



Departamento de Engenharia Mecânica
Trabalho de Conclusão de Curso (TCC)/2020.2

ANÁLISE DO CICLO DO R-744 TRANSCRÍTICO COM BYPASS DE GÁS

Miriam Araújo da Silva

masmimi2005@hotmail.com

Cleiton Rubens Formiga Barbosa Júnior

cleitonformiga@gmail.com

Resumo: O ciclo transcrito básico de refrigeração com CO₂ apresenta eficiência inferior quando comparado aos ciclos subcríticos de compressão de vapor. Em razão disso, foram desenvolvidas várias técnicas de melhoria de sua performance de refrigeração, duas das maneiras constam neste trabalho e são a inserção do by pass de gás e do trocador de calor interno, o primeiro aumenta a eficiência em 7% e o segundo pode melhorar de 3% a 25%. A presente pesquisa tem como finalidade avaliar a performance do ciclo transcrito de CO₂ com by pass de gás com o auxílio do software *Simple CO₂ One Stage Plant*. Para isso, foi investigada a influência de vários parâmetros temperatura de evaporação, superaquecimento (saída do evaporador), temperatura intermediária, eficiência do trocador de calor interno, pressão de alta, temperatura de saída do gás cooler, eficiência isentrópica e fator de perda de calor. A partir de um ciclo do R744 transcrito de referência, foi simulado a variação de cada uma das variáveis do ciclo, mantendo-se as demais variáveis constantes. Os resultados obtidos na simulação do ciclo do R744 transcrito com by pass de gás mostraram maior sensibilidade da performance (COP_C e COP_H) com a temperatura de evaporação, eficiência isentrópica, temperatura de saída do gás cooler e pressão de alta.

Palavras chaves: CO₂, gás cooler, válvula de bypass, um estágio

1. INTRODUÇÃO

Com as mudanças devido ao aquecimento global, foi necessário a busca por novos sistemas de refrigeração que fossem menos poluentes e economicamente viáveis.

Diversas alterações foram feitas durante os anos, a mais comum é a escolha de fluidos refrigerantes que não ataquem a camada de ozônio e que não acelerem a intensificação do efeito estufa. Diferenciações no formato do sistema e a inserção de alguns componentes a mais podem resultar em aumentos de eficiência.

De acordo com Baraldi (2015), o decorrer dos anos proporcionou uma evolução nos ciclos de refrigeração bem como o aumento das exigências e controles ambientais com o intuito de também aumentar a otimização energética. Há 3 gerações segundo o autor. A primeira objetivava a funcionalidade, exemplos desta são os fluidos refrigerantes (SO₂, NH₃, CCl₄), a segunda geração (CFCs e HFCs) objetivava a segurança e a durabilidade. Já a terceira geração (HFCs, CO₂, água) surgiu da preocupação com a camada de ozônio, e, finalmente, na quarta geração (olefinas insaturadas, HCs, HFCs) tem-se a preocupação com o aquecimento global.

A terceira geração trouxe a pressão pelo uso de fluidos refrigerantes naturais; no setor de refrigeração comercial leve, teve-se o uso do propano (R-290) e dióxido de carbono (R-744). Este último possui ODP zero e GWP igual a 1. Yu et al. (2019) nos diz que com a alta nas emissões de carbono, é necessário tomar uma ação rápida sobre o tema em questão, uma das estratégias propostas é o uso do CO₂ para a refrigeração e o aquecimento devido a esta substância ter baixo potencial de aquecimento global e também por ser natural.

No estudo do efeito climático causado pela inserção do fluido refrigerante, analisa-se seu ODP e GWP, conforme Restrepo et al. (2008), o CO₂ se mostra um dos refrigerantes mais ambientalmente aceitos, vide Tab.1

Tabela 1. Valores de ODP E GWP para diferentes fluidos refrigerantes

Classe	Fórmula Molecular	Nome Químico	Nome	ODP (Relativo ao R11)	GWP (Relat. ao CO ₂ em 100 anos)
CFC	CCL ₂ F	trichloro-fluoromethane	R11	1	4680
CFC	CCL ₂ F ₂	dichloro-difluoromethane	R12	0,82	10720
HCFC	CHCLF ₂	chlorodifluoro-methane	R22	0,05	1780
HCFC	C ₂ HCL ₂ F ₃	2,2-dichloro-1,1,1-trifluoroethane	R123	0,022	76
HCFC	C ₂ HCLF ₄	2-chloro-1,1,1,2-tetrafluoroethane	R124	0,022	599
HCFC	C ₂ H ₂ CL ₂ F	1,1-dichloro-1-fluoroethane	R141b	0,12	713
HCFC	C ₂ H ₃ CLF ₂	1-chloro-1,1-difluoroethane	R142b	0,065	2270
HFC	CHF ₃	trifluoromethane	R23	0,0004	14310
HFC	CH ₂ F ₂	difluoromethane	R32	0	670
HFC	C ₂ HF ₆	pentafluoroethane	R125	0,00003	3450
HFC	C ₂ H ₂ F ₄	1,1,1,2-tetrafluoroethane	R134a	0,000015	1410
HFC	C ₂ H ₃ F ₃	1,1,1-trifluoroethane	R245	0	4400
HFC	C ₂ H ₄ F ₂	1,1-difluoroethane	R152a	0	122
HFC	C ₃ H ₃ F ₅	1,1,1,3,3-pentafluoropropane	R245fa	0	950
HFC	C ₃ H ₂ F ₆	1,1,1,3,3,3-hexafluoropropane	R236fa	0	9400
HC	C ₃ H ₈	n-propane	R290	0	20
HC	C ₄ H ₁₀	n-butane	R600a	0	20
HC	C ₄ H ₁₀	isobutane	R600a	0	20
HC	C ₅ H ₁₂	n-pentane	R601	0	0
HC	C ₃ H ₆	propene	R1270	0	3
CO ₂	CO ₂	dioxido de carbono	R744	0	1
BCF	CBrCLF ₂	bromochloro-difluoromethane	R12B1	5,1	1300
PFC	C ₈ F ₈	octafluorocyclobutane	RC318	0	10000
HFC	C ₃ HF ₇	1,1,1,2,3,3,3-heptafluoropropane	R227	0	3500
AFAE	C ₄ H ₉ F ₇ O	heptafluoropropyl methyl ether	HFE-7000	0	450
AFAE	C ₄ H ₉ F ₉ O	methyl nonafluorobutyl ether	HFE-7100	0	410
AFAE	C ₄ H ₉ F ₉ O	ethyl nonafluorobutyl ether	HFE-7200/ HFE-569mccc	0	60
AFAE	C ₅ H ₁₁ F ₁₃ O	ethyl pentadecafluoroheptyl ether	HFE-7500	0	100
DFAE	C ₃ H ₇ F ₅ O	pentafluorodimethyl ether	HFE-125	0	14800
DFAE	C ₃ H ₇ F ₇ O	1,1,1,1-tetrafluorodimethyl ether	HFE-134	0	5760
CM	CH ₂ CL ₂	methylene chloride	R30	0	10
CM	CH ₃ CL	methyl chloride	R40	0,02	16
CFC	C ₂ CL ₃ F ₃	1,1,2-trichloro-1,2,2-trifluoroethane	R113	0,9	6000
HCFC	CHCL ₂ F	dichlorofluoromethane	R21	0,01	210
CFC	C ₂ CL ₂ F ₄	1,2-dichloro-1,1,2,2-tetrafluoroethane	R114	0,85	9800
FIM	CF ₃ I	trifluoroiodomethane	R131I	0	1
DME	C ₂ H ₆ O	dimethyl ether		0	1
NH ₃	NH ₃	amoníaco	R717	0	0
AFAE	C ₃ H ₇ F ₇ O	methyl trifluoromethyl ether	HFE-143	0	656
AFAE	C ₃ H ₇ F ₉ O	methyl pentafluoroethyl ether	HFE-245	0	697
HFC		R143a/R134a/R125	R404A	0	3800

Fonte: RESTREPO et al.(2008)

Há diversas configurações de um sistema de CO₂, a forma que trata este trabalho é um sistema transcrítico de um único estágio com by pass de gás que seria uma válvula reguladora de pressão instalada após o separador líquido-vapor (flash tank) para a passagem de vapor saturado, em inglês é chamada de medium pressure regulating valve ou flash gas valve.

Por meio do software Simple CO₂ one stage Plant versão 2.4, objetiva-se analisar a influência no COP_c e o COP_H (respectivamente, os coeficientes de performance de um refrigerador e bomba de calor) do ciclo com by-pass ao variar os parâmetros temperatura de evaporação, superaquecimento (saída do evaporador), temperatura intermediária, eficiência do trocador de calor interno, pressão de alta, temperatura de saída do gás cooler, eficiência isentrópica e fator de perda de calor. Com a análise destes, será possível ter um melhor suporte para construir um sistema de refrigeração real aperfeiçoando os elementos para chegar o mais próximo do analisado aqui.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A Danfoss, reconhecida como a empresa pioneira em sistemas de CO₂, justifica em seu infográfico que o refrigerante CO₂ será o refrigerante natural do futuro devido às exigências ambientais regulamentadas pela emenda Kigali ao Protocolo de Montreal (Global) e a regulação F-gas (Europa).O documento justifica que o composto possui alta eficiência volumétrica, baixo consumo de energia e redução da carga de refrigerante e alta densidade do gás (situação que aumenta a eficiência do trocador e permitem menores superfícies gerando maiores capacidades).O CO₂ está sendo o preferido em aplicações de refrigeração no varejo de alimentos em supermercados de acordo com a Danfoss. Outras características do R-744 são :

- Substância não inflamável e não tóxica;
- Pressão crítica de 7,38 MPa e temperatura crítica 31,1°C;

- Na temperatura de 0° C, possui capacidade de refrigeração muito alta com valor de 22545 kJ/m³, essa propriedade define a retirada de calor do produto a ser refrigerado com mais eficiência e menos tempo de congelamento (se for usada para frigoríficos);

2.1 Classificação

Um sistema de refrigeração pode ser de um estágio ou múltiplos estágios, a quantidade de compressores representa o número deles como regra geral (configuração em série). O ciclo simples de compressão (1 estágio) é aquele mais em uso devido ao fato de ser o mais adequado para a maioria das aplicações. Esse tipo configura sistemas simples, baratos, confiáveis e com pouca manutenção.

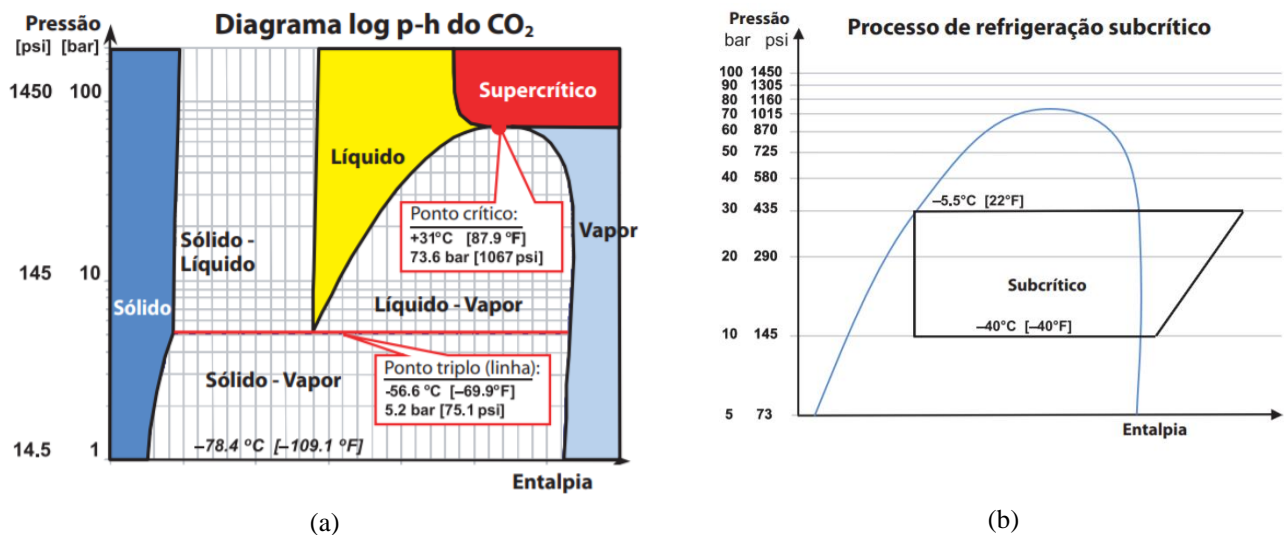
Já os sistemas de múltiplos estágios são usados para instalações que exigem temperaturas mais baixas que aquelas atendidas pelo de um estágio.

Os Sistemas contidos no software Simple CO2 one stage Plant contêm um compressor, configurando como um estágio.

Os ciclos de CO₂ podem ser subcríticos e transcíticos,

O subcrítico é aquele que se desencadeia em temperaturas e pressões abaixo do ponto crítico e acima do ponto triplo.

Figura 1. Diagramas P-h do CO₂ (a) Indicação dos pontos triplo e crítico (b) Processo de refrigeração subcrítico .



