ)	COP
308,2	141	-62,68	2,311	2,336
306,6	148,3	-62,68	2,214	2,453
305	154,8	-62,68	2,138	2,557
303,5	160,7	-62,68	2,076	2,652
301,9	166,2	-62,68	2,023	2,74
300,4	171,4	-62,68	1,977	2,824
298,8	176,4	-62,68	1,937	2,903
297,3	181,1	-62,68	1,901	2,979
295,7	185,6	-62,68	1,869	3,052
294,2	190	-62,68	1,839	3,123

Quadro 4-5 Relação temperatura ambiente com o COP (caso 5)

A destruição da possibilidade de gerar trabalho em cada componente foi calculada por:

Tabela 4-10 Equações da destruição de exergia de cada componente (caso 5)

<b>Compressor</b>	$X_{compressor} = T_a(s_2 - s_1)$	8,224 [kJ/kg]
<b>Arrefecedor</b>	$X_{arrefecedor} = (h_2 - h_3) - T_a(s_2 - s_3)$	10,85 [kJ/kg]
<b>Turbina</b>	$X_{turbina} = T_a(s_4 - s_3)$	0,4147
<b>Válvula de expansão</b>	$X_{válvula} = T_a(s_5 - s_4)$	16,67 [kJ/kg]
<b>Evaporador</b>	$X_{evaporador} = (h_5 - h_1) \frac{T_a}{T_{amb.refrigerado}} + T_a(s_1 - s_5)$	16,9 [kJ/kg]

Fonte: Autor.

A eficiência exergética foi de 11,19%, ficando acima apenas do terceiro caso. A diminuição da exergia fornecida em função da turbina foi muito baixa, não tendo assim um resultado relevante na eficiência exergética desse ciclo.

#### 4.6 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

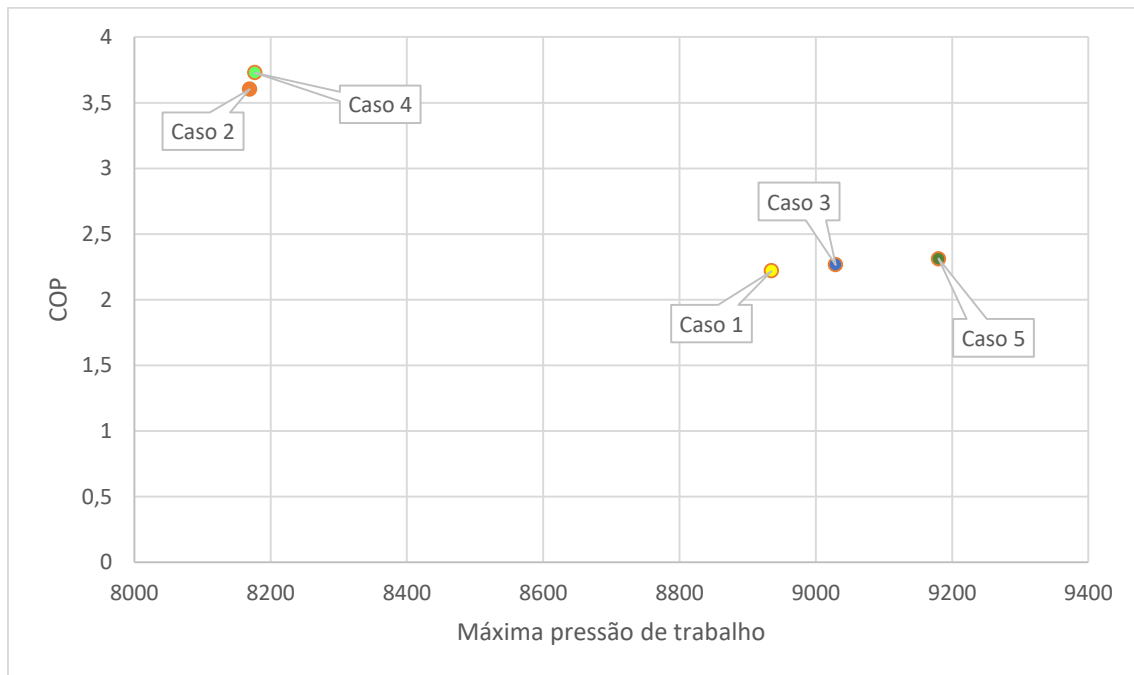
O primeiro caso utilizando o ciclo transcrito com apenas os 4 componentes básicos apresentou um COP muito baixo, explicando assim o porquê de nunca ter sido comercializado ou cogitado a sua possibilidade de uso em larga escala. O

trabalho necessário no seu compressor é muito grande em comparação com a pouca recuperação do calor no evaporador.

