

CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA DE MINAS GERAIS

Diretoria de Pesquisa e Pós-Graduação

Programa de Pós-Graduação em Engenharia da Energia

THIAGO PEREIRA SILVA

**SIMULAÇÃO TERMoeconômica de Sistemas de
Refrigeração de Ciclo Transcrítico e Subcrítico
Utilizando CO₂**

Belo Horizonte

2019

Thiago Pereira Silva

**SIMULAÇÃO TERMOECONÔMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO
DE CICLO TRANSCRÍTICO E SUBCRÍTICO UTILIZANDO CO₂**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia da Energia, Em Associação Ampla entre o Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais e a Universidade Federal de São João Del-Rei, como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia de Energia.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Eduardo Lopes Barbieri

Linha de Pesquisa: Eficiência Energética

Belo Horizonte

2019

Silva, Thiago Pereira
S586s Simulação termoeconômica de sistemas de refrigeração de ciclo transcrito e subcrítico utilizando CO₂ / Thiago Pereira Silva. – 2019.
171 f. : il., gráfs, tabs.

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Energia do Cefet/MG em associação ampla com a Universidade Federal de São João Del-Rei.
Orientador: Paulo Eduardo Lopes Barbieri
Banca examinadora: Paulo Eduardo Lopes Barbieri, Ralney Nogueira de Faria e Antônio Augusto Torres Maia.
Bibliografia: f. 126-131.
Dissertação (mestrado) – Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais.

1. Sistemas de calor – Teses. 2. Termodinâmica – Teses. 3. Eficiência energética – Teses. 4. Dióxido de carbono – Teses. 5. Refrigeração – Teses. I. Barbieri, Paulo Eduardo Lopes. II. Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais. III. Universidade Federal de São João Del-Rei. IV. Título.

CDD 621.31

Thiago Pereira Silva

**SIMULAÇÃO TERMOECONÔMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO
DE CICLO TRANSCRÍTICO E SUBCRÍTICO UTILIZANDO CO₂**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia da Energia, Em Associação Ampla entre o Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais e a Universidade Federal de São João Del Rei, como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia de Energia.

Aprovado em, ____ de _____ de ____.

Banca Examinadora

Profº. Drº Paulo Eduardo Lopes Barbieri (orientador)

Profº. Drº.

Profº. Drº.

Belo Horizonte, 10 de junho de 2019

DEDICATÓRIA

*A minha mãe, ao meu pai e ao meu irmão por
serem o meu alicerce.*

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus por ter me concedido a oportunidade de avançar no meu crescimento pessoal e profissional.

Aos meus pais e ao meu irmão pelo todo apoio dado durante essa caminhada, e por estarem presente em todos os momentos da minha vida me apoiando e me ajudando sempre que preciso.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Paulo Eduardo Lopes Barbieri por ter embarcado comigo nessa jornada, pela disponibilidade e pela sempre boa vontade em me ajudar quando solicitei e pelos conhecimentos compartilhados.

Aos meus colegas de jornada, por dividirem todos os momentos bons e ruins, pelos momentos de descontração e pelo apoio, em especial ao Vinícius Lopes Vilaça, Geovane Padovani Resende e Estevão Lannes Tolentino.

A todos os professores e funcionários do programa de pós graduação em Engenharia de Energia que contribuíram de alguma forma na conclusão deste projeto.

À CAPES pelo apoio financeiro concedido.

Ao Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais (CEFET-MG) por toda estrutura concedida.

*“A arte maior é o jeito de cada um
Vivo pra ser feliz, não vivo pra ser comum.”*

RESUMO

O desenvolvimento de novas tecnologias e a melhora da eficiência dos sistemas de refrigeração torna-se importante em um cenário em que as condições climáticas do planeta é preocupante. O uso de CO_2 em ciclos de refrigeração transcíticos representa uma alternativa para o problema do aquecimento global. Neste contexto, este trabalho realizou uma análise termoeconômica de um ciclo subcrítico e de um ciclo transcítico, ambos contendo CO_2 . Os modelos matemáticos para tal análise de ambos os ciclos foi desenvolvido no software EES (*Engineering Equation Solver*). Foi realizado um método de otimização multiobjetivo a fim de encontrar o ponto de melhor eficiência e custo de ambos os ciclos. Analisando os pontos ótimos para algumas temperaturas ambientes, a eficiência exergética e o custo do ciclo subcrítico operando com R404A na região de alta temperatura são, em média, 15,2% e 17,9% maiores que do ciclo transcítico, ou seja, o ciclo transcítico apresenta custo total menor. O ciclo subcrítico operando com R1234yf na região de alta temperatura têm, em média, COP 6,23% maior e custo 3,1% menor que do ciclo subcrítico operando com R404A. Os resultados mostram que para decidir qual dos ciclos é melhor para uma determinada faixa de temperatura ambiente deve-se sempre levar em consideração a relação entre o custo e a eficiência. A substituição do R404A do ciclo subcrítico pelo R1234yf além de reduzir o GWP de 3800 para 6, aumenta o COP e diminui o custo total do sistema.

Palavras chave: Sistema transcítico, sistema subcrítico, análise termoeconômica, R744, refrigeração.

ABSTRACT

The development of new technologies and the improvement of the efficiency of the refrigeration systems becomes important in a scenario in which the climatic conditions of the planet is worrisome. The use of CO₂ in transcritical refrigeration cycles represents an alternative to the problem of global warming. In this context, this work carried out a thermoeconomic analysis of a subcritical cycle and a transcritical cycle, both containing CO₂. The mathematical models for such analysis of both cycles were developed in the EES (Engineering Equation Solver) software. A multiobjective optimization method was used to find the point of best efficiency and cost of both cycles. Analyzing the optimum points for some ambient temperatures, the exergy efficiency and the cost of the subcritical cycle operating with R404A in the high temperature region are on average 15.2% and 17.9% higher than the transcritical cycle, that is, the transcritical cycle has lower total cost. The subcritical cycle operating with R1234yf in the high temperature region has, on average, COP 6.23% higher and cost 3.1% lower than the subcritical cycle operating with R404A. The results show that in deciding which of the cycles is best for a given ambient temperature range, one must always take into account the relationship between cost and efficiency. Replacing the R404A subcritical cycle with the R1234yf in addition to reducing the GWP from 3800 to 6 increases the COP and decreases the total cost of the system.

Keywords: Transcritical system, subcritical system, thermoeconomic analysis, R744, refrigeration.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Mecanismo de destruição da camada de ozônio	33
Figura 2 - Sistema de refrigeração em cascata e seu diagrama P-h.....	40
Figura 3 - Ciclos subcrítico e transcrítico em diagrama P-h.....	41
Figura 4 - Esquema padrão de um sistema de refrigeração transcrítico.....	42
Figura 5 - Esquema de um sistema transcrítico com SLHX e intercooler.....	43
Figura 6 - Diagrama P x h de um ciclo transcrítico com SLHX e intercooler	43
Figura 7 - Efeito da pressão de descarga sobre o COP de um sistema transcrítico.....	44
Figura 8 - Diagrama do sistema de refrigeração em cascata contendo NH ₃ /CO ₂	47
Figura 9 - Esquema do sistema de refrigeração em cascata de dois estágios	49
Figura 10 - Sistema de refrigeração de CO ₂ <i>booster system</i>	52
Figura 11 - Esquema de um ciclo de CO ₂ de compressão em dois estágios.....	53
Figura 12 - Diagrama esquemático do ciclo TR1	57
Figura 13 - Diagrama esquemático do ciclo TR2	57
Figura 14 - Diagrama esquemático do ciclo TR3	58
Figura 15 - Ciclo de refrigeração transcrítico de CO ₂ base	61
Figura 16 - Ciclo de refrigeração transcrítico de CO ₂ com expensor de alta pressão	61
Figura 17 - Ciclo de refrigeração transcrítico de CO ₂ com expensor de baixa pressão	62
Figura 18 - Ciclo de refrigeração transcrítico de CO ₂ com sub-resfriador termoelétrico	62
Figura 19 - Ciclo de refrigeração transcrítico de CO ₂ com sub-resfriador termoelétrico e expensor de baixa pressão.....	62
Figura 20 - Layout típico de um sistema convencional de CO ₂	64
Figura 21 - Sistema de cascata de CO ₂ com by-pass de gás.....	64
Figura 22 - Sistema com compressor de derivação de gás	65
Figura 23 - Sistema de CO ₂ totalmente integrado com compressor de by-pass de gás	65
Figura 24 - Configuração do ciclo BC1	67
Figura 25 - Configuração do ciclo BC2	68
Figura 26 - Configuração do ciclo BC3	68
Figura 27 - Configuração do ciclo BC4	69
Figura 28 - Configuração do ciclo BC5	69
Figura 29 - Esquema do ciclo subcrítico.....	73
Figura 30 - Esquema do ciclo transcrítico	83
Figura 31 - Distribuição do COP em função da temperatura ambiente proposto por Sharma et.al (2014) e pelo autor deste trabalho para o ciclo transcrítico	105