Fonte: DANFOSS (2014)

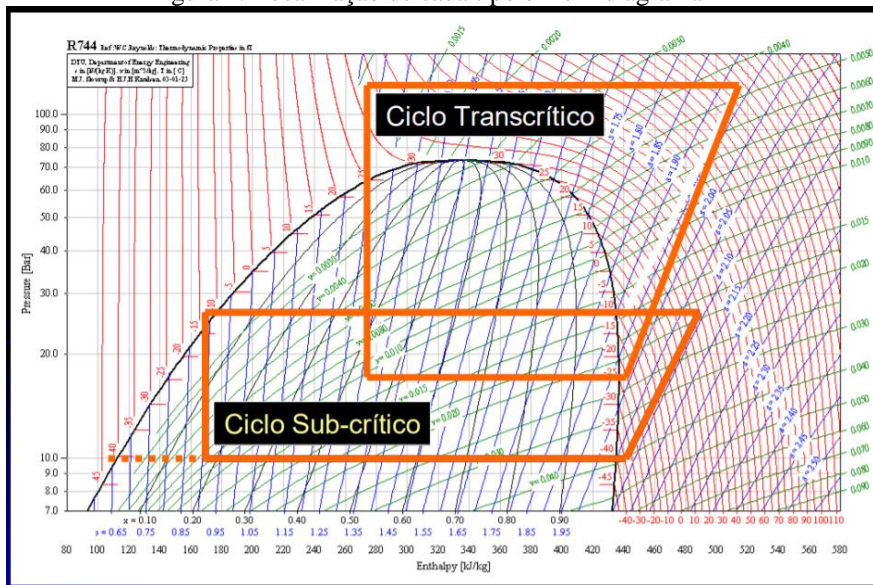
No Ciclo transcítico, o refrigerante é comprimido em pressões superiores ao ponto crítico, dessa forma não ocorre uma condensação do gás e sim apenas um resfriamento; o elemento que ocorre isso se chama gás cooler.

De acordo com Brown e Domanski (2014) e Austin e Sumathy (2011), o ciclo de refrigeração transcítico é semelhante ao ciclo de refrigeração subcrítico (ciclo de compressão de vapor), com a diferença de que a etapa de rejeição de calor ocorre acima da temperatura crítica do fluido refrigerante e assim esta etapa não passa pela região da transição líquido-vapor.

Para Yu et al. (2019), no ciclo transcítico de CO₂, não há condição de saturação na região acima do ponto crítico e, nesta região de rejeição de calor, a pressão independe da temperatura, agora, no evaporador, a absorção de calor ocorre por evaporação de refrigerante similar ao que ocorre nos ciclos subcríticos.

Sistemas de R-744 operam transciticamente quando a temperatura de saída do gás cooler está acima de 31°C (Ponto Crítico do CO₂) e a temperatura do evaporador se encontra abaixo dos 31°C.

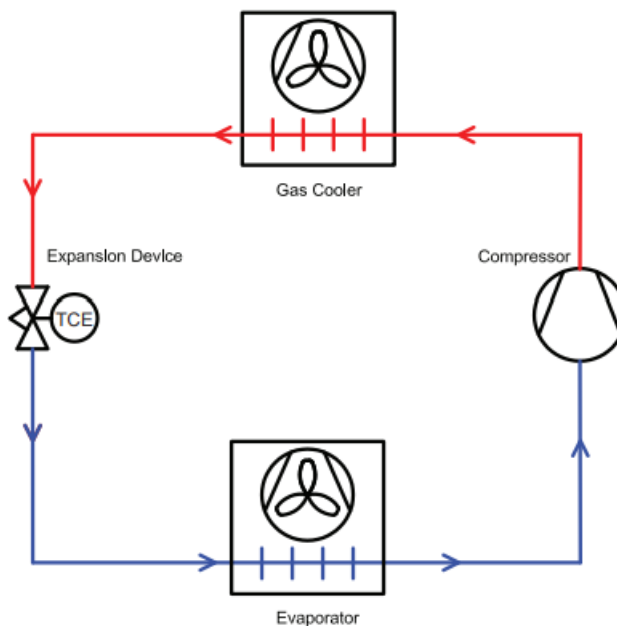
Figura 2. Localização de cada tipo em um diagrama P-h



Fonte: SEMINÁRIO DE DIFUSÃO USO DE REFRIGERANTES NATURAIS EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO E AR CONDICIONADO (2011)

Um sistema transcrito de um estágio é composto, na sua forma básica, por evaporador, gás cooler, compressor e dispositivo de expansão, como mostra a fig.3:

Figura 3. Elementos básicos de um ciclo transcrito



Fonte: EMERSON CLIMATE TECHNOLOGIES INC (2016)

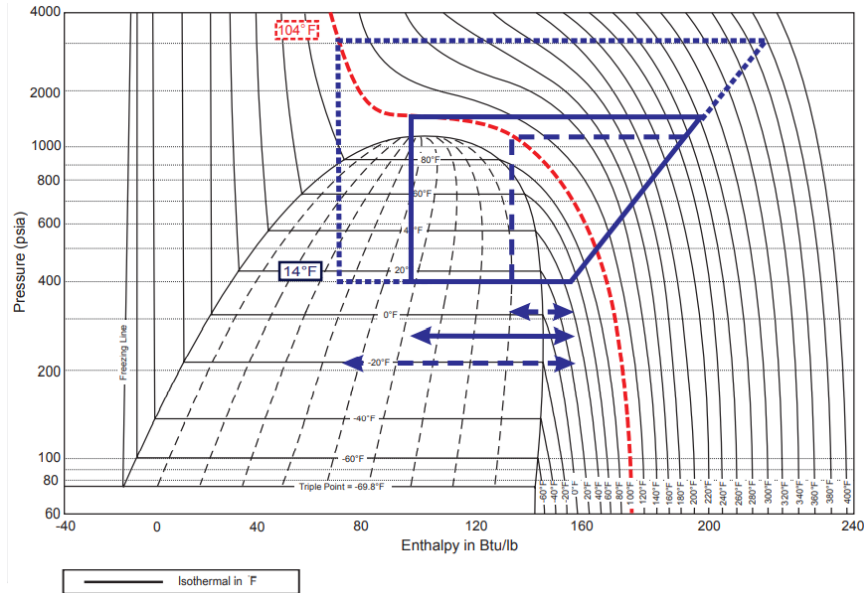
Funcionamento:

O refrigerante sai do compressor e flui para o gás cooler onde o calor é removido e a temperatura do refrigerante fica menor, como está acima do ponto crítico não condensa nesta parte do sistema, dirige-se para o dispositivo de expansão, lá a pressão cai para abaixo da crítica atingindo o estado saturado de mistura e então flui para o evaporador onde recebe energia e superaquece (ou no mínimo em vapor saturado), o gás superaquecido (ou vapor saturado) vai para o compressor para o aumento da pressão do fluido e o ciclo se reinicia.

No ciclo transcrito, a temperatura do refrigerante na saída do gás cooler depende do tamanho deste elemento. A pressão do refrigerante no gás cooler depende da quantidade de refrigerante e da temperatura ambiente. Acerca do compressor, o fluido já sai dele na temperatura e pressão acima do ponto crítico. A capacidade de refrigeração do

sistema, em pressões abaixo de 4350 psig, reduz com a diminuição da pressão na saída do gás cooler (fig.4). O COP depende das condições de evaporação e da temperatura de saída de gás cooler.

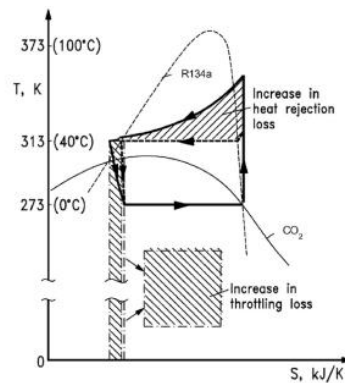
Figura 4. Variação na pressão do gás cooler e o impacto na refrigeração do sistema



Fonte: EMERSON CLIMATE TECHNOLOGIES INC (2016)

Estudos desenvolvidos por YU et al (2019) revelaram menores eficiências de refrigeração do ciclo transcrito básico do CO₂ comparativamente ao ciclo subcrítico do R134a uma vez que há maiores irreversibilidades no ciclo transcrito do CO₂. dois processos são responsáveis pelas perdas termodinâmicas adicionais: perda no estrangulamento e perda na rejeição de calor (fig. 5).

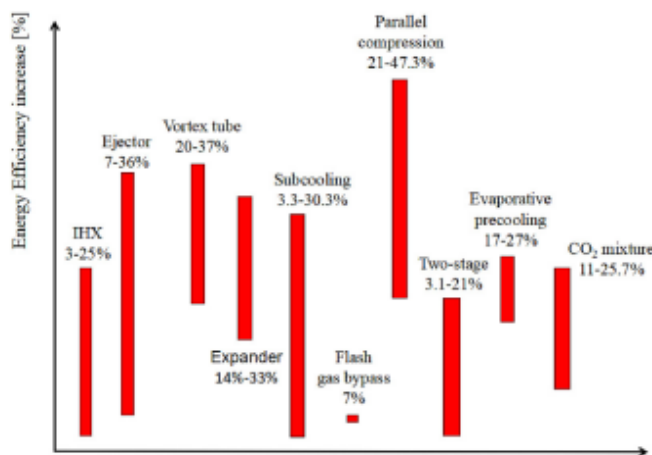
Figura 5. Perdas que ocorrem em um ciclo transcrito de CO₂



Fonte: YU et al.(2019).

De acordo com Yu et al. (2019), embora exista esta eficiência inferior, um grande número de tecnologias são promissoras para fazer o ciclo transcrito mais eficiente ou igual a ciclos subcríticos convencionais, o autor as mostra na fig.6:

Figura 6. Tecnologias que alteram o COP_C do ciclo transcrítico de CO₂.



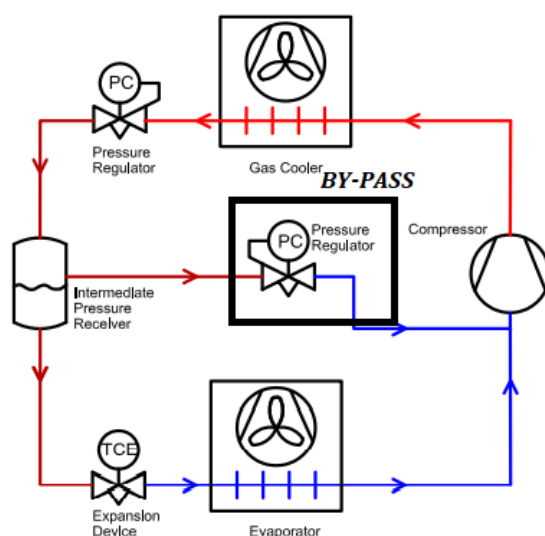
Fonte :YU et al.(2019)

Algumas alterações podem ser feitas em um sistema transcrítico, a inserção de um trocador de calor interno, um separador líquido-vapor e duas válvulas *backpressure* são analisados neste trabalho. De acordo com a fig.6, a inserção do trocador de calor é responsável por um aumento de 3% a 25% na eficiência e o bypass de gás flash, por um aumento de 7%.

Emerson Climate Technologies Inc (2016) fala do papel do by-pass que é controlar a pressão do separador líquido-vapor. Para Yu et al (2019), o conceito de bypass de gás cooler foi usado para superar o problema do fluxo bifásico no evaporador, em que o vapor saturado não tem significativo efeito de resfriamento $X=1$, sendo o líquido saturado melhor opção para absorção do calor.

Ao observar a fig.7 e comparar com a fig.3, duas válvulas são incluídas e um separador líquido-vapor (*flash tank*). Elas são chamadas de válvulas reguladoras de pressão; Gómez, Cascales e Cruzado (2016) chama de *backpressure valve*, a próxima do gás cooler é a de alta e a entre a entrada do compressor e o separador é a de média (*flash gas valve*), esta última também é chamada válvula de by-pass, nomeada dessa forma por circular vapor saturado nela (desviando parte do fluxo). No software Simple CO₂ one Stage Plant, a válvula de bypass é indicada pelos pontos 9-10.