O segundo caso simulado, que contou com a adição de um trocador interno de calor foi o que apresentou o melhor custo-benefício entre todos os ciclos. Ocorreu um ganho muito significativo no calor removido do ambiente a ser refrigerado devido ao sub resfriamento do fluido após a saída do arrefecedor. Em contrapartida, esse ganho resultou em um acréscimo pequeno no trabalho do compressor, fazendo com que o COP atingisse o segundo valor mais alto em relação aos ciclos simulados. O trocador interno de calor também foi utilizado no quarto caso, aliado a um segundo compressor e um intercooler. Esse quarto ciclo contou com o maior COP dentre todos os ciclos simulados, porém trazendo um aumento muito pequeno em relação ao segundo caso, pesando assim a validade de se adicionar dois componentes a mais para uma performance semelhante. O principal problema encontrado ao se utilizar o intercooler arrefecendo o fluido entre os dois compressores foi que a temperatura teve uma diminuição muito pequena, de apenas 20 K, não causando uma redução relevante no volume específico e, portanto, diminuindo de maneira muito pequena o trabalho nos compressores.

Além de apresentarem os melhores COPs (Figura 4-11), os casos 2 e 4 trabalharam em uma pressão na entrada do arrefecedor menor do que a dos outros casos.

Figura 4-11 Gráfico de pressão e COP em todos os casos

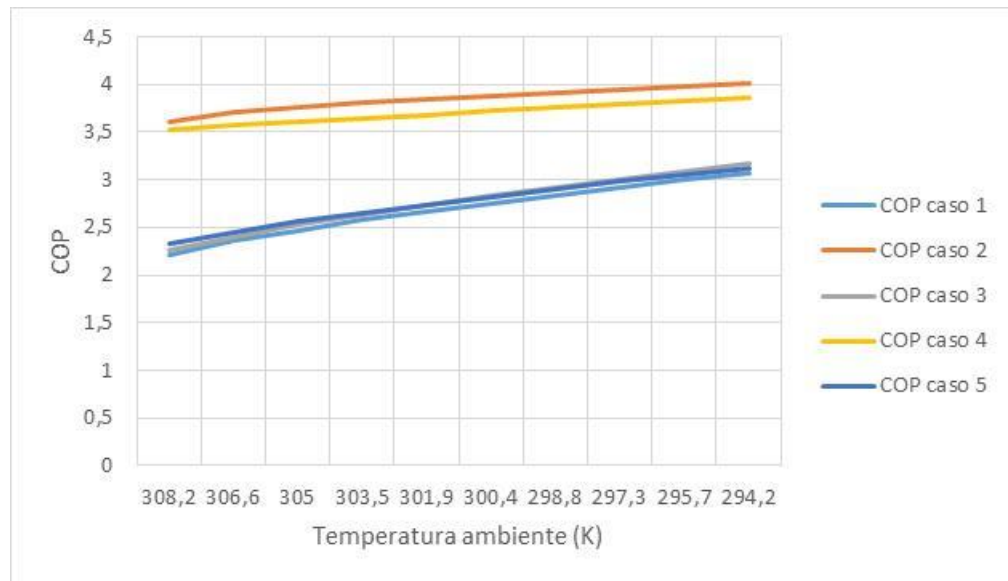


Fonte: Autor.

O problema da pequena diminuição de temperatura entre os compressores também foi encontrado no terceiro caso, de maneira até mais significativa, pois a queda da temperatura foi de apenas 15,4 K, diminuindo pouco a magnitude do trabalho nos compressores e proporcionando assim um baixo COP.

O quinto ciclo simulado teve a presença dos quatro elementos básicos e a adição de uma turbina. A inclusão da turbina foi para aproveitar as características de um ciclo transcrito na tentativa de gerar trabalho a partir da saída do arrefecedor até a válvula de expansão. Infelizmente, o trabalho gerado pela turbina foi irrisório, não obtendo grande impacto no valor do COP, além é claro, do relevante aumento de custo do projeto ao se adicionar uma turbina.