Figura 32 - Distribuição do COP em função da temperatura ambiente proposto por Sharma et.al (2014) e pelo autor deste trabalho para o ciclo subcrítico	106
Figura 33 – Solução ótima dentre as soluções do diagrama de Pareto do ciclo transcrito	109
Figura 34 – Gráfico da distância x custo para o caso ótimo da figura 33 do ciclo transcrito	110
Figura 35 - Solução ótima dentre as soluções do diagrama de Pareto do ciclo subcrítico ..	114
Figura 36 - Gráfico da distância x custo para o caso ótimo da figura 35 do ciclo subcrítico	116
Figura 37 – Parcelas do custo total do ciclo transcrito	119
Figura 38 - Parcelas do custo total do ciclo subcrítico	120
Figura 39 - Solução ótima para o fluido refrigerante R1234yf a temperatura ambiente de 20°C do ciclo subcrítico	121

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Características dos Refrigerantes	37
Tabela 2 - Comparação de algumas propriedades entre os fluidos refrigerantes	38
Tabela 3 - Características do caso base e otimizado	51
Tabela 4 - Condições básicas para simulação	54
Tabela 5 - Funções Custo de Aquisição para os Equipamentos do Ciclo Subcrítico.....	81
Tabela 6 - Funções custo de aquisição para os equipamentos do ciclo transcrito	89
Tabela 7 - Dimensões do Condensador	94
Tabela 8 - Dimensões do trocador de calor em cascata.....	95
Tabela 9 - Dimensões dos evaporadores de baixa e média temperatura.....	95
Tabela 10 - Dimensões dos trocadores de calor interno SLHX1 e SLHX2.....	96
Tabela 11 - Parâmetros da análise de custo	97
Tabela 12 - Dimensões do resfriador de gás “Gás Cooler”	100
Tabela 13 - Parâmetros de projeto selecionados.....	102
Tabela 14 - Parâmetros de entrada para validação do modelo através da primeira lei.....	104
Tabela 15- Coeficiente global para os trocadores de calor do ciclo transcrito	106
Tabela 16 - Influência da temperatura ambiente sobre a irreversibilidade e custo do ciclo transcrito	107
Tabela 17 - Influência da pressão do reservatório sobre a irreversibilidade e custo do ciclo transcrito	108
Tabela 18 - Influência da efetividade dos trocadores de calor interno sobre a irreversibilidade e custo do ciclo transcrito.....	108
Tabela 19 – Distância entre as soluções apresentadas na figura 33 do ciclo transcrito ...	109
Tabela 20 – Variáveis termodinâmicas para a solução ótima do ciclo transcrito.....	111
Tabela 21 – Pontos ótimos do diagrama de Pareto para ciclo transcrito em função da temperatura ambiente.....	111
Tabela 22- Coeficiente global para os trocadores de calor do ciclo subcrítico	112
Tabela 23 - Influência da temperatura ambiente sobre a irreversibilidade e custo do ciclo subcrítico.....	113
Tabela 24 - Influência da taxa de circulação da bomba sobre a irreversibilidade e custo do ciclo subcrítico.....	113
Tabela 25 - Influência da diferença de temperatura no trocador de calor em cascata sobre a irreversibilidade e custo do ciclo subcrítico	114
Tabela 26 - Distância entre as soluções apresentadas na figura 35 do ciclo subcrítico	115

Tabela 27 - Variáveis termodinâmicas para a solução ideal do ciclo subcrítico	116
Tabela 28 – Pontos ótimos do diagrama de Pareto para o ciclo subcrítico em função da temperatura ambiente.....	117
Tabela 29 - Coeficiente global para os trocadores de calor do ciclo subcrítico com o fluido refrigerante R1234yf	121
Tabela 30 - Variáveis termodinâmicas para a solução ótima do ciclo subcrítico com R1234yf	122
Tabela 31 - Pontos ótimos do diagrama de Pareto para ciclo subcrítico em função da temperatura ambiente operando com R1234yf	122

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CFC	Clorofluorcarbono
HCFC	Hidroclorofluorcarbono
HFC	Hidrofluorcarbono
COP	Coeficiente de Performance
EES	Engineering Equation Solver
CO ₂	Dióxido de Carbono
EUA	Estados Unidos da América
GWP	Global Warming Potential
ODP	Ozone Depletion Potential
R744	Dióxido de Carbono
R717	Amônia
R290	Propano
SLHX	Trocador de Calor Interno
EEV	Válvula de Expansão Eletrônica
IHX	Trocador de Calor Intermediário
IC	Inter-Cooler
FGI	Inter-Cooler de Gás Flash
FGB	By-pass de Gás Flash
TES	Sub-resfriado Termoelétrico
EXP _{HM}	Expansor na Região de Alta Pressão
EXP _{ML}	Expansor na Região de Baixa Pressão
TEWI	Equivalente Total para o Impacto no Aquecimento Global
UR	Umidade Relativa
FRC	Fator de Recuperação de Capital
FM	Fator de Manutenção
CAE	Consumo Anual de Eletricidade

LISTA DE SÍMBOLOS

$A_{evap,MT}$	Área do Evaporador de Média Temperatura	$[m^2]$
A_p	Área Primária do lado do Ar do Gás Cooler	$[m^2]$
$A_{evap,LT}$	Área do Evaporador de Baixa Temperatura	$[m^2]$
$A_{int,cond,sc}$	Área Interna do Condensador do Ciclo Subcrítico	$[m^2]$
$A_{cond,cas}$	Área do Condensador em Cascata	$[m^2]$
$A_{total,cond,sc}$	Área Total do Condensador do Ciclo Subcrítico	$[m^2]$
$A_{frontal,cond,sc}$	Área Frontal do Condensador do Ciclo Subcrítico	$[m^2]$
A_{gc}	Área do Gás Cooler	$[m^2]$
A_{SLHX1}	Área do Trocador de Calor Interno SLHX1	$[m^2]$
A_{SLHX2}	Área do Trocador de Calor Interno SLHX2	$[m^2]$
A_f	Área Total das Aletas do Gás Cooler	$[m^2]$
$A_{t,2}$	Área Total da Superfície do lado do Ar do Gás Cooler	$[m^2]$
$A_{c,2}$	Área Mínima de Fluxo Livre do lado do Ar do Gás Cooler	$[m^2]$
$A_{fr,2}$	Área Frontal do ar do Gás Cooler	$[m^2]$
$A_{c,1}$	Área Mínima de Fluxo Livre do R744 do Gás Cooler	$[m^2]$
$A_{t,1}$	Área Total de Troca de Calor do R744 do Gás Cooler	$[m^2]$
b	Espaçamento dos Tubos do Gás Cooler	$[m]$
COP	Coeficiente de Performance	-
COP_{rev}	Coeficiente de Performance Reversível	-

CR	Taxa de Circulação da Bomba	-
c_p	Calor Específico a Pressão Constante	$[\frac{J}{kg.K}]$
C_{elet}	Custo Unitário da Eletricidade Durante o Horário de Funcionamento	[\$]
C_{CO_2}	Custo Unitário de Penalidade Devido à Emissão de CO ₂	[\$]
D	Diâmetro	[m]
$D_{ext,cas}$	Diâmetro externo do tubo do trocador em cascata	[m]
$D_{h,2}$	Diâmetro Hidráulico do Ar do Gás Cooler	[m]
$D_{h,1}$	Diâmetro Hidráulico do R744 do Gás Cooler	[m]
$D_{h,SLHX1}$	Diâmetro Hidráulico do SLHX1	[m]
$D_{int,SLHX1}$	Diâmetro Interno do SLHX1	[m]
$D_{col,cond,sc}$	Diâmetro do Colarinho do Condensador do Ciclo Subcrítico	[m]
$D_{ext,tubo,cas}$	Diâmetro Externo do Trocador Casco e Tubo	[m]
$D_{int,tubo,cas}$	Diâmetro Interno do Trocador Casco e Tubo	[m]
D_{casco}	Diâmetro do casco	[m]
e	Espessura	[m]
$e_{tubo,cas}$	Espessura do tubo do Trocador Casco e Tubo	[m]
$e_{tubo,cond,sc}$	Espessura do Tubo do Condensador do Ciclo Subcrítico	[m]
$e_{ext,SLHX1}$	Espessura do Tubo Externo do SLHX1	[m]
$e_{int,SLHX1}$	Espessura do Tubo Interno do SLHX1	[m]

$\dot{E}x_D$	Exergia Destruída	[W]
$\dot{E}x_{D,comp LP}$	Exergia Destruída do Compressor de Baixa Pressão	[W]
$\dot{E}x_{D,comp HP}$	Exergia Destruída do Compressor de Alta Pressão	[W]
$\dot{E}x_{D,gc}$	Exergia Destruída do <i>Gás Cooler</i>	[W]
$\dot{E}x_{D,reserv,tc}$	Exergia Destruída do Reservatório do Ciclo Transcrítico	[W]
$\dot{E}x_{D,reserv,sc}$	Exergia Destruída do Reservatório do Ciclo Subcrítico	[W]
$\dot{E}x_{D,cond}$	Exergia Destruída do Condensador	[W]
$\dot{E}x_{D,casc}$	Exergia Destruída do Trocador de Calor em Cascata	[W]
$\dot{E}x_{D,VE1}$	Exergia Destruída da Válvula de Expansão 1	[W]
$\dot{E}x_{D,VE2}$	Exergia Destruída da Válvula de Expansão 2	[W]
$\dot{E}x_{D,VE3}$	Exergia Destruída da Válvula de Expansão 3	[W]
$\dot{E}x_{D,VE4}$	Exergia Destruída da Válvula de Expansão 4	[W]
$\dot{E}x_{D,evap LT}$	Exergia Destruída do Evaporador de Baixa Temperatura	[W]
$\dot{E}x_{D,evap MT}$	Exergia Destruída do Evaporador de Média Temperatura	[W]
F	Fator de Correção para o tipo de Trocador de Calor	-
g	Gravidade	$\left[\frac{m}{s^2}\right]$
$G_{evap,LT}$	Velocidade Mássica no Evaporador de Baixa Temperatura	$\left[\frac{kg}{m^2.s}\right]$
$G_{evap,MT}$	Velocidade Mássica no Evaporador de Média Temperatura	$\left[\frac{kg}{m^2.s}\right]$
G_1	Velocidade Mássica do R744 do <i>Gás Cooler</i>	$\left[\frac{kg}{m^2.s}\right]$