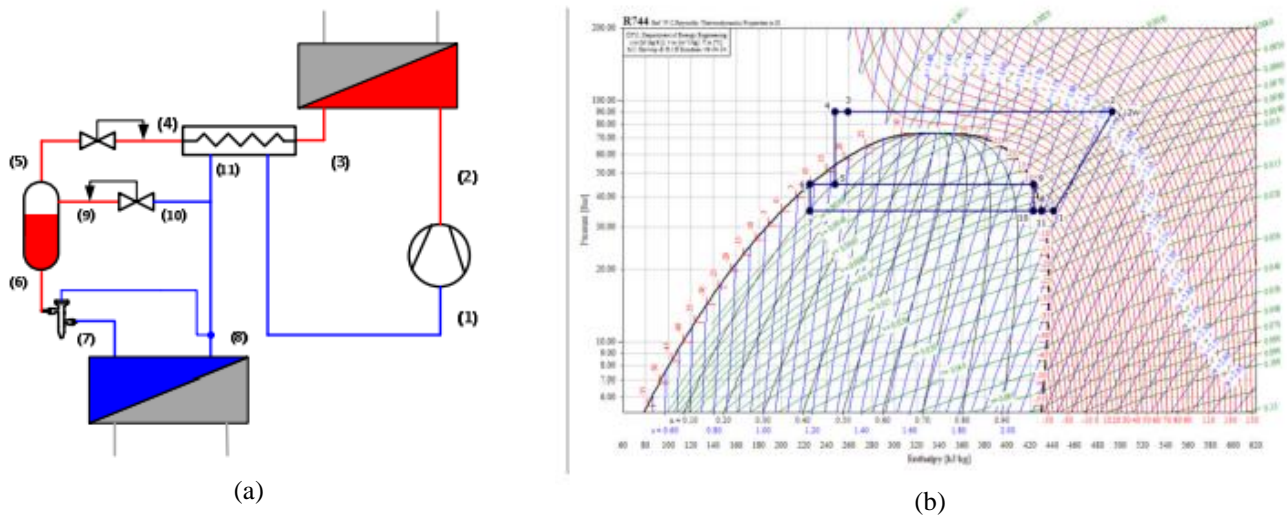
Figura 7. Circuito frigorífico do ciclo transcrítico do CO₂ com by pass de gás.



Fonte: Adaptado de EMERSON CLIMATE TECHNOLOGIES INC (2016)

Gómez, Cascales e Cruzado (2016) estuda diversas configurações de ciclos transcíticos e debate a razão do uso de cada elemento. A abordagem com as duas válvulas reguladoras de pressão, separador líquido-vapor e trocador de calor interno é feita por eles (fig.8):

Figura 8. Ciclo transcítico do CO₂ com by pass de gás (a) Circuito frigorífico (b) Diagrama P-xh



Fonte: GÓMEZ; CASCALES; CRUZADO (2016)

O uso do trocador de calor interno proporciona um controle melhor do grau de subresfriamento na saída do gás cooler que implica no aumento da capacidade frigorífica no evaporador e a presença dele diminui as chances de o compressor aspirar líquido aumentando o superaquecimento.

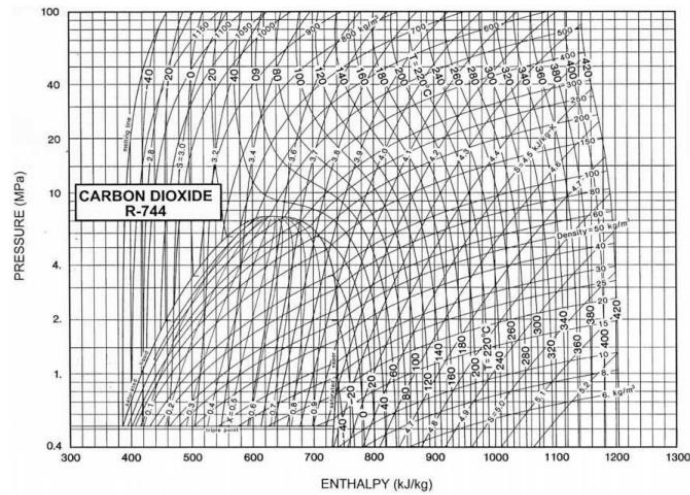
Gómez, Cascales e Cruzado (2016) explica que a primeira válvula backpressure (a de alta pressão) regula a pressão no gás cooler, a segunda válvula (bypass) controla a descarga do gás no separador, assim controlando a pressão dele. Para Yu et al (2019), A decisão de inserir by pass de gás Flash é complexa, porque de um lado está o aumento de custo de instalação do outro maior confiança e segurança do sistema.

No caso, a função da válvula de expansão termostática fica somente para controlar as condições de alimentação do evaporador.

A presença do Separador líquido-vapor fornece um local com baixa velocidade para dar tempo do fluido deixar a expansão de alta e depois ser dissociado o líquido do vapor. A pressão no separador normalmente está entre o valor de pressão do evaporador e o valor máximo que é obtido cortando a linha de saturação com a isentálpica que parte do ponto 4 (saída do trocador de calor interno).

É muito comum em sistemas de refrigeração o uso de diagrama de Mollier, por meio dele é possível determinar as propriedades termodinâmicas mais importantes de um fluido que passa por uma mudança de estado, no eixo da abcissa é representado pela entalpia específica e na ordenada, pela pressão absoluta (fig.9). Usa-se o diagrama para cálculos em sistemas de refrigeração.






Figura 9. Diagrama de Mollier para o Dióxido de Carbono



2.2 Balanço de Massa e Energia

Pérez-García et al.(2013) define a equação característica de cada equipamento, cabe destacar neste trabalho as do compressor, gás cooler, evaporador e a válvula de expansão conforme fig.10.

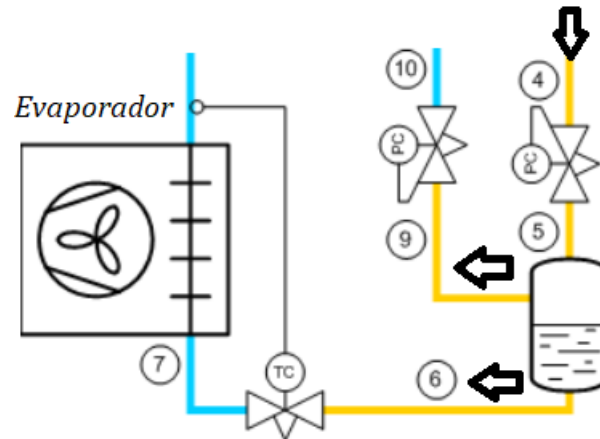
Figura 10. Fórmulas de diversos componentes de um sistema de refrigeração transcrito.

Equipment characterization.	
Equipment	Characteristic equation
 Compressor	$\eta_c = \frac{h_{0s} - h_i}{h_o - h_i}$ $W_c = h_o - h_i$
 Gas cooler	$q_{gc} = h_i - h_o$
 Expansion valve	$h_i = h_o$
 Internal Heat Exchanger	$\epsilon = \frac{(T_{c,o} - T_{c,i})}{(T_{h,i} - T_{c,i})}$
 Evaporator	$q_{ev} = h_o - h_i$

Fonte: PÉREZ-GARCÍA et al (2013)

Na fig.10, os valores calculados são por unidade de massa; no caso analisado neste trabalho, há um separador líquido-vapor onde uma fração da massa circula no evaporador (fig 11):

Figura 11. Ilustração do separador Líquido-Vapor com 2 saídas e 1 entrada.



Fonte: Adaptado de SIMPLE CO2 ONE STAGE PLANT (2009)

Para o cálculo da massa que circula no evaporador, usar-se-á o balanço de energia (eq.1) e massa (eq.2) proposto por Çengel e Boles (2013):

$$E_{entra} = E_{sai} \quad (1)$$

$$m_{ent} = m_{sai} \quad (2)$$

De acordo com a fig.11 obtém-se:

$$m_5 \cdot h_5 = m_9 \cdot h_9 + m_{ev} \cdot h_6 \quad (3)$$

$$m_5 = m_9 + m_{ev} \quad (4)$$

Dividindo-se ambos os lados da eq.3 e eq.4 por m_5 que representa a massa total do sistema, tem-se :

$$I \cdot h_5 = (m_9/m_5) \cdot h_9 + (m_{ev}/m_5) \cdot h_6 \quad (5)$$

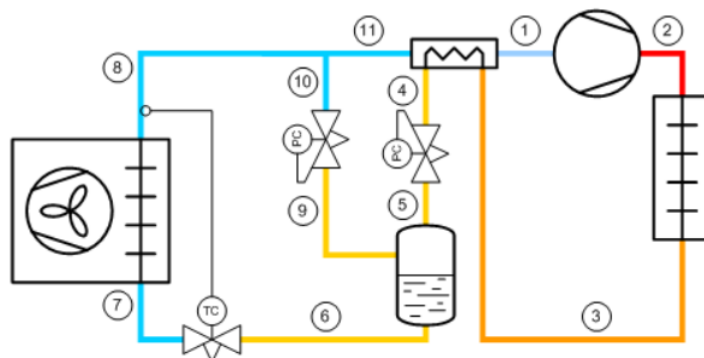
$$I = (m_9/m_5) + (m_{ev}/m_5) \quad (6)$$

Onde m_9/m_5 e m_{ev}/m_5 são respectivamente a fração de vapor saturado em 9 e de líquido saturado em 6. Resolvendo as duas últimas equações, obtém-se a fração do fluido que vai para o evaporador:

$$(m_{ev}/m_5) = (h_9 - h_5) / (h_9 - h_6) \quad (7)$$

Çengel e Boles (2013) define o Coeficiente de Performance (COP) como o efeito desejado sobre a entrada necessária. Para um sistema de refrigeração, se deseja resfriar o ambiente às custas de entrada de trabalho no compressor ($COP_c = Q_e/W$) já em uma bomba de calor se deseja aquecer o ambiente ($COP_h = Q_c/W$). Analisando a fig.12, obter-se-á:

Figura 12. Ciclo de Refrigeração transcrítico analisado neste trabalho.



Fonte: SIMPLE CO2 ONE STAGE PLANT (2009)

$$COP_{refrigerador} = [m_{ev} * (h_8 - h_7)] / [m_t * (h_{2w} - h_1)] \quad (8)$$

$$COP_{bomba} = [m_i * (h_2 - h_3)] / [m_i * (h_{2w} - h_1)] \quad (9)$$

Onde o m_i é a massa total que é igual a m_5 e usou-se o h_{2w} no cálculo referente ao valor de entalpia na saída do compressor, que dependendo do caso não coincide com a entrada do gás cooler h_2 .

Assim, tem-se:

$$COP_{refrigerador} = [(m_{ev}/m_t) * (h_8 - h_7)] / [(h_{2w} - h_1)] \quad (10)$$

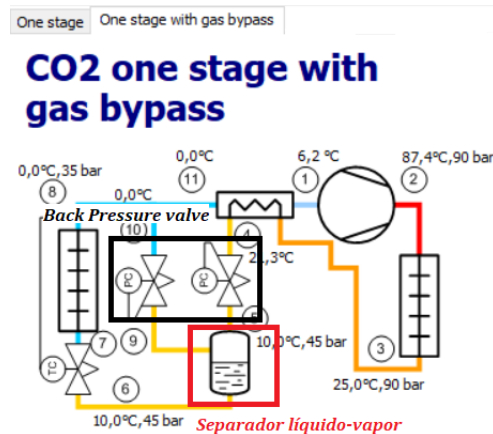
$$COP_{bomba} = [(h_2 - h_3)] / [(h_{2w} - h_1)] \quad (11)$$

Por meio das equações acima, chega-se ao $Q_e = (m_{ev}/m_t) * (h_8 - h_7)$, $Q_c = (h_2 - h_3)$ e $W = (h_{2w} - h_1)$, eles representam respectivamente o calor retirado do ambiente no evaporador, o calor cedido ao meio externo no gás cooler e o trabalho no compressor; já o (m_{ev}/m_t) é a fração do fluido que circula no evaporador

3. METODOLOGIA

O sistema analisado neste trabalho está inserido no software Simple CO₂ One Stage Plant, ele possui trocador de calor interno, separador líquido-vapor e válvulas backpressure (fig.13)

Figura 13. Ciclo Transcrítico de CO₂ com bypass de gás



Fonte: Adaptado de SIMPLE CO₂ ONE STAGE PLANT (2009)

Analisar-se-á a influência, no COP_C e COP_H, dos parâmetros temperatura de evaporação, superaquecimento (saída do evaporador), temperatura intermediária eficiência do trocador de calor interno, pressão de alta, temperatura de saída do gás cooler, eficiência isentrópica e fator de perda de calor.