Figura 4-12 Gráfico de temperatura e COP em todos os casos

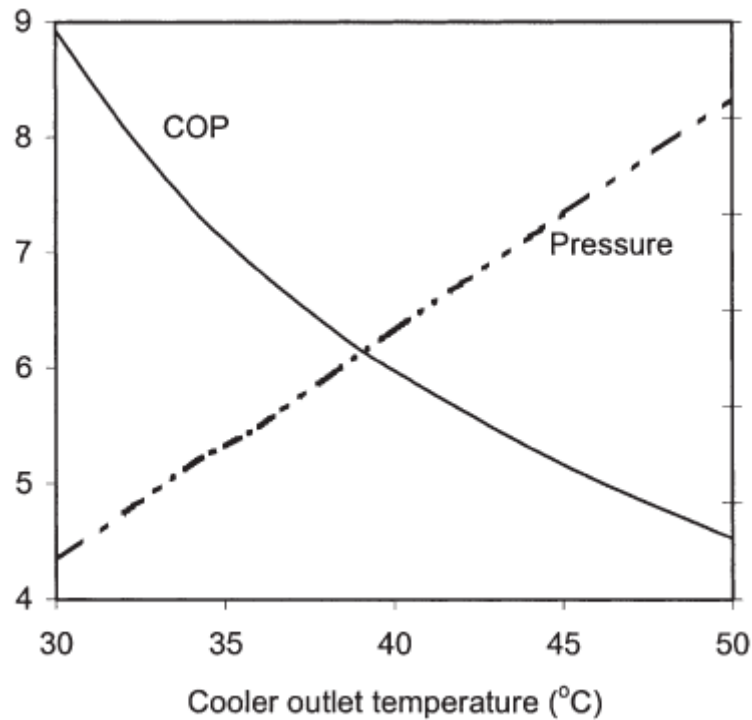


Fonte: Autor.

Através do gráfico (Figura 4-12) é possível notar que os ciclos que possuem o trocador interno de calor dispõem de uma performance bem superior aos outros, mesmo tendo uma diminuição mais contundente em altas temperaturas ambientes. Como nos casos simulados a temperatura ambiente é igual a temperatura na saída do arrefecedor, o gráfico acaba também mostrando a forte dependência do COP em relação à essa variável.

A relação entre o COP e a temperatura de saída do arrefecedor para um ciclo transcrito foi verificada por Sarkar, Bhattacharyya e Gopal (2004). Estes, realizaram um estudo da otimização de um ciclo transcrito utilizando R744 como fluido de trabalho. Esse ciclo era composto por um trocador de calor interno em conjunto com um sistema de aquecimento para um fluido externo, com intuito de utilizar a alta temperatura do fluido na saída do compressor. Foi verificado que o máximo COP do sistema aumentava consideravelmente com a diminuição da temperatura de saída do arrefecedor (Figura 4-13). Para uma temperatura de evaporador de 273,15 K, e uma eficiência de 60% no trocador interno de calor, o COP do sistema quase dobra com a temperatura de saída do arrefecedor variando entre 323,15 até 303,15 K (SARKAR; BHATTACHARYYA; GOPAL, 2004).

Figura 4-13 Gráfico do COP em relação a temperatura de saída do arrefecedor no caso simulado por Sarkar



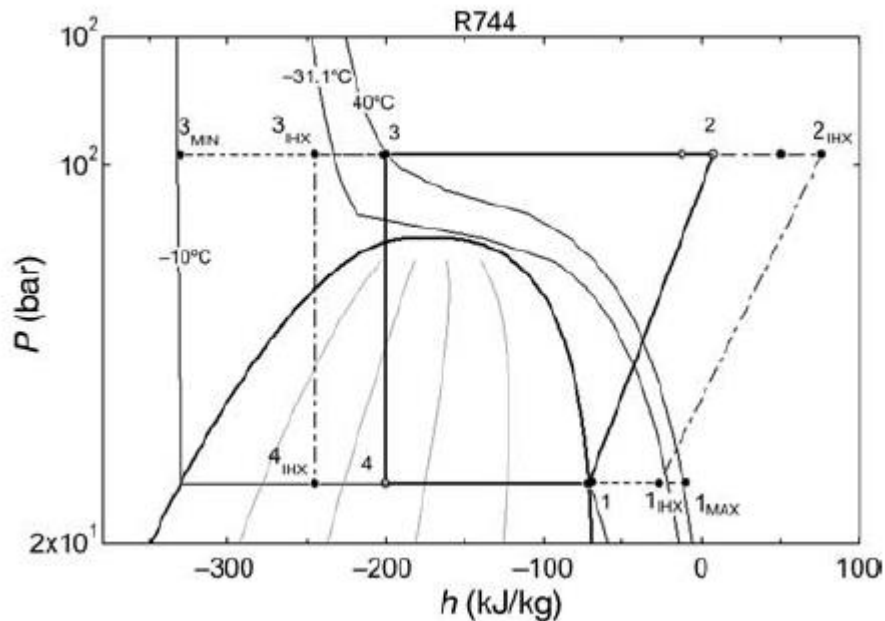
Fonte: SARKAR; BHATTACHARYYA; GOPAL, (2004).