G_2	Velocidade Mássica do Ar do <i>Gás Cooler</i>	$\left[\frac{kg}{m^2.s}\right]$
h	Entalpia	$\left[\frac{kJ}{kg}\right]$
h_0	Entalpia do Estado Morto	$\left[\frac{kJ}{kg}\right]$
$h_{anular,SLHX1}$	Coeficiente Convectivo da Região Anular do SLHX1	$\left[\frac{W}{m^2.K}\right]$
$h_{int,SLHX1}$	Coeficiente Convectivo Interno do SLHX1	$\left[\frac{W}{m^2.K}\right]$
$h_{ar,cond,sc}$	Coeficiente Convectivo do Ar no Condensador do Ciclo Subcrítico	$\left[\frac{W}{m^2.K}\right]$
$h_{int,L}$	Coeficiente Convectivo Interno da Fase Líquida	$\left[\frac{W}{m^2.K}\right]$
h_{casco}	Coeficiente Convectivo do lado do Casco	$\left[\frac{W}{m^2.K}\right]$
$h_{Co2,gc}$	Coeficiente Convectivo do R744 do <i>Gás Cooler</i>	$\left[\frac{W}{m^2.K}\right]$
$h_{ar,gc}$	Coeficiente Convectivo do Ar do <i>Gás Cooler</i>	$\left[\frac{W}{m^2.K}\right]$
H	Altura	[m]
H_t	Altura dos tubos do <i>Gás Cooler</i>	[m]
i	Taxa de Juros	[%]
k_1	Constante Definida em Coulson et.al	[-]
k	Condutividade Térmica	$\left[\frac{W}{m.K}\right]$
$k_{cobre,cas}$	Condutividade Térmica do Cobre no Trocador em Cascata	$\left[\frac{W}{m.K}\right]$
$k_{int,SLHX1}$	Condutividade Térmica do Fluido Interno do SLHX1	$\left[\frac{W}{m.K}\right]$

$k_{anular,SLHX1}$	Condutividade Térmica do Fluido na Região Anular do SLHX1	$\left[\frac{W}{m.K}\right]$
$k_{cobre,SLHX1}$	Condutividade Térmica do Cobre do SLHX1	$\left[\frac{W}{m.K}\right]$
k_{CO2}	Condutividade Térmica do R744	$\left[\frac{W}{m.K}\right]$
$L_{2,cond,sc}$	Comprimento do Condensador Subcrítico	[m]
L_{Louv}	Comprimento do Corte da Grelha do Gás Cooler	[m]
l_h	Altura do <i>Louver do Gás Cooler</i>	[m]
l_p	Passo do <i>Louver do Gás Cooler</i>	[m]
L_2	Largura do <i>Gás Cooler</i>	[m]
L_f	Comprimento da Aleta	[m]
L_3	Altura do <i>Gás Cooler</i>	[m]
L_1	Comprimento do <i>Gás Cooler</i>	[m]
$\dot{m}$	Vazão Mássica	$\left[\frac{kg}{s}\right]$
$\dot{m}_{ar,cond,sc}$	Vazão Mássica de ar no Condensador Subcrítico	$\left[\frac{kg}{s}\right]$
$\dot{m}_{cond,sc}$	Vazão Mássica no Interior dos Tubos no Condensador do Ciclo Subcrítico	$\left[\frac{kg}{s}\right]$
$\dot{m}_{evap,LT}$	Vazão Mássica no Evaporador de Baixa Temperatura	$\left[\frac{kg}{s}\right]$
$\dot{m}_{evap,MT}$	Vazão Mássica no Evaporador de Média Temperatura	$\left[\frac{kg}{s}\right]$
$\dot{m}_{ar,gc}$	Vazão Mássica do Ar do <i>Gás Cooler</i>	$\left[\frac{kg}{s}\right]$
m_{CO2}	Quantidade de Emissão de CO ₂	[kg]

N	Número de Horas Operacionais do Sistema	[h]
$N_{aletas,cond,sc}$	Densidade de Aletas no Condensador do Ciclo Subcrítico	$[\frac{1}{m}]$
N_f	Número de Fileiras de tubo	-
N_t	Número total de tubos	-
N_p	Número de passo no tubo do trocador de calor em cascata	-
$N_{f,a}$	Densidade de Aletas do <i>Gás Cooler</i> por metro	$[\frac{1}{m}]$
N_{pg}	Número Total de Passes do lado do Ar do <i>Gás Cooler</i>	-
$n_{t,aletas}$	Número Total de aletas do <i>Gás Cooler</i>	-
N_t	Número total de tubos	-
n_{louv}	Número de <i>Louvres</i> do <i>Gás Cooler</i>	-
n	Período de Vida Útil Estimado do Equipamento	[h]
P	Pressão	[Pa]
P_{suc}	Pressão de Sucção	[Pa]
P_{dis}	Pressão de Descarga	[Pa]
p_t	Passo do Tubo do <i>Gás Cooler</i>	[m]
p_f	Passo da Aleta no <i>Gás Cooler</i>	[m]
$\dot{Q}$	Taxa de Transferência de Calor	[W]
P_T	Passo no tubo	[m]
$\dot{Q}_{SLHX1}$	Taxa de Transferência de Calor do SLHX1	[W]

$\dot{Q}_{gas\ cooler}$	Taxa de Transferência de Calor do Gás Cooler	[W]
$\dot{Q}_{ar}$	Taxa de Transferência de Calor do Ar	[W]
$q''_{evap,LT}$	Fluxo de Calor no Evaporador de Baixa Temperatura	$[\frac{W}{m^2}]$
$q''_{evap,MT}$	Fluxo de Calor no Evaporador de Média Temperatura	$[\frac{W}{m^2}]$
r_{ext}	Raio Externo	[m]
r_{int}	Raio Interno	[m]
$r_{ext,SLHX1}$	Raio Externo do SLHX1	[m]
$r_{int,SLHX1}$	Raio Interno do SLHX1	[m]
s	Entropia	$[\frac{kJ}{kg.K}]$
s_0	Entropia do Estado Morto	$[\frac{kJ}{kg.K}]$
$S_{aletas,cond,sc}$	Espaçamento das Aletas no Condensador do Ciclo Subcrítico	[m]
s_f	Altura da Aleta do Gás Cooler	[m]
SL	Passo Longitudinal dos Tubos	[m]
ST	Passo Transversal dos Tubos	[m]
T	Temperatura	[°C]
T_{cond}	Temperatura de Condensação	[°C]
T_{amb}	Temperatura Ambiente	[°C]
T_0	Temperatura do Espaço Morto	[°C]
$T_{espaço\ refrigerado,LT}$	Temperatura do Espaço Refrigerando de Baixa Temperatura	[°C]

$T_{\text{espaço refrigerado},MT}$	Temperatura do Espaço Refrigerando de Média Temperatura	[°C]
$T_{\text{parede,evap,LT}}$	Temperatura dos Tubos do Evaporador de Baixa Temperatura	[°C]
$T_{\text{parede,evap,MT}}$	Temperatura dos Tubos do Evaporador de Média Temperatura	[°C]
$T_{\text{evap,CO}_2,LT}$	Temperatura de Evaporação do CO ₂ no Evaporador de Baixa Temperatura	[°C]
$T_{\text{evap,CO}_2,MT}$	Temperatura de Evaporação do CO ₂ no Evaporador de Média Temperatura	[°C]
$T_{f,int,SLHX1}$	Temperatura Média da Região Interna do SLHX1	[°C]
$T_{f,anular,SLHX1}$	Temperatura Média da Região Anular do SLHX1	[°C]
$T_{\text{parede,tubo,cond,sc}}$	Temperatura do Tubo no Condensador do Ciclo Subcrítico	[°C]
ΔT_{ML}	Média Logarítmica das Temperaturas	[°C]
ΔT	Variação de Temperatura	[°C]
U_{SLHX1}	Coeficiente Global de Transferência de Calor do SLHX1	$\left[\frac{W}{m^2.K}\right]$
$U_{\text{cond,sc}}$	Coeficiente Global de Transferência de Calor do Condensador	$\left[\frac{W}{m^2.K}\right]$
U	Coeficiente Global de Transferência de Calor	$\left[\frac{W}{m^2.K}\right]$
U_{gc}	Coeficiente Global de Transferência de Calor do Gás Cooler	$\left[\frac{W}{m^2.K}\right]$
U_{SLHX2}	Coeficiente Global de Transferência de Calor do Trocador de Calor Interno SLHX2	$\left[\frac{W}{m^2.K}\right]$