Tabela 2. Valores de Referência com os incrementos e decrementos

PARÂMETROS	CICLO DE REFERÊNCIA	INCREMENTOS
Temperatura de evaporação (°C)	5	+/- 5
Temperatura de superaquecimento (K)	8	+/- 2
Eficiência do trocador de calor interno (%)	80	+/- 10
Pressão de alta (Bar)	150	+/- 10
Temperatura de saída do gas cooler (°C)	40	+/- 5
Eficiência isentrópica (%)	80	+/- 10
Fator de perda de calor (%)	40	+/- 10
Temperatura Intermediária(°C)	5	5°C,8°C,12°C,15°C e 19°C

Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2022)

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 Temperatura de Evaporação

A variação deste parâmetro está relacionada à mudança expressiva no trabalho do compressor. Considerando o efeito da temperatura no ciclo com bypass tem-se:

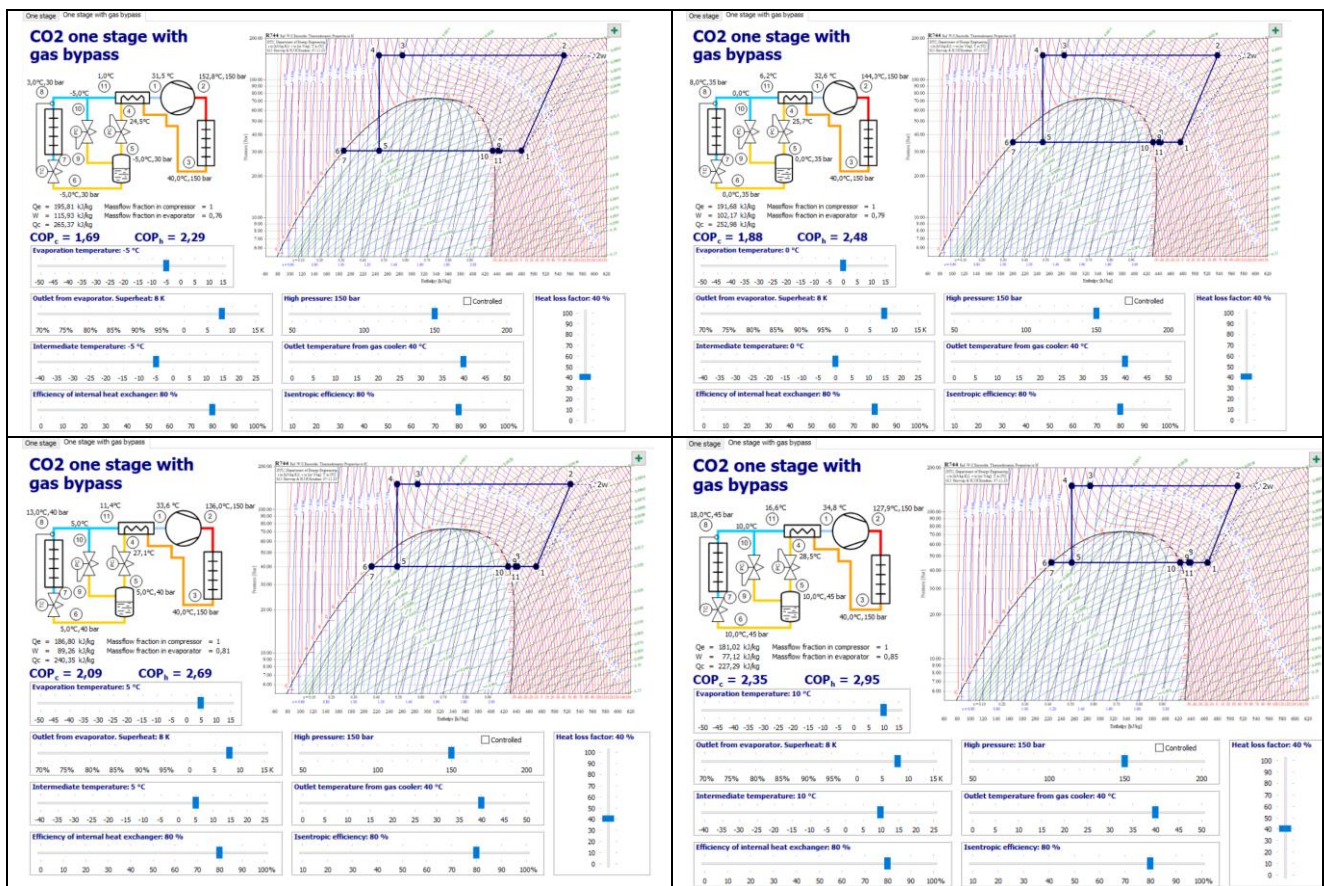
Tabela 3. Resultados das mudanças na temperatura de evaporação para o ciclo com bypass.

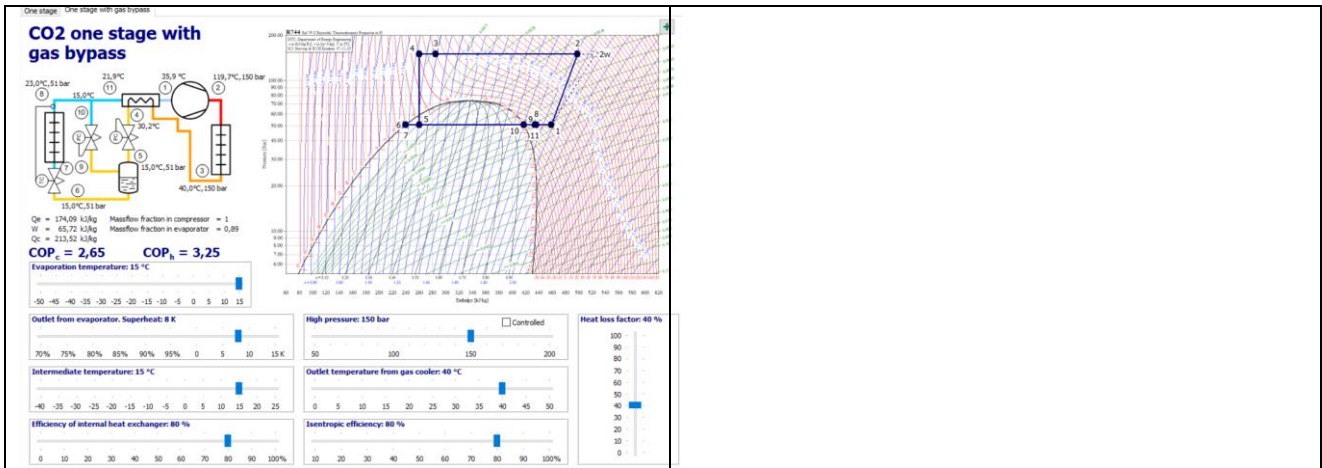
Temperatura de evaporação (°C)	Q_E (kJ/kg)	Q_C (kJ/kg)	W (kJ/kg)	COP_C	COP_H	m_{ev}/m_t
-5	195,81	265,37	115,93	1,69	2,29	0,76
0	191,68	252,98	102,17	1,88	2,48	0,79
5	186,80	240,35	89,26	2,09	2,69	0,81
10	181,02	227,29	77,12	2,35	2,95	0,85
15	174,09	213,52	65,72	2,65	3,25	0,89

Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2022)

Abaixo estão os gráficos P-h dos valores obtidos acima.

Figura 14. Variações na Temperatura de Evaporação.





Fonte: SIMPLE CO2 ONE STAGE PLANT (2009)

Percebe-se que, no aumento da temperatura de evaporação, o Q_E , Q_C e W diminuíram, sendo uma queda mais acentuada no W que fez aumentar a razão Q_C/W e Q_E/W aumentando o COP_H e COP_C .

4.2 Superaquecimento

O superaquecimento representa o distanciamento da saturação (linha de vapor saturado) na saída do evaporador. Considerando o efeito dessa variável no ciclo com bypass tem-se:

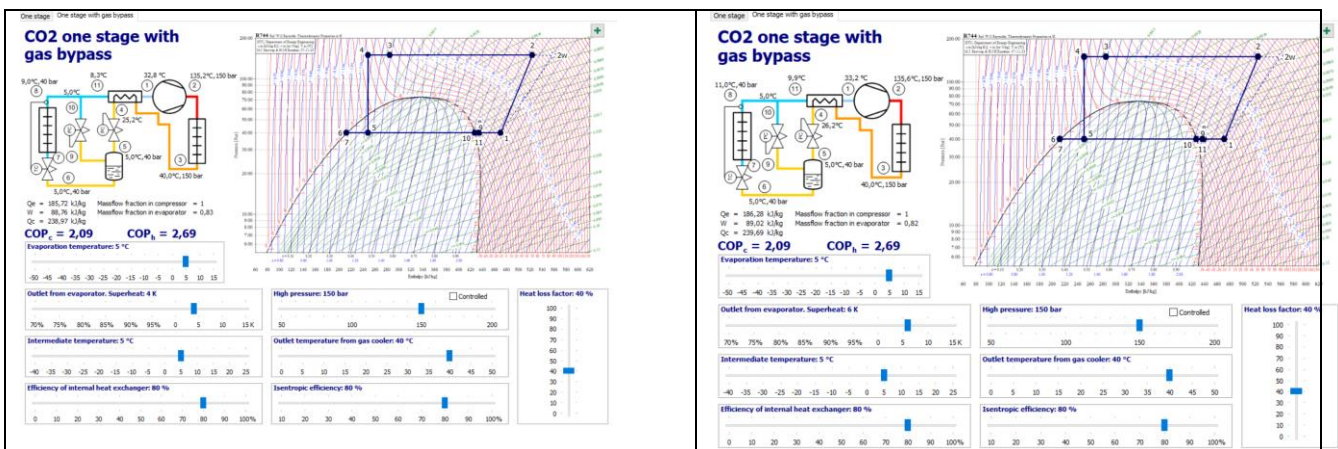
Tabela 4. Resultados das mudanças no superaquecimento para o ciclo com bypass.

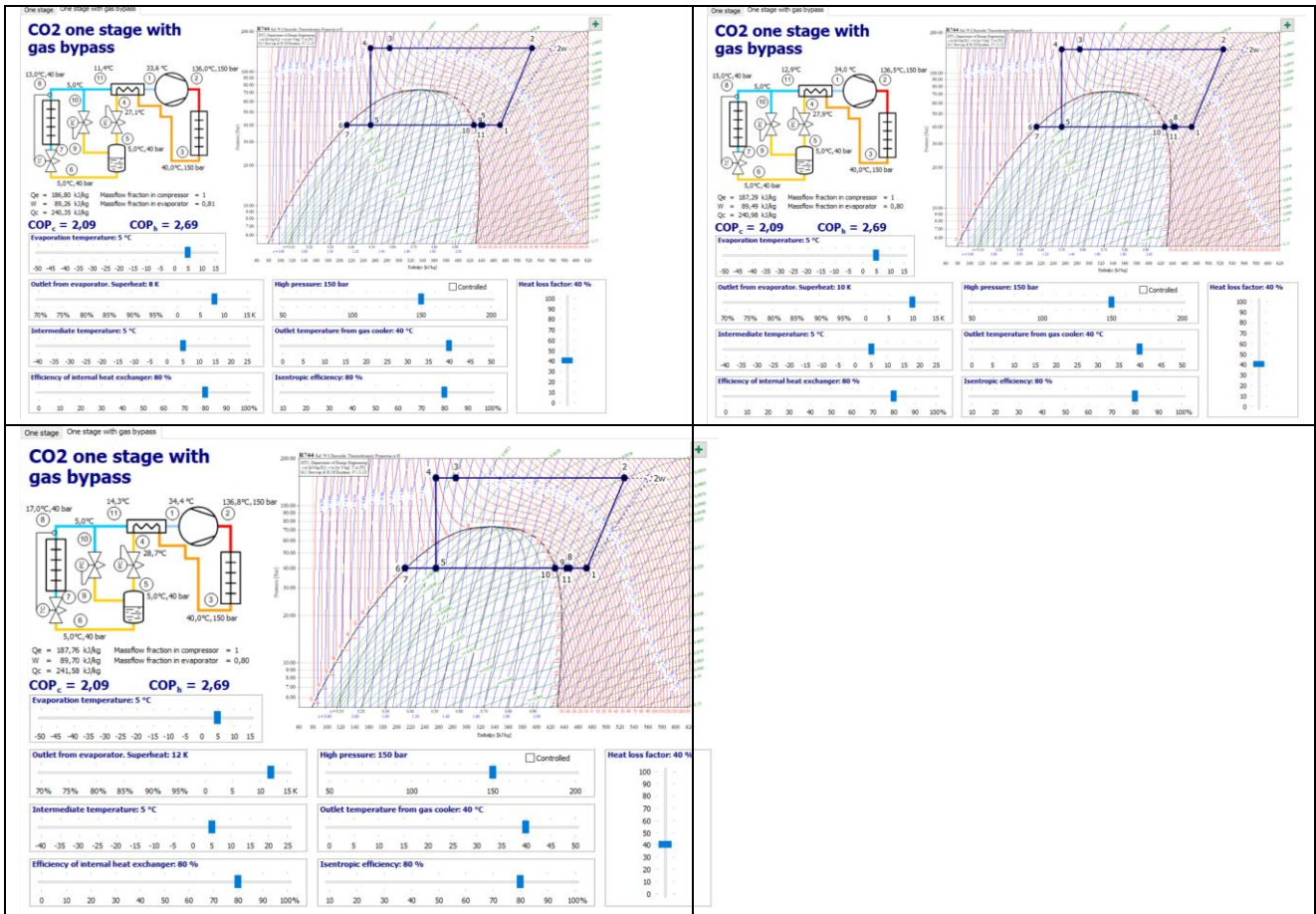
Superaquecimento (K)	Q_E (kJ/kg)	Q_C (kJ/kg)	W (kJ/kg)	COP_C	COP_H	(m_{ev}/m_t)
4	185,72	238,97	88,76	2,09	2,69	0,83
6	186,28	239,69	89,02	2,09	2,69	0,82
8	186,80	240,35	89,26	2,09	2,69	0,81
10	187,29	240,98	89,49	2,09	2,69	0,8
12	187,76	241,58	89,70	2,09	2,69	0,8

Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2022)

Abaixo estão os gráficos P-h dos valores obtidos acima:

Figura 15. Variações no Superaquecimento.