O alto valor do COP para esse ciclo se deve principalmente porque na simulação realizada, a temperatura de entrada no compressor foi de 273,15 K. Essa temperatura é 10 K mais alta que as utilizadas nas simulações do presente trabalho, fazendo com que o trabalho necessário no ciclo possua um valor muito menor, pois a diferença entre a entalpia na entrada e na saída do fluido no compressor é muito menor.

Apesar da diferença entre os valores dos COPs, ambos apresentaram o declínio do COP a medida que a temperatura de saída do arrefecedor aumentava (Figura 4-12).

Shilliday, Tassou e Shilliday (2009), simularam um ciclo de refrigeração para 3 fluidos refrigerantes: R404A, R290 e R744. Esse ciclo era composto por um compressor, um trocador de calor interno, um condensador (arrefecedor), uma válvula de expansão e um evaporador (Figura 4-14). O ciclo utilizando R744 como fluido de trabalho foi simulado como transcrito e também com mudança de fase.

Figura 4-14 Gráfico do ciclo simulado por Shilliday, Tassou e N. Shilliday

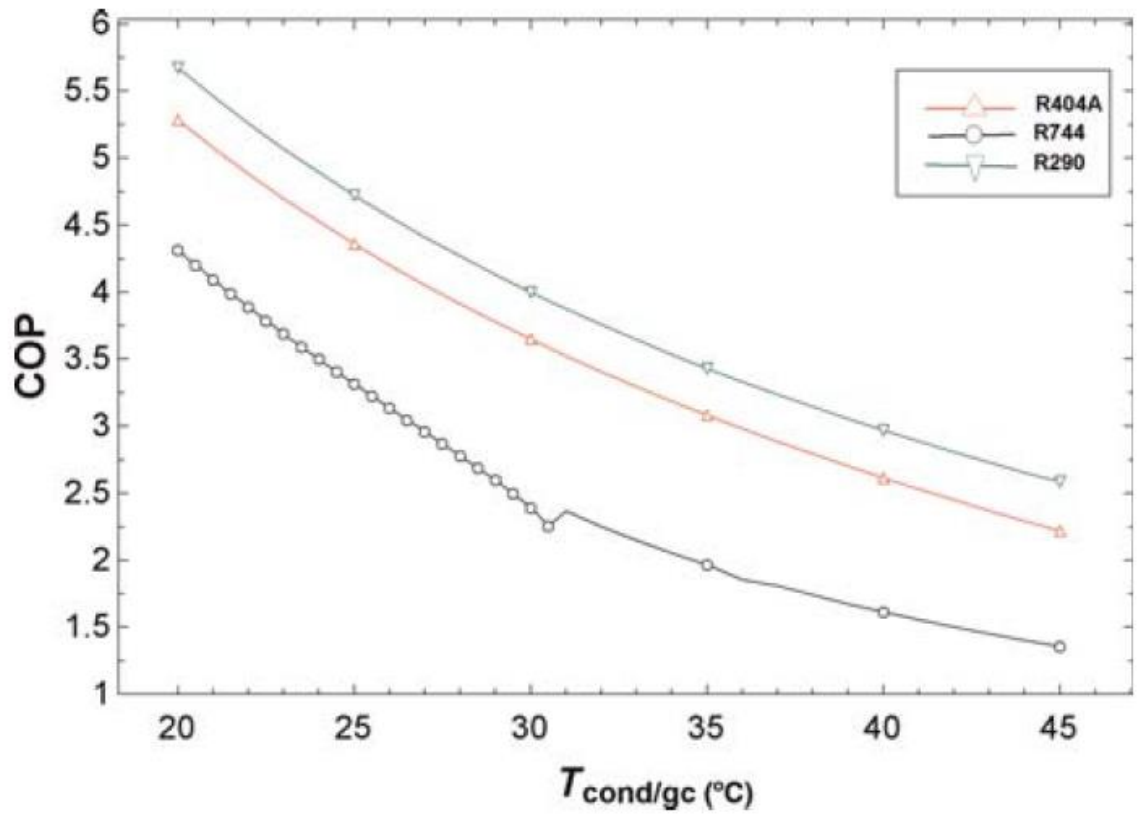


Fonte: J.A. SHILLIDAY; TASSOU; N. SHILLIDAY( 2009)

A baixa temperatura crítica do R744 de 31,1 °C (304,33 K) significa que o ciclo opera na região supercrítica para elevadas temperaturas ambientes (J.A. SHILLIDAY; TASSOU; N. SHILLIDAY, 2009). Então, o ciclo opera de maneira transcritical quando a temperatura de saída do arrefecedor for maior que 304,33 K. A semelhança com o caso 2 (Figura 4-3) existe por ser tratar de um ciclo que quando operado na região supercrítica contém os mesmos componentes. Portanto, ao se considerar o ciclo transcritical, se torna possível realizar uma comparação direta entre o caso 2 (Figura 4-3) com o ciclo simulado pelos autores.

Nas simulações utilizando um ciclo transcritical, os autores obtiveram o COP máximo de aproximadamente 2,1 (Figura 4-15); já no ciclo envolvendo mudança de fase, o COP apresentou um valor de 4,3. Essa diferença entre valores do COP no ciclo do caso “2” que foi de 3,604, se deve a consideração de algumas variáveis, como: a eficiência isentrópica utilizada no compressor, que foi de 75%, enquanto no caso 2 foi utilizada a eficiência baseada na diferença entre pressões (Eq. 3.3) a qual resultou em um valor de 84,64%, tornando um menor trabalho necessário para o ciclo. A temperatura ambiente utilizada pelos autores foi de 293,15 K, com a temperatura do na saída do evaporador de 263,15 K.

Figura 4-15 Gráfico do COP em relação a temperatura de saída do arrefecedor no caso simulado por J.A. Shilliday, Tassou e N. Shilliday