$U_{evap,LT}$	Coeficiente Global de Transferência de Calor do Evaporador de Baixa Temperatura	$\left[\frac{W}{m^2.K}\right]$
$U_{evap,MT}$	Coeficiente Global de Transferência de Calor do Evaporador de Média Temperatura	$\left[\frac{W}{m^2.K}\right]$
U_{cas}	Coeficiente Global de Transferência de Calor do Trocador de Calor em Cascata	$\left[\frac{W}{m^2.K}\right]$
$V_{frontal,cond,sc}$	Velocidade Frontal do ar no Condensador do Ciclo Subcrítico	$\left[\frac{m}{s}\right]$
$V_{ar,gc}$	Velocidade do Ar do <i>Gás Cooler</i>	$\left[\frac{m}{s}\right]$
V_{hx2}	Volume do <i>Gás Cooler</i> do lado do Ar	$[m^3]$
$\dot{W}$	Potência	$[W]$
$\dot{W}_{LT}$	Potência do Compressor de Baixa Temperatura	$[W]$
$\dot{W}_{MT}$	Potência do Compressor de Média Temperatura	$[W]$
$\dot{W}_{LT,rev}$	Potência Reversível do Compressor de Baixa Temperatura	$[W]$
$\dot{W}_{MT,rev}$	Potência Reversível do Compressor de Média Temperatura	$[W]$
W_t	Largura Externa do Tubo do <i>Gás Cooler</i>	$[m]$
x_i	Título Inicial	$[-]$
x_f	Título Inicial	$[-]$
X_{tt}	Parâmetro de Martinelli	$[-]$
$\bar{X}_{tt}$	Valor Médio do Parâmetro de Martinelli	$[-]$
$\dot{Z}$	Custo	$[\$]$

$\dot{Z}_{comp,LT}$	Custo do Compressor de Baixa Temperatura	[\$]
$\dot{Z}_{comp,MT}$	Custo do Compressor de Média Temperatura	[\$]
$\dot{Z}_{cond}$	Custo do Condensador	[\$]
$Z_{gc,tc}$	Custo do <i>Gás Cooler</i>	[\$]
$\dot{Z}_{cond,casc}$	Custo do Condensador em Cascata	[\$]
$\dot{Z}_{evap,LT}$	Custo do Evaporador de Baixa Temperatura	[\$]
$\dot{Z}_{evap,MT}$	Custo do Evaporador de Média Temperatura	[\$]
$\dot{Z}_{SLHX1}$	Custo do SLHX1	[\$]
$\dot{Z}_{SLHX2}$	Custo do SLHX2	[\$]
$\dot{Z}_{tanque}$	Custo do Tanque	[\$]
$\dot{Z}_{VE1}$	Custo da Válvula de Expansão 1	[\$]
$\dot{Z}_{VE2}$	Custo da Válvula de Expansão 2	[\$]
$\dot{Z}_{VE3}$	Custo da Válvula de Expansão 3	[\$]
$\dot{Z}_{VE4}$	Custo da Válvula de Expansão 4	[\$]
$\dot{Z}_{total,sc}$	Custo Total do Ciclo Subcrítico	[\$]
$\dot{Z}_{aquis+man}$	Custo de Aquisição e Manutenção	[\$]
$\dot{Z}_{oper}$	Custo de Operação	[\$]
$\dot{Z}_{amb}$	Custo Ambiental	[\$]
$\dot{Z}_{total,sc}$	Custo Total do Ciclo Subcrítico	[\$]
$\dot{Z}_{total,tc}$	Custo Total do Ciclo Transcrítico	[\$]

Símbolos Gregos

ε	Efetividade Térmica do Trocador de Calor	[-]
η_s	Eficiência Isentrópica	[-]
ρ	Massa Específica	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
ρ_L	Massa Específica da Fase Líquida	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
ρ_V	Massa Específica da Fase Vapor	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
$\sum$	Somatório	
ψ	Fluxo de exergia	$\left[\frac{kJ}{kg}\right]$
η_{II}	Eficiência pela segunda lei da termodinâmica	[-]
μ	Viscosidade Dinâmica	$\left[\frac{kg}{m.s}\right]$
μ_L	Viscosidade Dinâmica da Fase Líquida	$\left[\frac{kg}{m.s}\right]$
μ_V	Viscosidade Dinâmica da Fase Vapor	$\left[\frac{kg}{m.s}\right]$
θ	Ângulo do <i>Louver do Gás Cooler</i>	[Graus]
δ	Espessura das Aletas do <i>Gás Cooler</i>	[m]
β_2	Densidade de Área de Superfície do lado do Ar do <i>Gás Cooler</i>	$\left[\frac{1}{m}\right]$
σ_2	Porosidade do lado do Ar do <i>Gás Cooler</i>	[-]
ϕ_{cox}	Fator de Conversão de Emissão de Eletricidade da Rede	$\left[\frac{kg}{kW.h}\right]$

Símbolos Subscritos

1,2,...,18	Referente aos Estados Termodinâmicos
<i>amb</i>	Referente ao Ambiente
<i>aprox</i>	Aproximação
<i>atm</i>	Referente à Atmosférica
<i>ar</i>	Referente ao Ar
<i>aletas</i>	Referente às Aletas
<i>anular</i>	Referente à Região Anular
<i>aquis</i>	Referente à aquisição
<i>bomba</i>	Referente à Bomba

<i>BH</i>	Referente à Belo Horizonte
<i>comp</i>	Referente ao Compressor
<i>casc</i>	Referente à Cascata
<i>col</i>	Referente ao Colarinho
<i>cond</i>	Referente ao Condensador
<i>CO₂</i>	Referente ao Dióxido de Carbono
<i>dis</i>	Referente à Descarga
<i>D</i>	Referente à Destruída
<i>e</i>	Referente à Entrada
<i>evap</i>	Referente ao Evaporador
<i>ext</i>	Referente a externo
<i>elet</i>	Referente à Eletricidade
<i>f</i>	Referente à Frio
<i>gc</i>	Referente ao Gás Cooler
<i>h</i>	Referente à Hidráulico
<i>HP</i>	Referente à Alta Pressão
<i>HT</i>	Referente à Alta Temperatura
<i>int</i>	Referente a interno
<i>LT</i>	Referente à Baixa Temperatura
<i>L</i>	Referente à Fase Líquida
<i>LP</i>	Referente à Baixa Pressão
<i>min</i>	Referente à Mínimo
<i>man</i>	Referente à Manutenção
<i>MT</i>	Referente à Média Temperatura
<i>q</i>	Referente à Quente
<i>rev</i>	Reversível
<i>suc</i>	Referente à Sucção
<i>s</i>	Referente à Saída
<i>sup</i>	Referente à Superaquecimento
<i>sc</i>	Referente ao Ciclo Subcrítico
<i>sat</i>	Referente à Saturação

<i>tanque</i>	Referente ao Tanque
<i>tubo</i>	Referente ao Interior do Tubo
<i>tc</i>	Referente ao Ciclo Transcrítico
<i>V</i>	Referente à Fase Vapor

Símbolos Sobrescritos

n_1	Constante Definida em Coulson et.al (2002)
n	Constante Definida em Incropera et.al (2008)

Símbolos Adimensionais

ε	Efetividade Térmica do Trocador de Calor	$\left[\frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \right]$
Red	Número de Reynolds Dentro do Tubo	$\left[\frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot D_{int} \cdot \mu} \right]$
NU_d	Número de Nusselt Referente à Diâmetro	$\left[\frac{h \cdot D}{k} \right]$
Pr	Número de Prandtl	$\left[\frac{c_p \cdot \mu}{k} \right]$
x	Título	$\left[\frac{m_{Vapor}}{m_{Líquido} + m_{Vapor}} \right]$
Red_{ar}	Número de Reynolds Referente ao Ar	$\left[\frac{\rho \cdot V \cdot D_{col}}{\mu} \right]$
$NU_{d_{ar}}$	Número de Nusselt do Ar Referente ao Diâmetro do Colarinho	$\left[\frac{h \cdot D_{col}}{k} \right]$
$NU_{d_{anular}}$	Número de Nusselt Referente ao Diâmetro Hidráulico	$\left[\frac{h \cdot D_h}{k} \right]$
Red_2	Número de Reynolds do ar do Gás Cooler	$\left[\frac{G_2 \cdot D_{h,2}}{\mu_{ar,gc}} \right]$
J_2	Fator de Colburn	$\left[\frac{h_2 \cdot Pr_2^{\frac{2}{3}} \cdot A_{c,2}}{c_{p,ar,gc} \cdot \dot{m}_{ar,gc}} \right]$
f	Fator de Atrito	$(1,58 \cdot \ln Red - 3,28)^{-2}$