Fonte: SIMPLE CO2 ONE STAGE PLANT (2009)

Percebe-se que no aumento do superaquecimento o Q_e, Q_c e W aumentam aproximadamente na mesma proporção, sendo o aumento do numerador das razões Q_e/W e Q_c/W corrigido pelo aumento do denominador trabalho do compressor. Assim os COPs não mudam.

4.3 Temperatura Intermediária

Estudar-se-á o efeito dessa temperatura nos COP_c e COP_h do ciclo com gás bypass. Usando uma escala de valores equidistantes seriam usados os valores 5°C, 8,5°C, 12°C, 15,5°C e 19°C. Como o software não funciona com decimais usou-se os valores sem a vírgula.

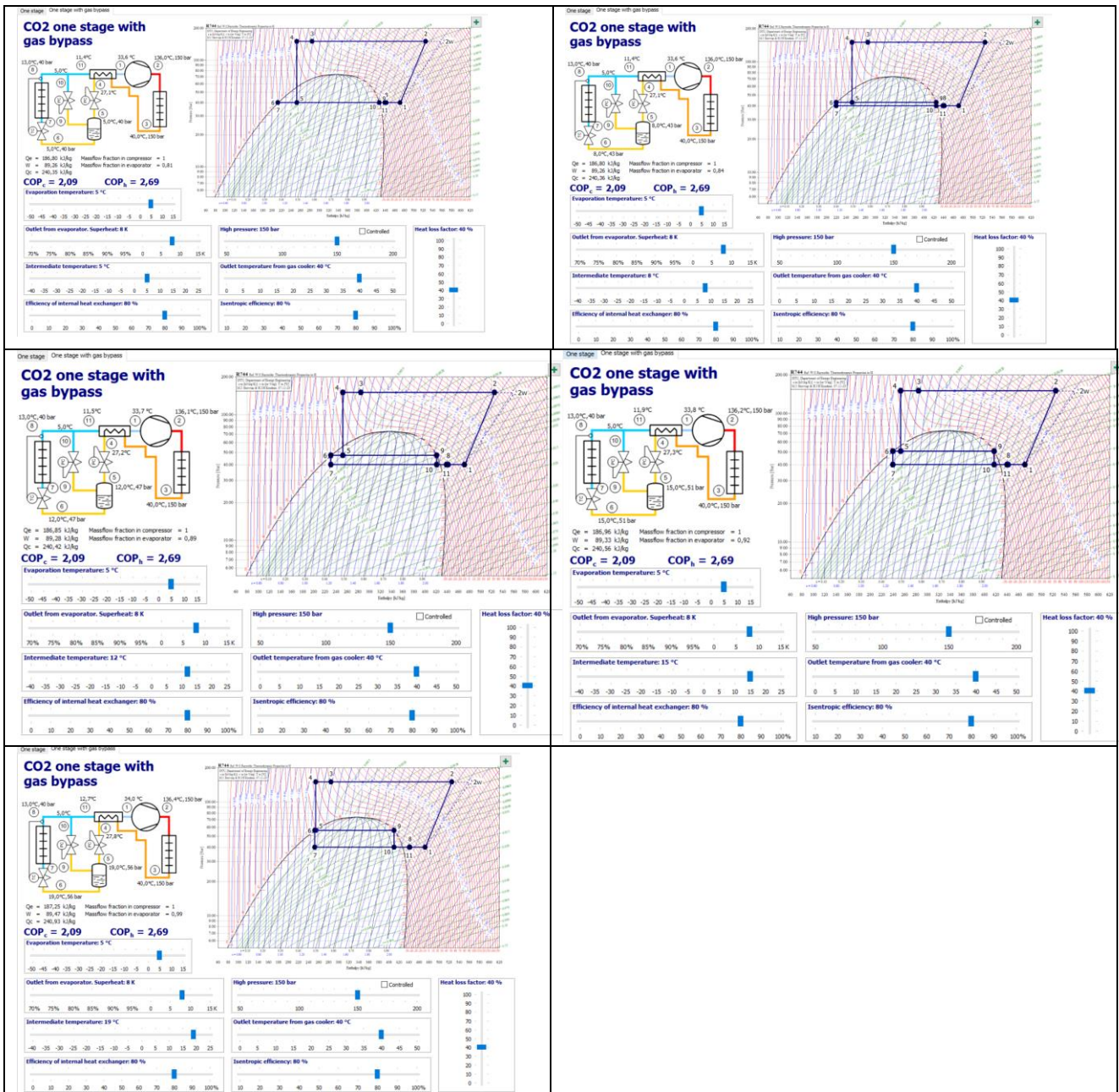
Tabela 5. Resultados das mudanças na temperatura intermediária para o ciclo com bypass.

Temperatura Intermediária(°C)	Q_e (kJ/kg)	Q_c (kJ/kg)	W (kJ/kg)	COP_c	COP_h	(m_{ev}/m_i)
5	186,8	240,35	89,26	2,09	2,69	0,81
8	186,8	240,36	89,26	2,09	2,69	0,84
12	186,85	240,42	89,28	2,09	2,69	0,89
15	186,96	240,56	89,33	2,09	2,69	0,92
19	187,25	240,93	89,47	2,09	2,69	0,99

Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2022)

Abaixo estão os gráficos P_{hx} dos valores obtidos acima:

Figura 16. Variações na temperatura Intermediária.



Fonte: SIMPLE CO2 ONE STAGE PLANT (2009)

A temperatura intermediária não alterou o COP_c nem o COP_h , alterações muito poucas foram percebidas no valor de Q_e, Q_c e W de forma que o aumento dessa variável ocasionou o aumento do Q_e, Q_c e W de forma proporcional.

4.4 Eficiência do trocador de Calor Interno

A eficiência do trocador de calor interno diz respeito a qualidade da troca térmica dos fluidos que se movimentam dentro dele (normalmente trocador de calor de correntes contrárias). Considerando o efeito dessa no ciclo com bypass tem-se:

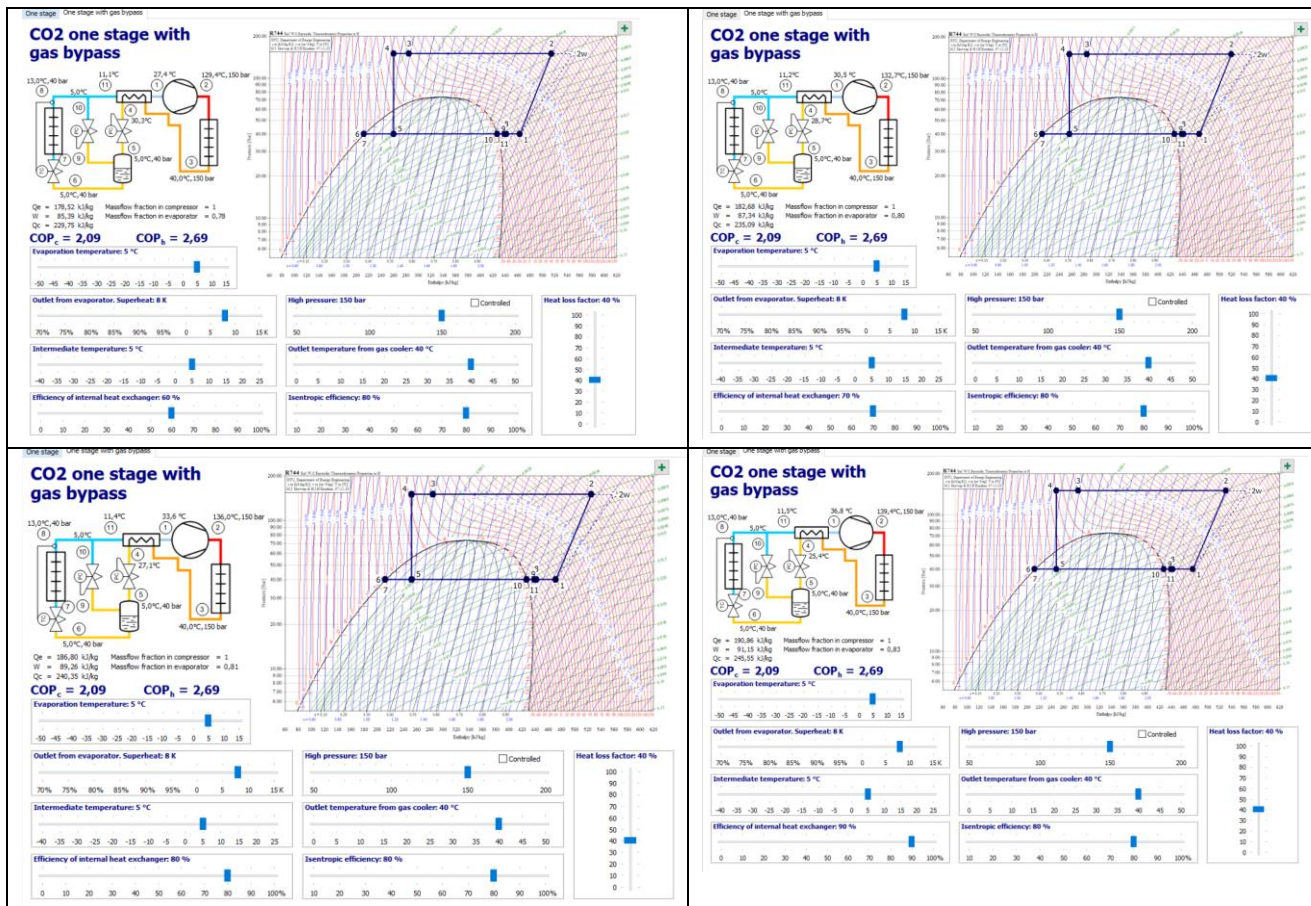
Tabela 6. Resultados das mudanças na eficiência do trocador de calor interno para o ciclo com bypass.

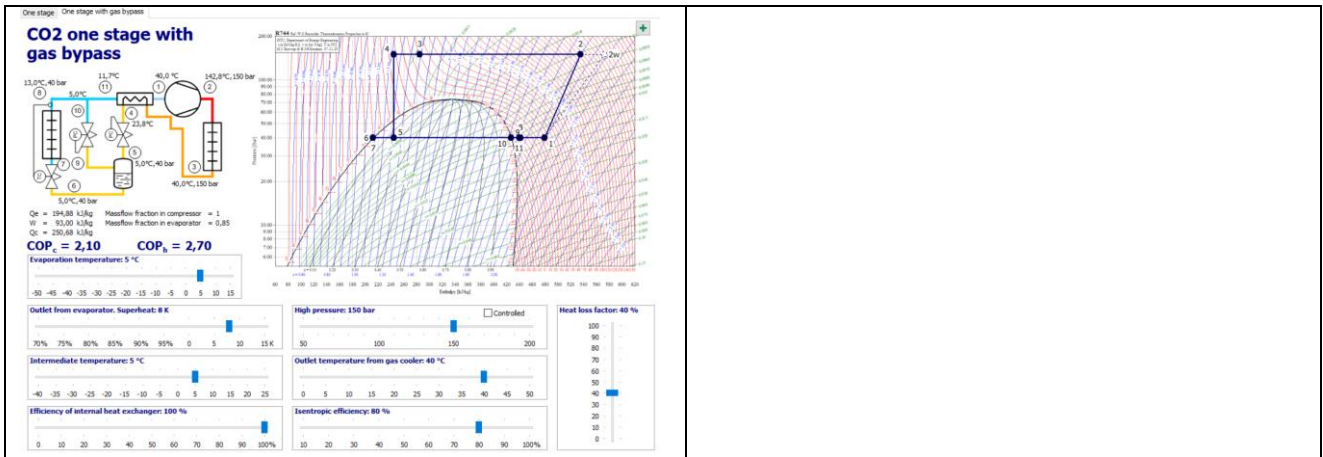
Eficiência do trocador de calor interno(%)	Q_E (kJ/kg)	Q_C (kJ/kg)	W (kJ/kg)	COP_C	COP_H	(m_{ev}/m_i)
60	178,52	229,75	85,39	2,09	2,69	0,78
70	182,68	235,09	87,34	2,09	2,69	0,8
80	186,80	240,35	89,26	2,09	2,69	0,81
90	190,86	245,55	91,15	2,09	2,69	0,83
100	194,88	250,68	93	2,10	2,70	0,85

Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2022)

Abaixo estão os gráficos P-h dos valores obtidos acima:

Figura 17. Variações na eficiência do trocador de calor interno.





Fonte: SIMPLE CO2 ONE STAGE PLANT (2009)

Sobre a investigação do parâmetro eficiência do trocador de calor interno, notou-se que esta propriedade tem pouca influência no COP_H e COP_C. Os valores Q_c e Q_e não sofreram aumento significativo a ponto de compensar o também aumento de W.