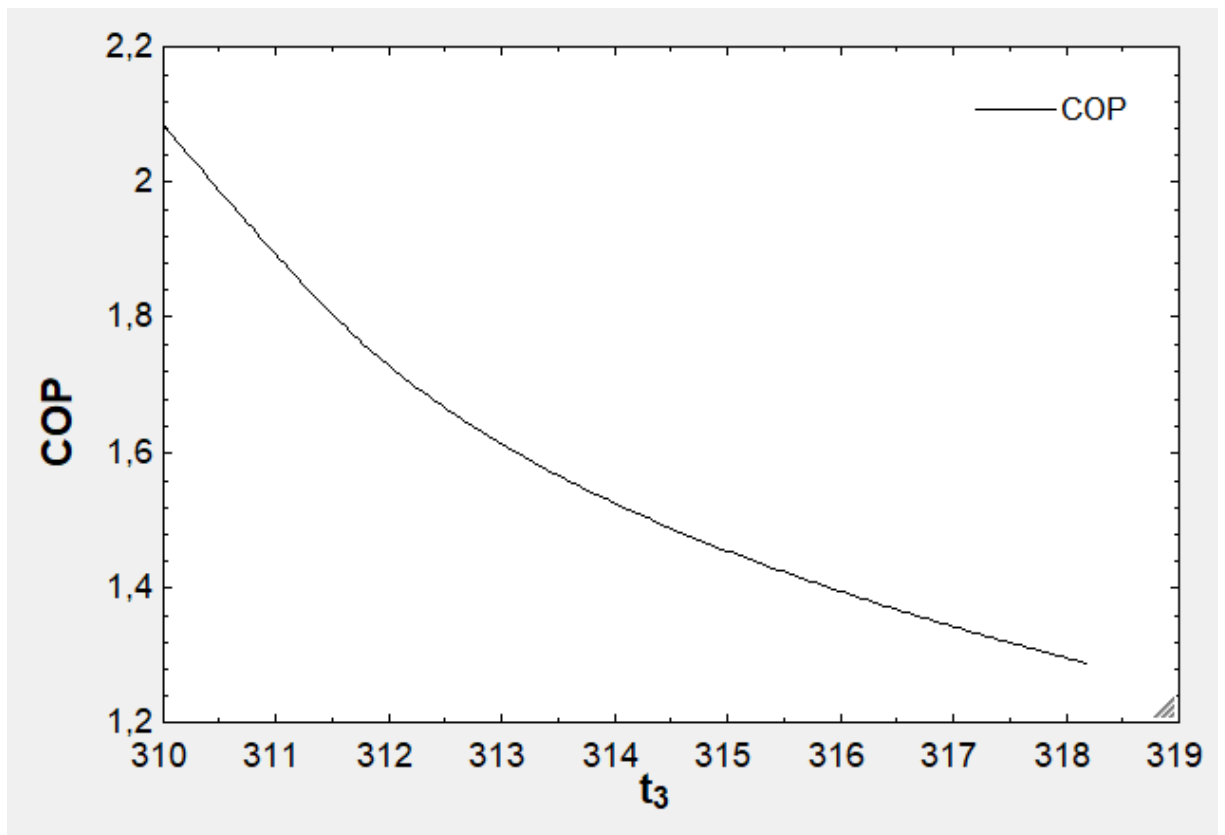


Fonte: J.A. SHILLIDAY; TASSOU; N. SHILLIDAY (2009)

O segundo caso foi novamente simulado utilizando as mesmas variáveis do ciclo de J. A. Shilliday, Tassou e N. Shilliday (2009). Ao variar a temperatura de saída do arrefecedor, entre 310,15 até 318,15 K, o COP apresentou os valores de 2,084 e 1,249, respectivamente (Figura 4-16).



Figura 4-16- Caso 2 simulado utilizando as mesmas variáveis de J.A. Shilliday, Tassou e N. Shilliday



Fonte: Autor.

Os valores encontrados nas simulações realizadas pelos autores foram iguais aos encontrados no caso 2, quando foram consideradas as mesmas variáveis. A forte relação com a temperatura de saída do arrefecedor comprova o porquê dos ciclos serem mais utilizados em países com temperaturas mais baixas, fazendo com que a rejeição de calor não ocorra a uma temperatura muito elevada e diminua assim o efeito frigorífico do refrigerador.

## 5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O setor de refrigeração inevitavelmente precisará mudar o seu modo de funcionamento. Sanções cada vez mais rígidas estão sendo impostas a todos os países, visando estimulá-los a adotar medidas cada vez mais ecologicamente corretas. A grande dificuldade é encontrar o equilíbrio que reúna uma performance aceitável com um sistema que não agrida tanto o meio ambiente.