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	30
	1.1 Justificativa	32
	1.2 Objetivos	32
2.	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	33
	2.1 Camada de ozônio e o efeito estufa.....	33
	2.2 Fluidos refrigerantes sintéticos e naturais e suas propriedades	35
	2.3 Ciclo de refrigeração subcrítico em cascata.....	39
	2.4 Ciclo de refrigeração transcrito	41
3.	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	45
4.	MODELO MATEMÁTICO	72
	4.1 Sistema Subcrítico.....	72
	4.1.1 Modelo energético do ciclo subcrítico	72
	4.1.2 Modelo exergético do ciclo subcrítico	78
	4.1.3 Modelo econômico e ambiental do ciclo subcrítico	80
	4.2 Sistema Transcrítico.....	82
	4.2.1 Modelo energético do ciclo transcrito.....	82
	4.2.2 Modelo exergético do ciclo transcrito	87
	4.2.3 Modelo econômico e ambiental do ciclo transcrito	89
5.	METODOLOGIA	92
	5.1 Determinação das propriedades termodinâmicas do ciclo subcrítico	92
	5.2 Determinação dos parâmetros e das dimensões adotadas nos modelos dos trocadores de calor do ciclo subcrítico.....	94
	5.3 Parâmetros para a análise econômica e ambiental do ciclo subcrítico e transcrito.....	96
	5.4 Determinação das propriedades termodinâmicas do ciclo transcrito.....	97

5.5	Determinação dos parâmetros e das dimensões adotadas nos modelos dos trocadores de calor do ciclo transcrito	99
5.6	Otimização	100
6.	RESULTADOS E DISCUSSÕES	104
6.1	Validação dos modelos	104
6.2	Otimização do ciclo transcrito	106
6.3	Otimização do ciclo subcrítico	112
6.4	Comparação entre o ciclo transcrito e subcrítico	117
6.5	Análise do ciclo subcrítico operando com fluido refrigerante R1234yf	120
7.	CONCLUSÕES	124
7.1	Sugestões para trabalhos futuros	126
	REFERÊNCIAS	127
	APÊNDICE A - Cálculo das áreas dos trocadores de calor do ciclo subcrítico	133
A.1	Cálculo da área do trocador de calor em cascata	133
A.2	Cálculo da área do condensador	135
A.3	Cálculo das áreas dos evaporadores de baixa e média temperatura	138
A.4	Cálculo das áreas dos trocadores de calor de Interno SLHX1 e SLHX2	140
	APÊNDICE B - Cálculo das áreas dos trocadores de calor do ciclo transcrito	144
B.1	Cálculo das áreas dos trocadores de calor de Interno SLHX1 e SLHX2	144
B.2	Cálculo das áreas dos evaporadores de baixa e média temperatura	146
B.3	Cálculo da área do resfriador de gás	146
	APÊNDICE C – Programa para simulação do ciclo subcrítico desenvolvido no EES	151
	APÊNDICE D – Programa para simulação do ciclo transcrito desenvolvido no EES	162
	Anexo A – Parâmetros dimensionais do trocador de calor em cascata	172

1. INTRODUÇÃO

Atualmente as condições climáticas do planeta se apresentam como um cenário preocupante, pois o aquecimento global registrado nas últimas décadas devido aos agentes que contribuem de alguma forma para a elevação da sua temperatura média, são constantemente emitidos na atmosfera seja por processos industriais ou qualquer meio que necessita de combustíveis fósseis para a geração de energia. Nesse sentido, o desenvolvimento de novas tecnologias e a melhora da eficiência de sistemas já existentes se faz necessária a fim de reduzir tais efeitos (Brasil, 2017).

Nesse cenário, os fluidos refrigerantes utilizados em sistemas de refrigeração e ar condicionado são essenciais para o nosso bem estar e conforto, incluindo saúde pessoal, produtividade, prolongamento da vida de alimentos perecíveis, fabricação e manutenção de medicamentos, entre outros fatores. Assim, deve-se ressaltar que uma continua busca por fluidos refrigerantes alternativos, ou até mesmo dizer, naturais, os quais não apresentem interações químicas com o ozônio e possuam baixo, ou nenhum, potencial de aquecimento global se faz necessário devido a gama de aplicações que estes possuem para o bem estar e conforto da sociedade (CHEMOURS, 2017).

Segundo Souza e Bandarra Filho (2011) os acordos mundiais como Protocolo de Montreal (1987) e Kyoto (1997), estabelecem condições de utilização e restrições quanto ao uso dos compostos químicos CFCs, HCFCs e HFCs como fluidos refrigerantes, pois tais substâncias contribuem tanto para a destruição da camada de ozônio, quanto para o agravamento do efeito estufa. No caso específico do Brasil, além dos protocolos citados, deve-se observar a resolução nº 342 de 25 de setembro de 2003 que estabelece novos limites para emissões de gases poluentes por ciclomotores, motocicletas e veículos similares novos.

Dessa forma, a partir da adoção destes protocolos houve uma intensificação nas pesquisas que envolvem os fluidos naturais, na busca de soluções “verdes”, como é o caso do CO₂, uma vez que este possui baixo potencial de aquecimento global e não agride a camada de ozônio, além de reduzir o consumo de energia elétrica das instalações frigoríficas. Essas exigências levou a extinção dos CFCs (Clorofluorcarbonos) em 2010 – produção e consumo. Os países desenvolvidos reduziram a produção dos HCFCs (Hidroclorofluorcarbonos) em 75% até 2010 e em 99,5% até 2020. Contudo, a produção desses gases era crescente nos países em desenvolvimento, o que levou membros signatários dos protocolos internacionais a estender o prazo para a extinção dos HCFCs para 2040 (SOUZA E BANDARRA FILHO, 2011).

A utilização de refrigerantes naturais como o CO₂, hidrocarbonetos e amônia vem

ganhando importância no mercado brasileiro, e equipamentos desenvolvidos para a substituição dos CFCs, HFCs e HCFCs já fazem parte da realidade de algumas instalações no Brasil, em especial, as voltadas à refrigeração comercial (UBUKATA, 2015).

Todos os fluidos refrigerantes possuem suas respectivas vantagens e desvantagens. De acordo com Souza e Bandarra Filho (2011), o R717 (amônia) possui melhor efeito de refrigeração, porém é tóxico; os hidrocarbonetos são inflamáveis, e a água tem aplicações limitadas. Em contrapartida, o CO₂ não é tóxico e nem inflamável, entretanto é um gás do efeito estufa, que causa aquecimento global, podendo provocar deteriorações no meio ambiente caso haja alteração significativa da sua concentração na atmosfera. Uma desvantagem dos sistemas que operam com CO₂ é seu coeficiente de desempenho, COP, ser baixo quando operado com altas temperaturas ambientes. Para sanar o problema do COP o CO₂ é utilizado no ciclo subcrítico em cascata. No ciclo subcrítico em cascata, o CO₂ é utilizado no circuito de baixa temperatura e outro fluido refrigerante como o R134a, o R404A, o R22, ou o R717, por exemplo, é usado no circuito de alta temperatura. Assim, a condensação do CO₂ se dá com a evaporação do outro fluido, elevando o COP do ciclo.

Porém, segundo Souza e Bandarra Filho (2011), o dióxido de carbono não é um fluido refrigerante novo. A primeira aparição do CO₂ é datada por volta de 1850, tendo seu pico de utilização nas décadas de 20 e 30. A partir da década de 30, o uso do CO₂ teve uma queda acentuada, contudo em 1993, o professor Gustav Lorentzen propôs a reinserção do dióxido de carbono como fluido natural para aplicações de refrigeração nos ciclos subcríticos e transcíticos.

Segundo Gupta e Dasgupta (2014), o desempenho do CO₂ operando em ciclo transcítico é reduzido e muito sensível às temperaturas e pressões de operação, especialmente em climas quentes. Entretanto, segundo Purohit et al. (2017) a utilização de “booster systems” em ciclos que operam com CO₂ transcítico pode melhorar seu desempenho quando aplicados a sistemas de média e baixa temperatura as quais estão associadas a aplicações do setor supermercadista, como relatado por Purohit et al. (2015), que constatou um aumento de 25% no COP para um ciclo transcítico com “booster systems” operando com CO₂ e compressão paralela nas condições climáticas da Índia.

Dessa forma, a utilização de “booster systems” assim como outras modificações tais como compressão paralela, utilização de evaporadores inundados, recuperação de trabalho pela utilização de expansores tem se mostrado eficazes em melhorar o desempenho do ciclo transcítico com CO₂ quando utilizados em climas quentes.

1.1 Justificativa

A maioria dos trabalhos da literatura avalia o efeito da utilização do “booster systems” do ponto de vista energético, não avaliando a contrapartida econômica de tais modificações. Dessa forma, a motivação desse trabalho é propor uma análise termoeconômica de um ciclo transcrito operando com CO_2 e de um ciclo subcrítico em cascata com CO_2 , ou seja, será desenvolvido dois modelos matemáticos um para o ciclo transcrito e outro para o ciclo subcrítico em cascata o quais serão implementados no software EES (*Engineering Equation Solver*).

Ressalta-se também a importância de tal análise com fluidos refrigerantes naturais, uma vez que a substituição dos fluidos sintéticos se faz necessária devido ao alto poder de degradação da camada de ozônio e de intensificação do efeito estufa que tais substâncias possuem.

1.2 Objetivos

O presente trabalho tem como objetivo fazer uma análise termoeconômica de dois ciclos de refrigeração com CO_2 . O primeiro ciclo será um ciclo transcrito e o segundo um ciclo subcrítico em cascata.