4.5 Pressão de Alta

A pressão de alta é aquela obtida na saída do compressor. Considerando o efeito dessa no ciclo com bypass tem-se:

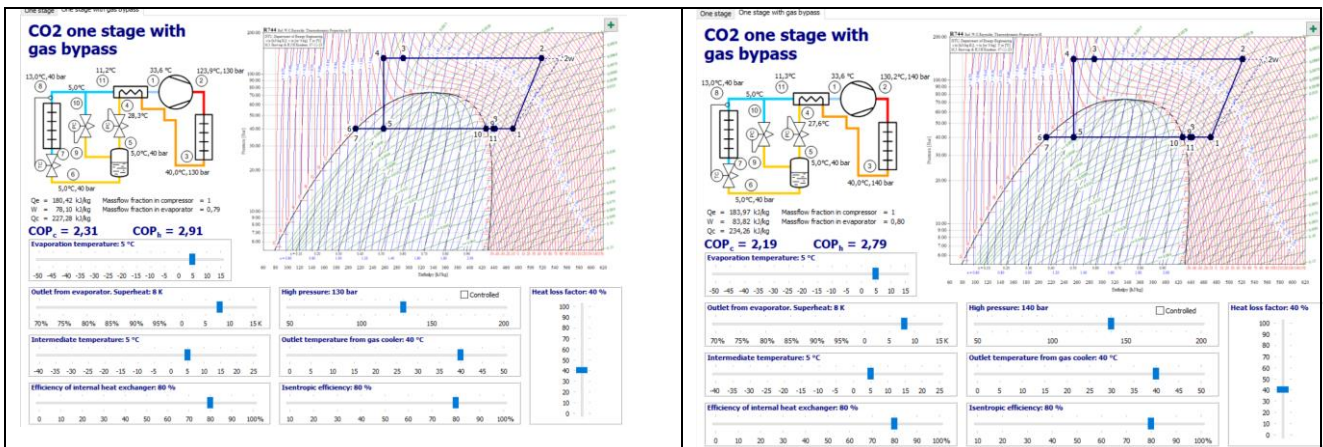
Tabela 7. Resultados das mudanças na pressão de Alta para o ciclo com bypass.

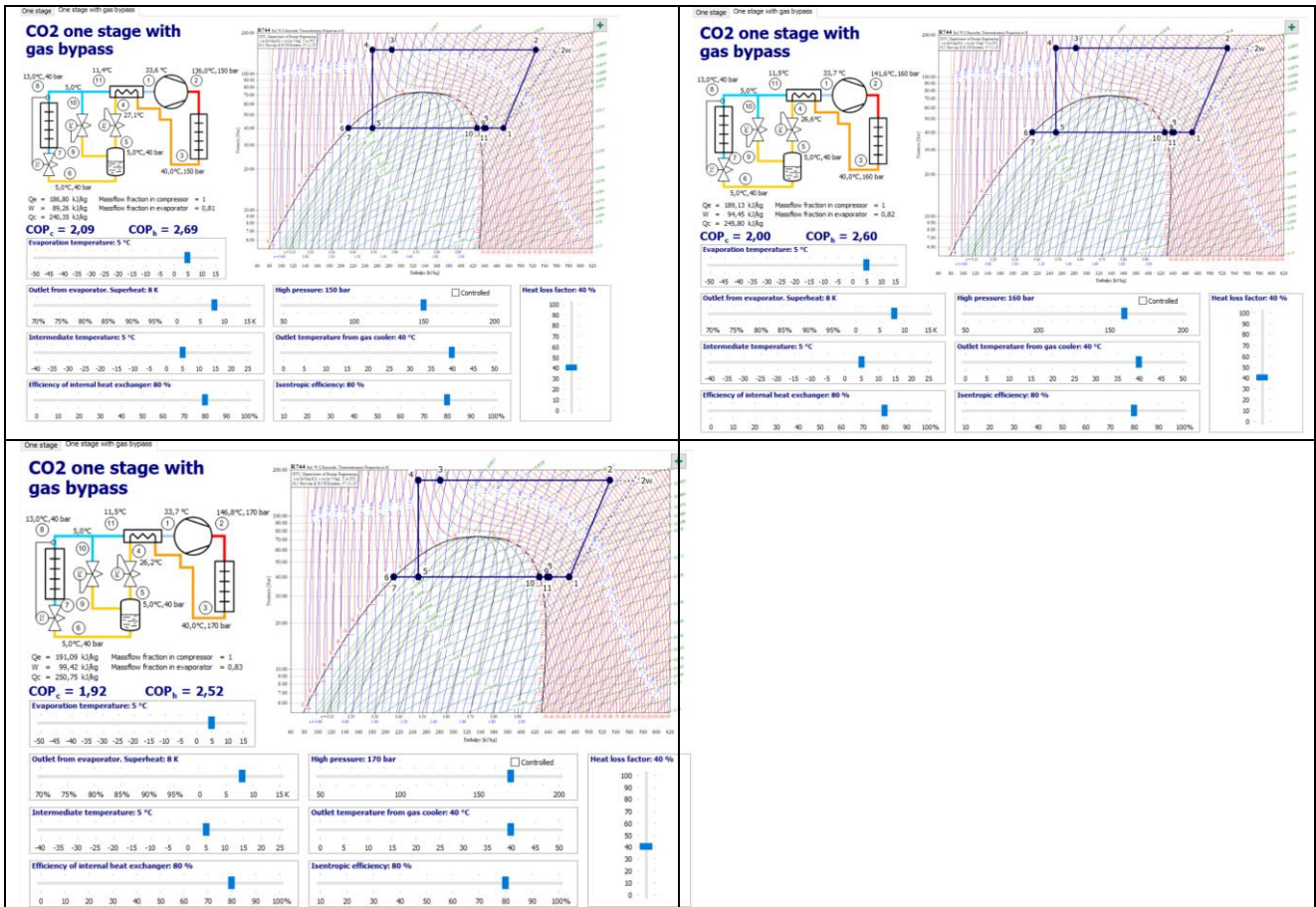
Pressão de Alta (Bar)	Q _E (kJ/kg)	Q _C (kJ/kg)	W (kJ/kg)	COP _C	COP _H	(m _{ev} /m _t)
130	180,42	227,28	78,10	2,31	2,91	0,79
140	183,97	234,26	83,82	2,19	2,79	0,8
150	186,8	240,35	89,26	2,09	2,69	0,81
160	189,13	245,80	94,45	2,00	2,60	0,82
170	191,09	250,75	99,42	1,92	2,52	0,83

Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2022)

Abaixo estão os gráficos P_h dos valores obtidos acima:

Figura 18. Variações pressão de alta.

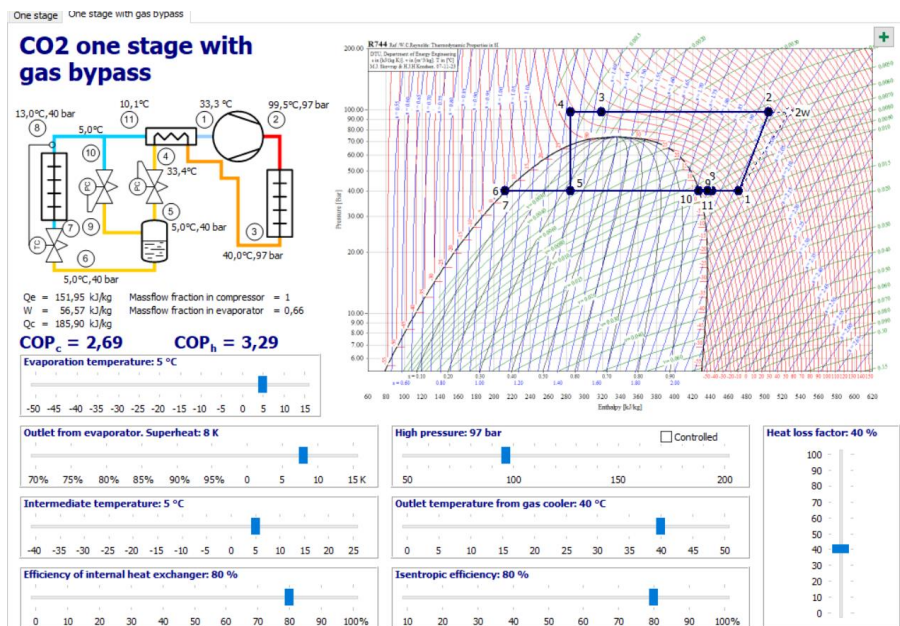




Fonte: SIMPLE CO2 ONE STAGE PLANT (2009)

No caso de pressão de alta cada vez menores, é que se obtém maior COP_C e COP_H, até um valor máximo (fig.19), dessa forma, um aumento da pressão não é positivo para os COPs. Em valores maiores deste parâmetro, a temperatura de saída do compressor fica maior precisando de um trabalho realizado maior para levar o fluido a esse estado e assim fazendo decrescer os COPs. O Q_e, Q_c aumentam menos em comparação a W.

Figura 19. Valor da pressão de alta que deu o maior COP_C e COP_H.



Fonte: SIMPLE CO2 ONE STAGE PLANT (2009)

4.6 Temperatura de Saída do Gás Cooler

Considerando o efeito da temperatura de saída do gás cooler no ciclo com bypass tem-se:

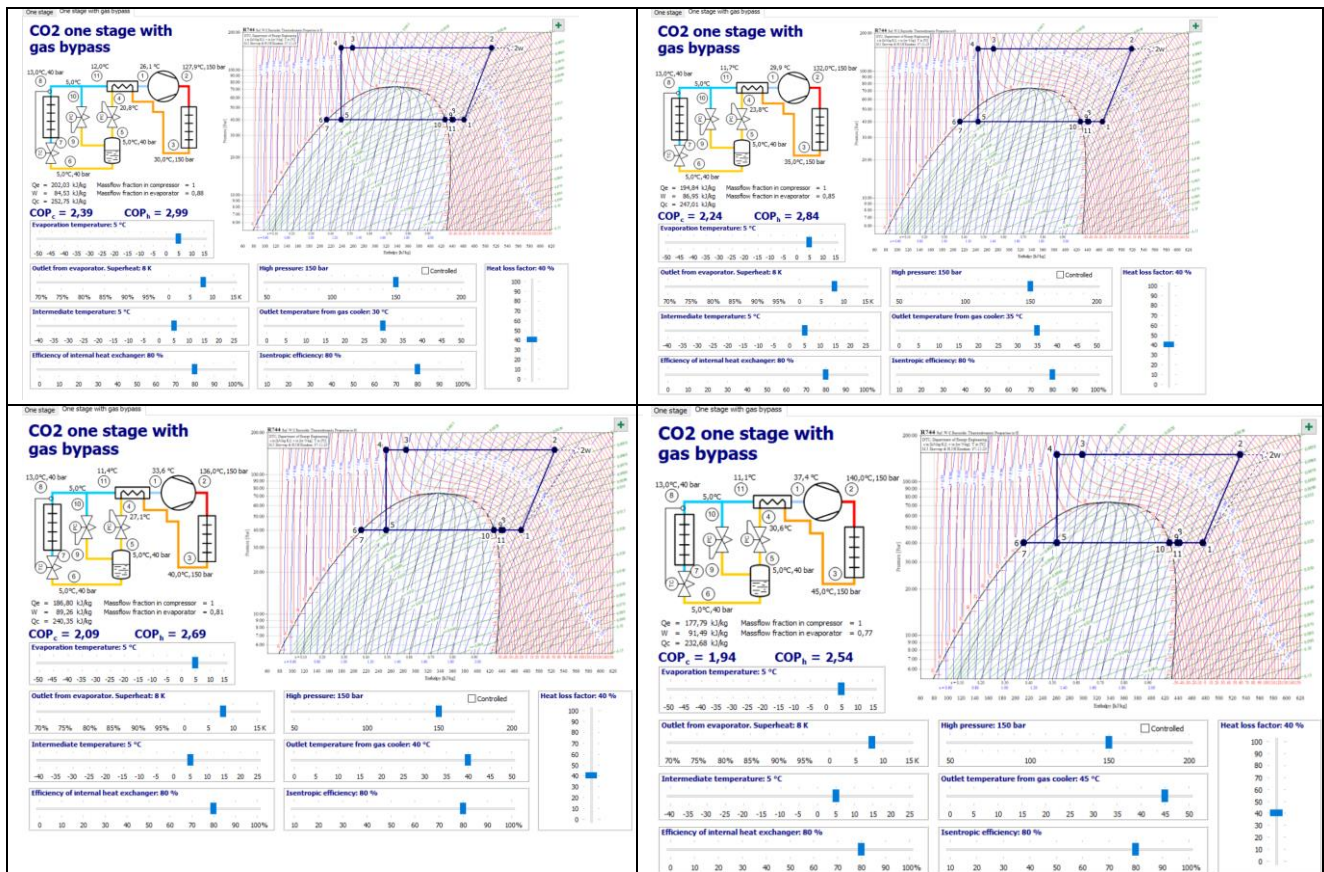
Tabela 8. Resultados das mudanças na Temperatura de saída do gás cooler para o ciclo com bypass.