O desenvolvimento de novas tecnologias que utilizam fluidos naturais nos sistemas de refrigeração pode ser uma solução viável. A utilização desses fluidos em ciclos que contenham mudanças pontuais em seus componentes, pode apresentar custo-benefício aceitável, quando colocado na balança sua eficiência com o seu impacto ambiental, atingindo esse equilíbrio buscado por todos. Por já estar presente na atmosfera, e em alguns casos ser de fácil obtenção, esses fluidos naturais devem ser cada vez mais objeto de estudos.

Apresentando uma configuração relativamente fácil de ser reproduzida, o ciclo transcítico com R-744 contando com a adição de um trocador de calor interno, apresentou um COP relativamente próximo aos utilizados em sistemas de refrigeração domésticos atualmente. Ambos os casos simulados (2 e 4) que continham o trocador de calor interno mostraram a importância para o COP do sub resfriamento na saída do arrefecedor.

Por outro lado, a tentativa de diminuição do trabalho necessário nos compressores utilizando um intercooler não mostrou ser muito interessante. Da mesma maneira como, a tentativa de utilização de uma turbina, que gerou um trabalho ínfimo.

Desta forma, os casos 2 e 4, que continham o trocador interno de calor apresentaram potenciais de soluções para um possível sistema de refrigeração utilizando o R-744 como fluido de trabalho. Apesar de o COP do caso 4 ser maior que o do caso 2, se vê necessário a viabilidade da adição do intercooler e um segundo compressor, pois a diferença entre as suas performances são relativamente pequena, em função do custo financeiro agregado ao caso 4.