Os objetivos específicos são:

1. Realizar uma otimização multiobjetivo para os ciclos transcritos e subcríticos a fim de otimizar o custo e a irreversibilidade de ambos os ciclos, com o intuito de encontrar um ponto ótimo para cada ciclo;
2. Comparar exergéticamente o desempenho do ciclo transcrito com o do ciclo subcrítico;
3. Realizar uma comparação termoeconômica do ciclo transcrito com o ciclo subcrítico em cascata, a fim de avaliar a relação custo benefício de ambos os ciclos;
4. Investigar a influência das condições de operação sobre a irreversibilidade e o custo dos ciclos subcrítico e transcrito;

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

O objetivo deste capítulo é apresentar conceitos básicos relacionados ao processo de refrigeração e fornecer aos leitores subsídios necessários para compreensão do desenvolvimento do trabalho e suas devidas discussões e conclusões.

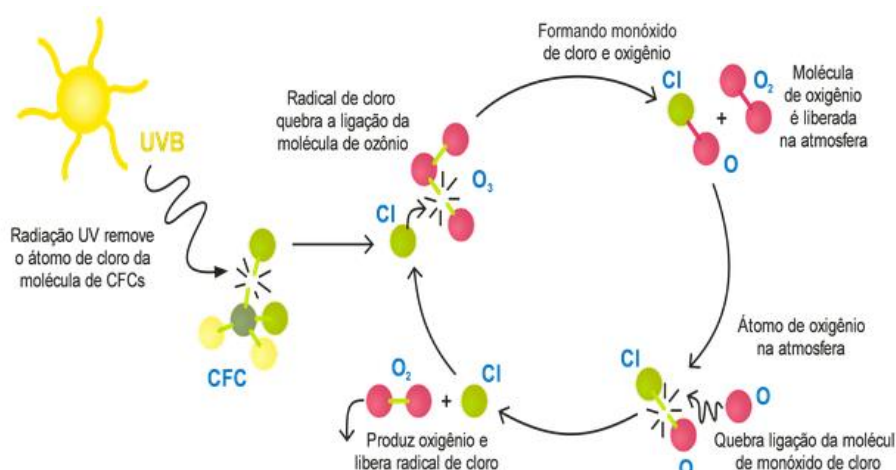
Neste capítulo também será apresentado ao leitor a importância da implementação dos fluidos naturais frente aos sintéticos, fazendo uma breve explanação de como os fluidos sintéticos afetam a camada de ozônio e contribuem para o agravamento do efeito estufa.

2.1 Camada de ozônio e o efeito estufa

Em volta da terra há uma frágil camada de um gás chamado de ozônio (O_3), que protege plantas, animais e seres humanos dos raios ultravioletas emitidos pelo sol. Existem dois tipos de ozônio: o ozônio “mau” é aquele formado na superfície terrestre e contribui para a formação da chuva ácida e agrava a poluição das cidades, levando a problemas respiratórios. Já o ozônio “bom”, formado nas alturas da estratosfera serve como um filtro das radiações ultravioletas (UNEP, 2017).

A ação antropogênica, através da emissão de gases contendo cloro, flúor e bromo vêm proporcionando um processo de destruição em escala maior do que ocorria naturalmente da camada de ozônio. Por não serem reativos e por não serem rapidamente removidos pela chuva, esses gases, em sua maioria ficam acumulados na estratosfera, onde sofrem a ação ultravioleta, liberando radicais livres que destroem de forma catalítica as moléculas de ozônio, conforme descrito no processo da Figura 1.

Figura 1 - Mecanismo de destruição da camada de ozônio



Fonte: Brasil, 2017

Devido a essa função benéfica essencial do ozônio, em 1985, na Áustria, a convenção de Viena formalizou a proteção da camada de ozônio, uma vez que algumas nações vinham manifestando preocupações técnicas e políticas quanto ao aumento do buraco na camada de ozônio. Essa convenção foi a origem, para que em 1987, fosse assinado o protocolo de Montreal, um tratado internacional que propôs obrigações específicas quanto à redução progressiva da produção e do consumo das substâncias que destroem a camada de ozônio, os famosos CFC's (BRASIL, 2017).

A adoção do protocolo é universal, onde 197 países assumiram o tratado. O sucesso é inegável. O buraco da camada de ozônio está diminuindo, o que aumenta a proteção do planeta contra os raios ultravioletas. Nessa ótica, o Brasil é o 5º país que mais contribui com a redução dos CFC's na última década, ficando atrás apenas de Rússia, Japão, Estados Unidos e China, conforme *ranking* divulgado pela divisão de estatística das Nações Unidas (BRASIL, 2017).

Com a eliminação gradativa dos CFC's a indústria viu necessidade de encontrar substitutos, dando origem aos HFC's, que são gases do efeito estufa, ou seja, contribuem para o aquecimento global. Assim em 15 de Outubro de 2016 em Kigali, foi assinado por quase 200 países representantes do protocolo de Montreal um acordo para reduzir a emissão dos HFC's.

O efeito estufa é um fenômeno natural, o qual sem ele, segundo Moraes (2017), a temperatura média da terra seria 33°C mais baixa e a vida como se conhece hoje não seria possível. Porém as atividades antrópicas estão contribuindo para o aumento da concentração dos gases do efeito estufa na atmosfera, o que ocasiona o aumento da absorção de energia na atmosfera, agravando o efeito estufa. Entre os gases responsáveis pelo efeito estufa, pode-se destacar: o vapor d'água, os clorofluorcarbonos (CFC), o metano (CH₄), o óxido nitroso (N₂O) e o dióxido de carbono (CO₂), (MORAES, 2017).

Segundo Moraes (2017), o volume de emissão do CO₂ para atmosfera representa algo em torno de 55% do total das emissões de gases do efeito estufa e o seu tempo de permanência na atmosfera estende-se por pelo menos 10 anos, o que o torna o principal gás do efeito estufa.

Como consequência das ações humanas sobre o aumento da concentração desses gases, tem-se um inevitável aumento da temperatura média global. Além do aquecimento global, o aumento da concentração dos gases a curto, médio e longo prazo pode provocar (MORGADO, 2009):

- Desequilíbrio dos ecossistemas;
- Derretimento das placas de gelo;
- Inundações e tempestades;
- Surgimento de desertos;

- Aumento das ondas de calor;
- Extinção de espécies de animais e vegetais;
- Problemas na agricultura.

Segundo BRASIL (2017), o protocolo de Kyoto constitui um tratado complementar à convenção das nações unidas sobre a mudança do clima, definindo metas de redução de emissões para os países desenvolvidos e os que, na época, apresentavam economia em transição para o capitalismo, considerados os responsáveis históricos pela mudança no clima.

No tratado, foi proposto, principalmente aos países desenvolvidos, que reduzissem em pelo menos 5,2% a emissão dos gases do efeito estufa no período entre 2008-2012 aos níveis de 1990. Para que isso acontecesse, algumas ações deviriam ser tomadas por tais países para modificar várias atividades econômicas. Dentre as modificações destaca-se:

- Reformar os setores de energia e transportes;
- Promover o uso de fontes energéticas renováveis;
- Limitar as emissões de metano no gerenciamento de resíduos e dos sistemas energéticos;
- Proteger florestas e outros sumidouros de carbono.

Diante dessas modificações que deveriam ser tomadas para reduzir a emissão dos gases do efeito estufa, os EUA não ratificaram o acordo em 2001, uma vez que tais modificações iam contra o desenvolvimento do país (MAY, 2003).

Como ajuda na redução das emissões dos gases do efeito estufa foi assinado em Kigali – Ruanda, em 15 de outubro de 2016, um acordo entre 197 países que concordaram em reduzir 80% da emissão dos HFC's, o que provocará uma redução de 0,5°C até o final deste século. Os Protocolos de Montreal (1987) e Kyoto (1997) estabeleceram condições de utilização e restrições quanto ao uso dos compostos químicos CFCs, HCFC's e HFCs como fluidos refrigerantes.

2.2 Fluidos refrigerantes sintéticos e naturais e suas propriedades

Fluidos refrigerantes são substâncias empregadas como veículos térmicos na realização dos ciclos de refrigeração. Um fluido refrigerante satisfatório deveria possuir certas propriedades químicas, físicas e termodinâmicas que faz seu uso seguro e econômico, no entanto, não existe um refrigerante ideal (SILVA, 2017).

Segundo Ferraz (2008), as principais propriedades de um bom fluido refrigerante são:

- Evaporar-se a pressões acima da atmosfera;
- Ter reduzido volume específico (menor trabalho no compressor);
- Ter elevado calor latente de vaporização;
- Ser quimicamente estável, ou seja, não se alterar apesar das suas mudanças de estado no ciclo de refrigeração;
- Não ser corrosivo;
- Não ser inflamável;
- Não ser tóxico;
- Ser inodoro;
- Deve permitir fácil localização de vazamentos;
- Em caso de vazamentos, não deve atacar ou deteriorar os alimentos, não deve contribuir para o aquecimento global e não deve atacar a camada de ozônio.

Os refrigerantes mais utilizados na indústria podem ser classificados nos seguintes grupos:

- Hidrocarboneto halogenado;
- Hidrocarboneto puro;
- Compostos inorgânicos;
- Misturas azeotrópicas;
- Misturas não azeotrópicas.