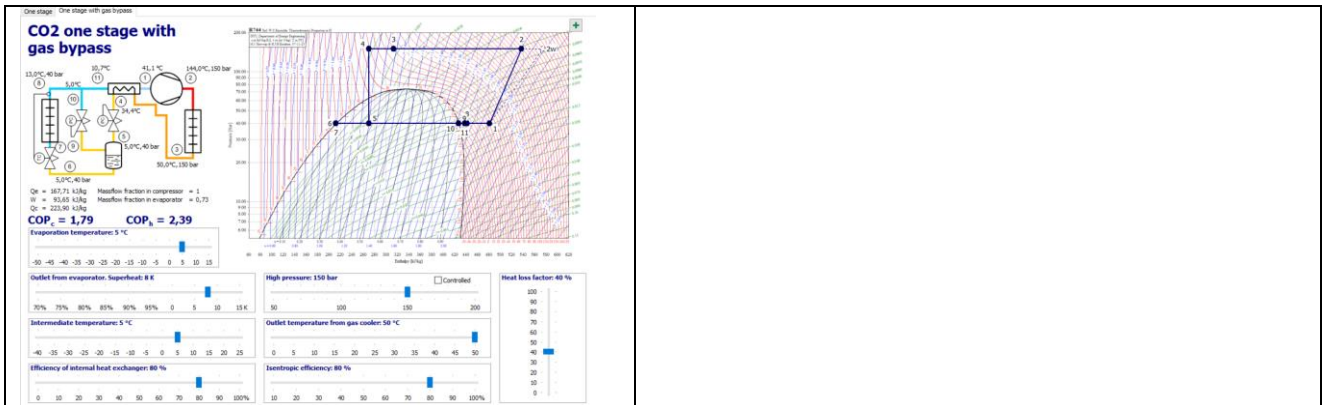
Temperatura de saída do gás cooler (°C)	Q_E (kJ/kg)	Q_C (kJ/kg)	W (kJ/kg)	COP_C	COP_H	(m_{ev}/m_t)
30	202,03	252,75	84,53	2,39	2,99	0,88
35	194,84	247,01	86,95	2,24	2,84	0,85
40	186,80	240,35	89,26	2,09	2,69	0,81
45	177,79	232,68	91,49	1,94	2,54	0,77
50	167,71	223,90	93,65	1,79	2,39	0,73

Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2022)

Abaixo estão os gráficos P_hx dos valores obtidos acima:

Figura 20. Variações na temperatura de saída do gás cooler.





Fonte: SIMPLE CO2 ONE STAGE PLANT (2009)

Para a variável temperatura de saída do gás coler, o aumento dela dimui Q_e e Q_c e aumenta o W , fazendo diminuir a razão Q_e/W e Q_c/W respectivamente o COP_c e COP_H .

4.7 Eficiência Isentrópica

A eficiência isentrópica é a razão entre o trabalho isentrópico do compressor (entropia constante no processo, sem irreversibilidades) e o trabalho real. Considerando o efeito dessa no ciclo com bypass tem-se:

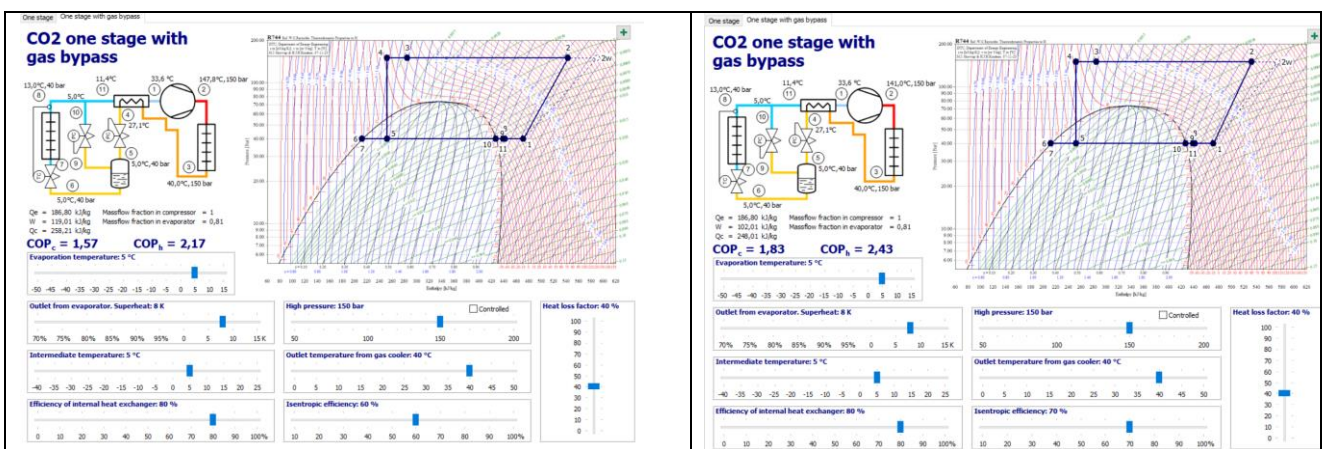
Tabela 9. Resultados das mudanças na eficiência isentrópica para o ciclo com bypass.

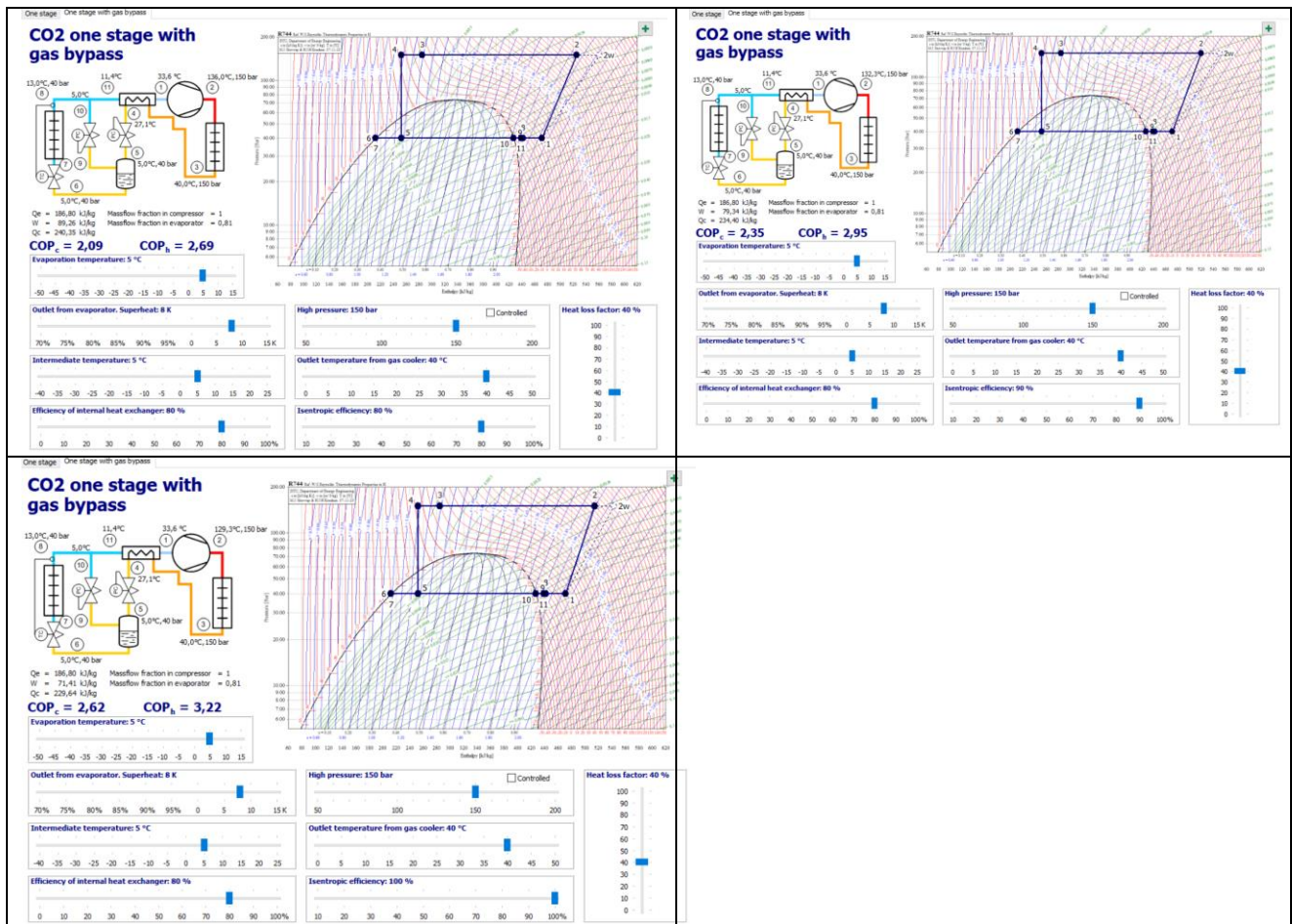
Eficiência Isentrópica (%)	Q_E (kJ/kg)	Q_C (kJ/kg)	W (kJ/kg)	COP_c	COP_H	(m_{ev}/m_t)
60	186,8	258,21	119,01	1,57	2,17	0,81
70	186,8	248,01	102,01	1,83	2,43	0,81
80	186,8	240,35	89,26	2,09	2,69	0,81
90	186,8	234,4	79,34	2,35	2,95	0,81
100	186,8	229,64	71,41	2,62	3,22	0,81

Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2022)

Abaixo estão os gráficos P-h dos valores obtidos acima:

Figura 21. Variações na eficiência isentrópica do compressor.





Fonte: SIMPLE CO2 ONE STAGE PLANT (2009)

A eficiência isentrópica do compressor, quando aumenta, nos mostra valores dos COP_c e COP_h maiores, porque o processo se aproximará do isentrópico (entropia constante) que possui o menor trabalho do compressor e portanto COP máximo. O valor de Q_e não se alterou, somente o de W e Q_c, esses dois últimos diminuíram, sendo que a redução do W foi mais acentuada aumentando COP_h e aumentando a razão Q_e/W já que o numerador não se alterou.

4.8 Fator de Perda de Calor

A variável fator de perda de calor afeta os parâmetros da saída do compressor. Se o fluido que sai do compressor perde calor e entra em outro estado no gás cooler, haverá fator de perda de calor, agora se forem iguais (ponto 2w coincide com 2) o fator de perda será 0%. Considerando o efeito dessa no ciclo com bypass tem-se:

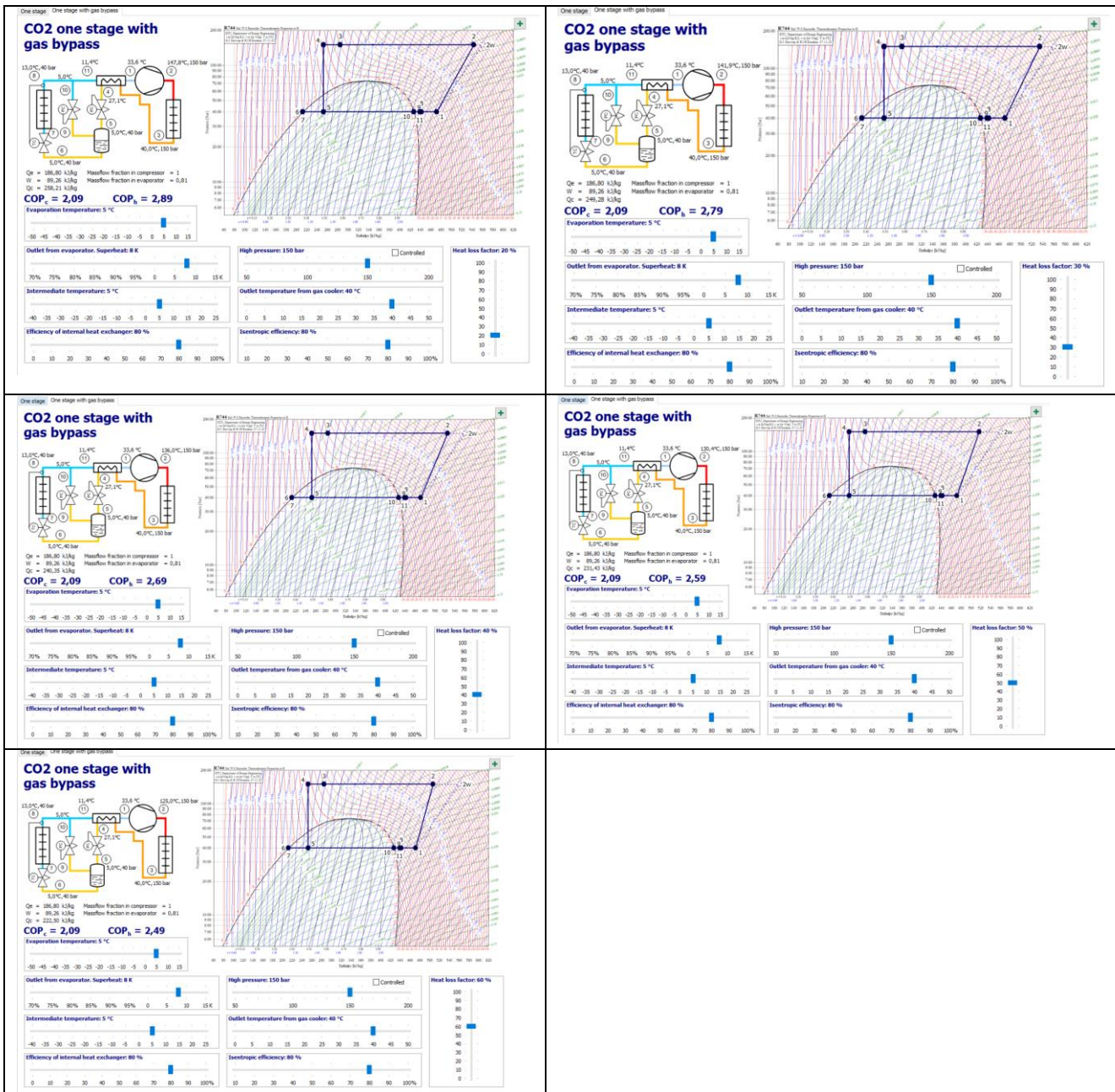
Tabela 10. Resultados das mudanças no fator de perda de calor para o ciclo com bypass