Portanto, existem soluções que são ambientalmente amigável e possuem boa performance. Para que essas soluções sejam realizadas somente com estudo, pesquisas e incentivo a tecnologia. Países que incentivaram a pesquisa desse setor,

aliado a condições naturais favoráveis, como os que apresentam médias de temperaturas anuais relativamente pequenas, já obtiveram resultados convincentes, sendo uma solução possível.

### 5.1 TRABALHOS FUTUROS

Por se tratar de um assunto muito atual, existem diversas frentes e possibilidades para trabalhos futuro. Simulações de ciclos envolvendo diferentes componentes como um ejetor múltiplo já estão sendo estudadas. A utilização dos fluidos naturais em ciclos de cascatas como o fluido de baixa pressão também pode ser uma solução possível.

## REFERÊNCIAS

- ANTUNES, A. **Processo De Substituição De R22 Em**. . [s.l: s.n.].
- ÇENGEL, Y. **Termodinâmica**. 7<sup>a</sup> ed. AMGH, [s.l.] 2013.
- ÇENGEL, Y.; BOLES, M. **Termodinâmica**. Bookman, [s.l.] [s.d.].
- MAECHLER, M. et al. ESS – Emacs Speaks Statistics. 2018.
- SARKAR, J.; BHATTACHARYYA, S.; GOPAL, M. R. Optimization of a transcritical CO<sub>2</sub> heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications. **International Journal of Refrigeration**, v. 27, n. 8, p. 830–838, 2004.
- SHAPIRO, H.; MORAN, M.; BOETTNER, D. **Princípios de Termodinâmica**. [s.l: s.n.].
- SHILLIDAY, J. A.; TASSOU, S. A.; SHILLIDAY, N. Comparative energy and exergy analysis of R744, R404A and R290 refrigeration cycles. **International Journal of Low-Carbon Technologies**, v. 4, n. 2, p. 104–111, 2009.
- SOUZA, L. F. DE U. Luís Manoel De Paiva Souza Avaliação Experimental De Um Sistema De Refrigeração Em Cascata Utilizando O Dióxido De Carbono Como Fluido Refrigerante Universidade Federal De Uberlândia Faculdade De Engenharia Mecânica 2 0 1 6. 2016.
- ZHANG, Z. et al. Recent advances of energy recovery expanders in the transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration cycle. **HVAC and R Research**, v. 19, n. 4, p. 376–384, 2013.
- MA, YITAI; LIU, ZHONGYAN; TIAN, HUA. A review of transcritical carbon dioxide heat pump and refrigeration cycles. **ELSEVIER**. 2013
- ANTUNES, A. H. P., BANDARRA FILHO, E. P. Experimental investigation on the performance and global environmental impact of a refrigeration system retrofitted with alternative refrigerants. **ELSEVIER**. 2016
- BHATTACHARYYA, S., BOSE, S., SARKAR, J. Exergy maximization of cascade refrigeration cycles and its numerical verification for transcritical CO<sub>2</sub>-C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> system. **ELSEVIER**. 2007.
- BHATTACHARYYA, S.; GARAI, A; SARKAR, J. Thermodynamic analysis and optimization of a novel N<sub>2</sub>O–CO<sub>2</sub> cascade system for refrigeration and heating. **ELSEVIER**. 2008.
- GE, Y.T.; TASSOU, S.A. Control optimization of CO<sub>2</sub> cycles for medium temperature retail food refrigeration systems. **ELSEVIER**. 2009.
- KAUF, FRIEDRICH. Determination of the optimum high pressure for transcritical CO<sub>2</sub>- refrigeration cycles. **ELSEVIER**. 1999.

ROBINSON, DOUGLAS M.; GROLL, ECKHARD. Efficiencies of transcritical CO<sub>2</sub> cycles with and without an expansion turbine. **ELSEVIER**. 1997.

SINGH, SIMARPREET; PUROHIT, NILESH; DASGUPTA, M.S. Comparative study of 51 cycles modification strategies trans-critical CO<sub>2</sub> refrigeration cycle for warm climatic conditions. **ELSEVIER**. 2015.