Silva (2017) relata que hidrocarbonetos halogenados são hidrocarbonetos que contém, em sua composição, um ou mais dos seguintes halogênios: Cl, F e Br. Os hidrocarbonetos puros são adequados, principalmente, para trabalhar em indústrias petroquímicas. As misturas azeotrópicas de duas substâncias é aquela que não pode ser separada em seus componentes por destilação. Misturas não azeotrópicas são misturas que se comportam como uma mistura binária. A concentração da fase vapor é distinta da fase líquida, quando ambos ocorrem em equilíbrio (SILVA, 2017).

O potencial de aquecimento global GWP é um índice que mostra quanto uma determinada massa é capaz de reter calor na atmosfera, em comparação com a mesma massa de CO₂ (GWP = 1) para um determinado período de tempo. O potencial de destruição da camada de ozônio, ODP, é um índice que indica a agressividade do fluido a camada de ozônio, o qual quanto mais próximo de 1 mais agressivo é o fluido. Para o cálculo de ODP o gás usado como referência é o CFC-11. A Tabela 1 mostra uma relação de GWP e ODP de diversos fluidos refrigerantes.

Tabela 1 - Características dos Refrigerantes

Classe	Fórmula Molecular	Nome Químico	Nome	ODP (Relativo ao R11)	GWP (Relativo ao CO ₂ em 100 anos)
CFC	CCL ₃ F	<i>trichloro-fluoromethane</i>	R11	1	4680
CFC	CCL ₂ F ₂	<i>dichloro-difluoromethane</i>	R12	0,82	10720
HCFC	CHCLF ₂	<i>chlorodifluoro-methane</i>	R22	0,05	1780
HCFC	C ₂ HCL ₂ F ₃	<i>2,2-dichloro-1,1,1-trifluoroethane</i>	R123	0,022	76
HCFC	C ₂ HCLF ₄	<i>2-chloro-1,1,1,2-tetrafluoroethane</i>	R124	0,022	599
HCFC	C ₂ H ₃ CL ₂ F	<i>1,1-dichloro-1-fluoroethane</i>	R141b	0,12	713
HCFC	C ₂ H ₃ CLF ₂	<i>1-chloro-1,1-difluoroethane</i>	R142b	0,065	2270
HFC	CHF ₃	<i>trifluoromethane</i>	R23	0,0004	14310
HFC	CH ₂ F ₂	<i>difluoromethane</i>	R32	0	670
HFC	C ₂ HF ₆	<i>pentafluoroethane</i>	R125	0,00003	3450
HFC	C ₂ H ₂ F ₄	<i>1,1,1,2-tetrafluoroethane</i>	R134a	0,000015	1410
HFC	C ₂ H ₃ F ₃	<i>1,1,1-trifluoroethane</i>	R245	0	4400
HFC	C ₂ H ₄ F ₂	<i>1,1-difluoroethane</i>	R152a	0	122
HFC	C ₃ H ₃ F ₅	<i>1,1,1,3,3-pentafluoropropane</i>	R245fa	0	950
HFC	C ₃ H ₂ F ₆	<i>1,1,1,3,3,3-hexafluoropropane</i>	R236fa	0	9400
HC	C ₃ H ₈	<i>n-propane</i>	R290	0	20
HC	C ₄ H ₁₀	<i>n-butane</i>	R600a	0	20
HC	C ₄ H ₁₀	<i>isobutane</i>	R600a	0	20
HC	C ₅ H ₁₂	<i>n-pentane</i>	R601	0	0
HC	C ₃ H ₆	<i>propene</i>	R1270	0	3
CO ₂	CO ₂	<i>dioxido de carbono</i>	R744	0	1
BCF	CBrCLF ₂	<i>bromochloro-difluoromethane</i>	R12B1	5,1	1300
PFC	C ₄ F ₈	<i>octafluorocyclobutane</i>	RC318	0	10000
HFC	C ₃ HF ₇	<i>1,1,1,2,3,3,3-heptafluoropropane</i>	R227	0	3500
AFAE	C ₄ H ₃ F ₇ O	<i>heptafluoropropyl methyl ether</i>	HFE-7000	0	450
AFAE	C ₅ H ₃ F ₉ O	<i>methyl nonafluorobutyl ether</i>	HFE-7100	0	410
AFAE	C ₆ H ₅ F ₉ O	<i>ethyl nonafluorobutyl ether</i>	HFE-7200/ HFE-569mccc	0	60
AFAE	C ₉ H ₆ F ₁₅ O	<i>ethyl pentadecafluoroheptyl ether</i>	HFE-7500	0	100
DFAE	C ₂ HF ₆ O	<i>pentafluorodimethyl ether</i>	HFE-125	0	14800
CM	CH ₂ CL ₂	<i>methylene chloride</i>	R30	0	10
CM	CH ₃ CL	<i>methyl chloride</i>	R40	0,02	16
CFC	C ₂ CL ₃ F ₃	<i>1,1,2-trichloro-1,2,2-trifluoroethane</i>	R113	0,9	6000
HCFC	CHCL ₂ F	<i>dichlorofluoromethane</i>	R21	0,01	210
CFC	C ₂ CL ₂ F ₄	<i>1,2-dichloro-1,1,2,2-tetrafluoroethane</i>	R114	0,85	9800
FIM	CF ₃ L	<i>trifluoroiodomethane</i>	R13I1	0	1
DME	C ₂ H ₆ O	<i>dimethyl ether</i>		0	1
NH3	NH ₃	<i>amonía</i>	R717	0	0
HFC	-	R143a/R134a/R125	R404A	0	3800
HFO	-	-	R1234yf	0	6

Fonte: Adaptado Restrepo, 2008.

A Tabela 2 mostra uma comparação de algumas propriedades do R744 com outros fluidos.

Tabela 2 - Comparação de algumas propriedades entre os fluidos refrigerantes

	R12	R22	R134a	R407C¹	R410A²	R717	R290	R600a	R744
ODP	1	0,5	0	0	0	0	0	0	0
GWP ¹⁰⁰	8500	1700	1300	1600	1900	0	3	3	1
Flamabilidade	Não	Não	Não	Não	Não	Não	Sim	Sim	Não
Toxicidade	Não	Não	Não	Não	Não	Sim	Não	Não	Não
Massa Molecular (kg/kmol)	120,9	86,5	102,0	86,2	72,6	17,0	44,1	54,1	44,0
Ponto de Ebulição ³ (°C)	-29,6	-40,8	-26,1	-43,6	-51,44	-33,3	-42,1	-11,7	-78,4
Pressão Crítica (MPa)	4,14	4,97	4,07	4,64	4,79	11,42	4,25	3,64	7,38
Temperatura Crítica (°C)	112,0	96,0	101,1	86,1	70,2	133,0	96,7	134,7	31,1
Pressão Reduzida ⁴	0,07	0,10	0,07	0,11	0,16	0,04	0,11	0,04	0,47
Temperatura Reduzida ⁵	0,71	0,74	0,73	0,76	0,79	0,67	0,74	0,67	0,90
Massa específica do vapor ⁶ (kg/m ³)	18,0	21,2	14,4	19,7	30,6	3,5	10,4	4,2	97,6
Razão entre massa específica do líquido e vapor ⁶	77,4	60,3	89,7	62,8	38,3	184,7	51,0	136,6	9,5
Efeito Refrigerante Volumétrico (kJ/m ³)	2734	4356	2868	4029	6763	4382	3907	1509	22545
Primeiro uso comercial como refrigerante ⁷	1931	1936	1990	1998	1998	1859	?	1995	1869

¹ Mistura ternária de R32/R125/R134a (23/25/52%) ; ² Mistura Binária de R32/R125 (50/50%)

³ Ponto de Ebulição na pressão atmosférica (101,325 kPa); ⁴ Razão entre a pressão de saturação a 0°C e a pressão crítica;

⁵ Razão entre 273,15 K e a temperatura crítica em Kelvin ; ⁶ Propriedades Calculadas para a temperatura de saturação de 0°C; ⁷ Dados obtidos de Rieberer R. (1998) apud Kim et.al.(2004).

Fonte: Carvalho, 2015.

Os fluidos refrigerantes naturais são fluidos livres de cloro, que possuem potencial de destruição da camada de ozônio igual a zero e baixo ou nenhum potencial de efeito estufa.

Como exemplos de fluidos naturais tem-se a amônia, a água, ar e o CO₂. Com destaque, para o dióxido de carbono, que será assunto deste trabalho, uma vez que não agride a camada de ozônio e possui baixo GWP. Segundo Bandarra Filho (2011), o dióxido de carbono possui como características positivas:

- Ser totalmente natural;
- Ter alta capacidade volumétrica (a 0°C é 22545 kJ/m³) quando comparada com os refrigerantes sintéticos;
- Depedendo das condições de operação, a capacidade de refrigeração chega a ser de 5 a 8 vezes maior que a do R22, o que significa trabalhar com compressores e componentes reduzidos;
- Possui excelentes características para transferência de calor em sistemas subcríticos;
- Ser estável quimicamente e termodinamicamente;
- Devido a sua imiscibilidade com óleos lubrificantes ser alta, facilita sua separação e diminui o arraste para o sistema.