Fator de Perda de Calor (%)	Q _E (kJ/kg)	Q _C (kJ/kg)	W (kJ/kg)	COP _C	COP _H	(m _{ev} /m _t)
20	186,8	258,21	89,26	2,09	2,89	0,81
30	186,8	249,28	89,26	2,09	2,79	0,81
40	186,8	240,35	89,26	2,09	2,69	0,81
50	186,8	231,43	89,26	2,09	2,59	0,81
60	186,8	222,50	89,26	2,09	2,49	0,81

Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2022)

Abaixo estão os gráficos P_h dos valores obtidos acima:

Figura 22. Variações no fator de perda de calor



Fonte: SIMPLE CO2 ONE STAGE PLANT (2009)

Analisando o ciclo com by-pass, percebeu-se que, quanto maior o fator de perda, menor o Q_c porque o h_2-h_3 diminuiu (h_2 reduziu), não afetou o Q_e nem W . Assim, o COP_C não mudou e o COP_H foi decrescendo. O COP_H é máximo quando o fator de perda é zero.

5. CONCLUSÕES

Após a simulação com o software do ciclo transcrito do CO_2 com by pass de gas, pode-se concluir que o software utilizado nesta pesquisa tem uma interface dinâmica que possibilita em tempo real a atualização e visualização dos parâmetros de performance e do diagrama P-xh com qualquer alteração dos parâmetros de entrada, também que a temperatura do evaporador, a eficiência isentrópica do compressor, temperatura de saída do gás cooler e a pressão de alta exercem forte influencia nos coeficientes de performance dos ciclos da bomba de calor e do refrigerador. Já o superaquecimento, a temperatura intermediária e o fator de perda de calor não influenciaram o COP_C , analisando para o

COP_{H,O} superaquecimento e a temperatura intermediária que não afetam. A variável eficiência do trocador de calor pouco influenciou nos COP_H e COP_C.

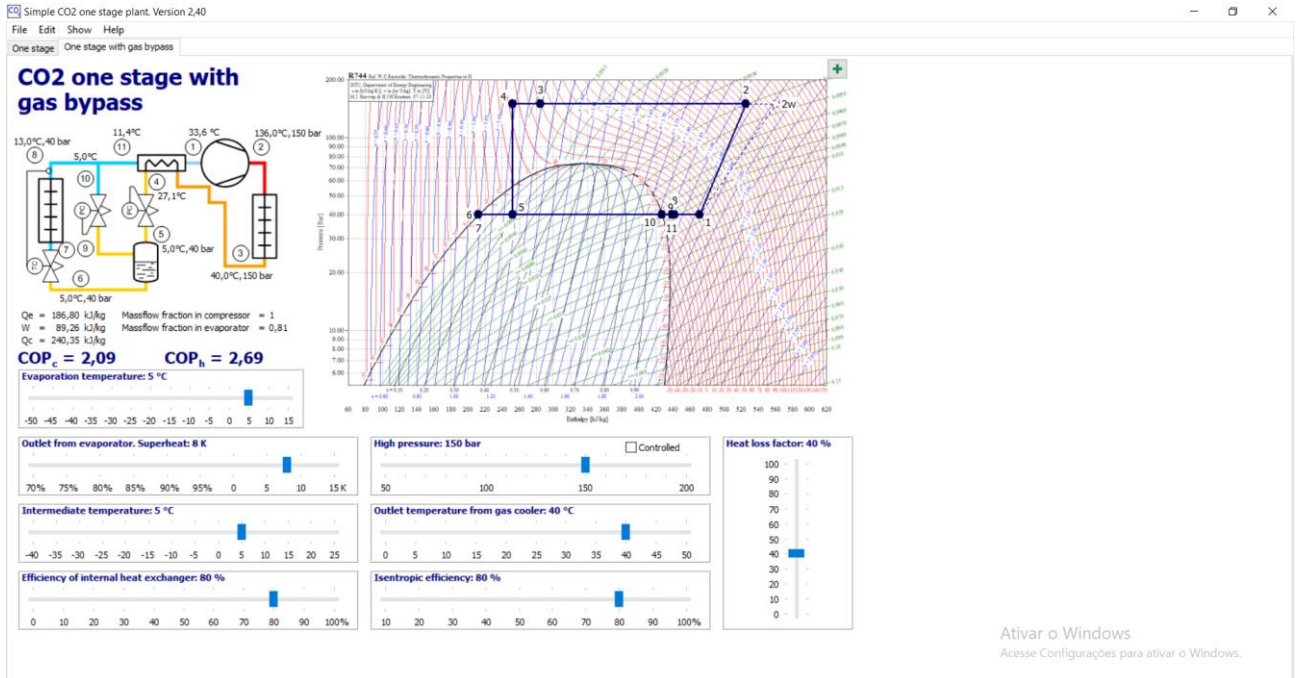
6. REFERÊNCIAS

- AUSTIN, Brian T.; SUMATHY, K. Renewable and Sustainable Energy Reviews. Transcritical carbon dioxide heat pump systems: A review, USA, v. 15, ed. 1, p. 4013-4029, 2011. DOI <https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.07.021>. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1364032111002607#!>. Acesso em: 8 fev. 2022.
- BARALDI, Aline. ANÁLISE, MODELAGEM E OTIMIZAÇÃO DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO DE UMA UNIDADE DE PROCESSAMENTO DE GÁS NATURAL. Orientador: Jorge Otávio Trierweiler. 2015. 86 p. Dissertação (Mestrado em engenharia química) - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2015. Disponível em: <https://lume.ufrgs.br/bitstream/handle/10183/140468/000991410.pdf?sequence=1&isAllowed=y>. Acesso em: 31 out. 2021. Santos, D.D., Furtado, G.M., Frey, S.L., Naccache, M.F. and de Souza Mendes, P.R., 2013a. "Flow of elasto-viscoplastic fluids inside a cavity". In *Proceedings of the 22nd International Congress of Mechanical Engineering - COBEM 2013*. Ribeirão Preto, Brazil.
- BROWN, J. Steven; DOMANSKI, Piotr A. Applied Thermal Engineering. Review of alternative cooling technologies, USA, v. 64, ed. 1, p. 252-262, 2014. DOI <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.12.014>. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1359431113008910>. Acesso em: 8 fev. 2022.
- ÇENGEL, Yunus A.; BOLES, Michael A. Termodinâmica. 7. ed. rev. Porto Alegre: AMGH EDITORA LTDA, 2013. 1018 p. ISBN 007352932/9780073529325
<http://danfoss.ipapercms.dk/refrigerationandairconditioning/RA/Infographic/danfoss-co2-infographic/>
- EMERSON CLIMATE TECHNOLOGIES, INC. Commercial CO2 Refrigeration Systems: Guide for Subcritical and Transcritical CO2 Applications. [S. l.: s. n.], 2016. Disponível em: <https://climate.emerson.com/documents/commercial-co%2E%28%2E%2E-refrigeration-systems-en-ca-3592874.pdf>. Acesso em: 12 jan. 2022.
- GÓMEZ, Fernando Illán; CASCALES, José Ramón García; CRUZADO, Mario Pelegrín. DISEÑO DE UNA BOMBA DE CALOR DE CO2 PARA LA PRODUCCIÓN DE ACS. In: III ENCUESTRO DE INGENIERÍA DE LA ENERGÍA DEL CAMPUS MARE NOSTRUM, 3., 2016, Murcia. Encontro [...]. [S. l.: s. n.], 2016. p. 1-9. Disponível em: <https://digitum.um.es/digitum/bitstream/10201/90672/1/Dise%C3%B1o%20de%20una%20bomba%20de%20calor%20de%20CO2%20para%20la%20producci%C3%B3n%20de%20ACS.pdf>. Acesso em: 26 jan. 2022.
- PÉREZ-GARCÍA, V. et al. Comparative study of transcritical vapor compression configurations using CO2 as refrigeration mode base on simulation. Applied Thermal Engineering, v. 51, n. 1, p. 1038–1046, 1 mar. 2013. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1359431112006746#!>> Acesso em 20 jan 2022
- RESTREPO, GUILLERMO et al. Ranking of Refrigerants. Environmental science and technology, Washington, v. 42, ed. 8, p. 2925–2930, 15 abr. 2008. DOI <https://doi.org/10.1021/es7026289>. Disponível em: <https://pubs.acs.org/doi/full/10.1021/es7026289>. Acesso em: 1 nov. 2021.
- REFRIGERAÇÃO industrial: Aplicações da Amônia e do CO2. Danfoss 2014. Manual de Aplicação. Disponível em: <https://assets.com/documents/89477/AB137786416217pt-000702.pdf>. Acesso em: 9 jan. 2022.
- SEMINÁRIO DE DIFUSÃO USO DE REFRIGERANTES NATURAIS EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO E AR CONDICIONADO, 1., 2011, São Caetano do Sul. Aplicações de CO2 no Setor de Refrigeração Industrial [...]. [S. l.: s. n.], 2011. Disponível em: <http://www.protocolodemontreal.org.br/eficiente/repositorio/publicacoes/Workshop/841.pdf>. Acesso em: 10 jan. 2022.
- SIMPLE CO2 One Stage Plant. 2.4. Dinamarca, 2009. Disponível em: <https://www.ipu.dk/products/simple-one-stage-co2/>. Acesso em: 9 jan. 2022.
- YU, Binbin et al. ENERGY. An updated review of recent advances on modified technologies in transcritical CO2 refrigeration cycle, Shanghai, v. 189, 15 dez. 2019. DOI <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.116147>. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0360544219318420?via%3Dihub>. Acesso em: 4 fev. 2022.

7. ANEXOS

O anexo A mostra o ciclo de referência dos valores analisados, portanto iniciou-se com eles e foram realizadas as devidas alterações.

ANEXO A – Representação gráfica do sistema de aquisição de dados.



Fonte: SIMPLE CO2 ONE STAGE PLANT(2009)



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO NORTE
CENTRO DE TECNOLOGIA
COORDENAÇÃO DO CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

Natal, 11 de fevereiro de 2022.

Ao(s) **décimo primeiro dia(s)** do mês de fevereiro do ano de **dois mil e vinte e dois**, às **dez horas e 30 minutos**, por **videoconferência**, instalou-se a banca examinadora do Trabalho de Conclusão de Curso do(a) aluno(a) **MIRIAM ARAÚJO DA SILVA**, matrícula **20160155780**, do curso de Engenharia Mecânica. A banca examinadora foi composta pelos seguintes membros: **CLEITON RUBENS FORMIGA BARBOSA JÚNIOR**, orientador; **CLEITON RUBENS FORMIGA BARBOSA**, examinador interno; **ÂNGELO RONCALLI OLIVEIRA GUERRA**, examinador interno. Deu-se início à abertura dos trabalhos pelo(a) **CLEITON RUBENS FORMIGA BARBOSA JÚNIOR**, que após apresentar os membros da banca examinadora, solicitou a (o) candidato (a) que iniciasse a apresentação do trabalho de conclusão de curso, intitulado **"ANÁLISE DO CICLO DO R-744 TRANSCRÍTICO COM BYPASS DE GÁS"**, marcando um tempo de trinta minutos para a apresentação. Concluída a exposição, **CLEITON RUBENS FORMIGA BARBOSA JÚNIOR**, orientador, passou a palavra aos examinadores para argüirem o(a) candidato(a); após o que fez suas considerações sobre o trabalho em julgamento; tendo sido aprovado, o(a) candidato(a), conforme as normas vigentes na Universidade Federal do Rio Grande do Norte. A versão final do trabalho deverá ser entregue à Coordenação do Curso de Engenharia Mecânica, no prazo de 7 dias; contendo as modificações sugeridas pela banca examinadora e constante na folha de correção anexa. Conforme o que rege o Projeto Político Pedagógico do Curso de Engenharia Mecânica da UFRN, o(a) candidato(a) não será aprovado(a) se não cumprir as exigências acima.

CLEITON RUBENS FORMIGA BARBOSA JÚNIOR

Orientador

CLEITON RUBENS FORMIGA BARBOSA

Examinador interno

ÂNGELO RONCALLI OLIVEIRA GUERRA

Examinador interno