2.3 Ciclo de refrigeração subcrítico em cascata

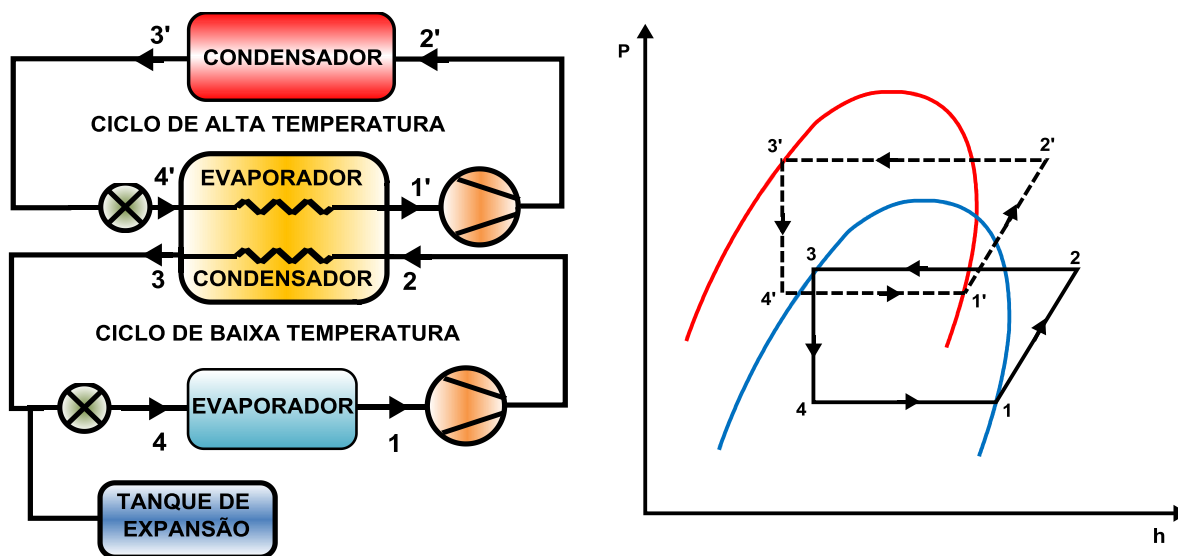
Nos sistemas em que o mesmo fluido refrigerante passa pelos estágios de alta e baixa pressão, valores elevados de pressão e volume específico podem causar problemas. O volume específico do vapor de refrigerante na aspiração do compressor depende da temperatura de evaporação, que quando é muito baixa, eleva o volume específico, o que implica em um compressor de capacidade volumétrica elevada. Se um fluido refrigerante for escolhido de tal modo que a pressão de evaporação seja superior à atmosférica, a pressão de descarga pode assumir valores elevados a ponto de exigirem vasos e tubulações de paredes reforçadas. Uma solução para este problema é mostrada na Figura 2, na qual dois ciclos de refrigeração por compressão de vapor estão conectados por um trocador de calor, assim como a sua representação no diagrama P-h, (STOECKER, 1985). Este sistema que conecta dois ou mais ciclos iguais de compressão de vapor, utilizando dois ou mais compressores, é comumente chamado de Sistemas de Refrigeração em Cascata por Compressão de Vapor.

Segundo UNISINOS (2017), é possível utilizar sistemas com mais que dois estágios em cascata e também uma combinação de sistemas com múltiplos estágios com sistemas em cascata. As aplicações desses ciclos são:

- Liquefação de vapores de petróleo;
- Liquefação de gases industriais;
- Fabricação de gelo seco;

- Congelamento a baixíssimas temperaturas.

Figura 2 - Sistema de refrigeração em cascata e seu diagrama P-h



Fonte: Adaptado de STOECKER, 1985.

Como vantagens do uso destes sistemas pode-se citar:

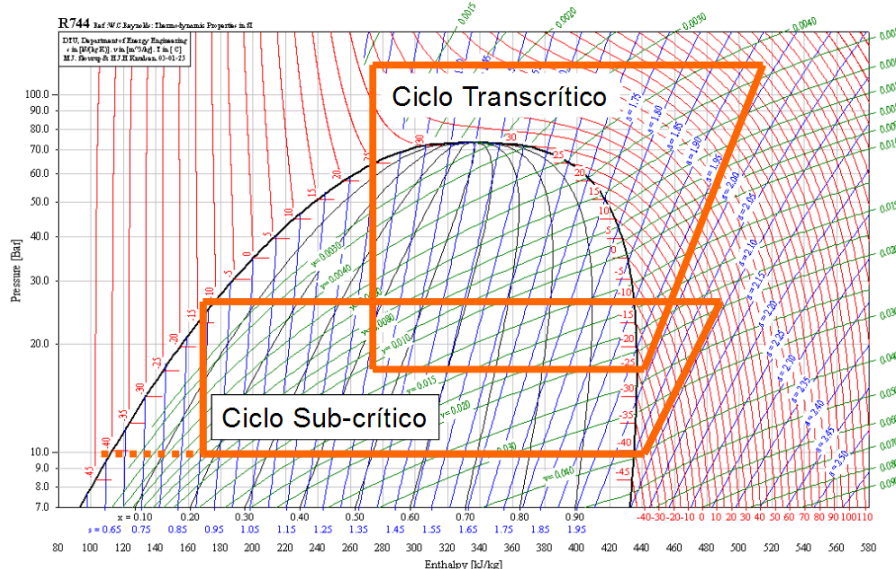
- Como cada sistema utiliza um fluido refrigerante distinto, é possível selecionar refrigerantes adequados para cada faixa de variação de temperatura. Pressões muito elevadas ou muito baixas podem ser evitadas;
- A migração de óleo lubrificante de um compressor para outro é evitada.

O ciclo de refrigeração subcrítico, Figura 3, é operado abaixo do ponto crítico do fluido refrigerante. Para o ciclo subcrítico de CO_2 , as pressões de trabalho são maiores que as pressões dos refrigerantes convencionais utilizados em sistemas de refrigeração em cascata. Para evitar as altas pressões em todo o sistema, utiliza-se o sistema em cascata com outro fluido. Dessa forma, cada fluido opera em uma determinada faixa de temperatura e pressão, onde os sistemas são conectados através de um trocador de calor, chamado de trocador de calor em cascata, o qual realiza a condensação do fluido do estágio de baixa temperatura (CO_2) e a evaporação do fluido de alta temperatura (R134a, R717, R404A, etc), ou seja, o evaporador do estágio de alta remove calor do condensador do estágio de baixa, (BANDARRA FILHO, 2011).

Conforme UNISINOS (2017), o ajuste das cargas no condensador em cascata é difícil, de tal forma que geralmente são superdimensionados. Nos sistemas reais, deve-se prever uma diferença de temperaturas entre os refrigerantes na condensação e evaporação (no condensador em cascata) o que conduz a uma perda de eficiência. Para uso a baixas temperaturas, o superaquecimento é extremamente prejudicial, em função do efeito

volumétrico de refrigeração o que conduz a necessidade de ajustar esse valor a um mínimo necessário, para evitar a entrada de líquido no compressor.

Figura 3 - Ciclos subcrítico e transcrito em diagrama P-h



Fonte: Adaptado de Bandarra Filho, 2011.

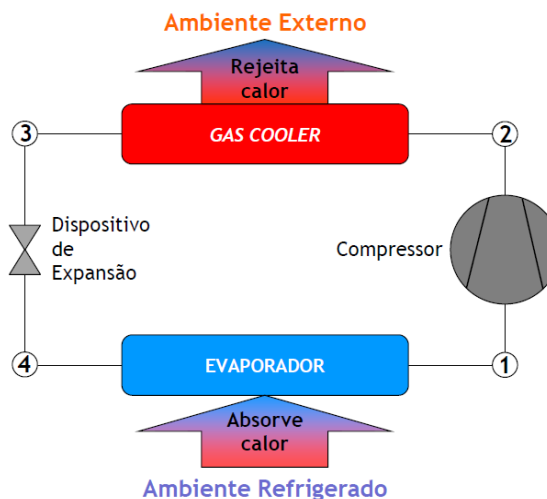
2.4 Ciclo de refrigeração transcrito

O ciclo de refrigeração transcrito é um sistema em que o fluido refrigerante é comprimido até uma pressão acima do ponto crítico, não havendo a condensação do gás, e assim, este só pode ser resfriado. Neste ciclo, o condensador é trocado por um trocador de calor (*gás cooler*) cuja função é resfriar o gás, reduzindo sua temperatura durante a perda de calor, fazendo com que as outras propriedades variem rapidamente próximas ao ponto crítico, quando em um processo isobárico. Esse sistema atinge altas pressões tanto no lado de alta como no lado de baixa pressão, necessitando de equipamentos especiais para suportá-las (BANDARRA FILHO, 2011).

O ciclo transcrito padrão é composto basicamente de quatro equipamentos: dispositivo de expansão, *gás cooler*, evaporador e compressor, como podem ser observados na Figura 4. Nesse ciclo, o fluido é descarregado do compressor a alta temperatura e pressão (condição transcrito). No *gás cooler*, o fluido refrigerante rejeita calor para o ambiente externo por meio de um processo isobárico, reduzindo a temperatura. Na saída do *gás cooler*, ainda sobre a condição transcrito, o fluido passa por um dispositivo de expansão, onde reduz sua temperatura e pressão ocorrendo à mudança para

uma condição bifásica. No evaporador o fluido absorve calor do ambiente refrigerado e volta a ser comprimido no compressor, reiniciando o ciclo.

Figura 4 - Esquema padrão de um sistema de refrigeração transcrito



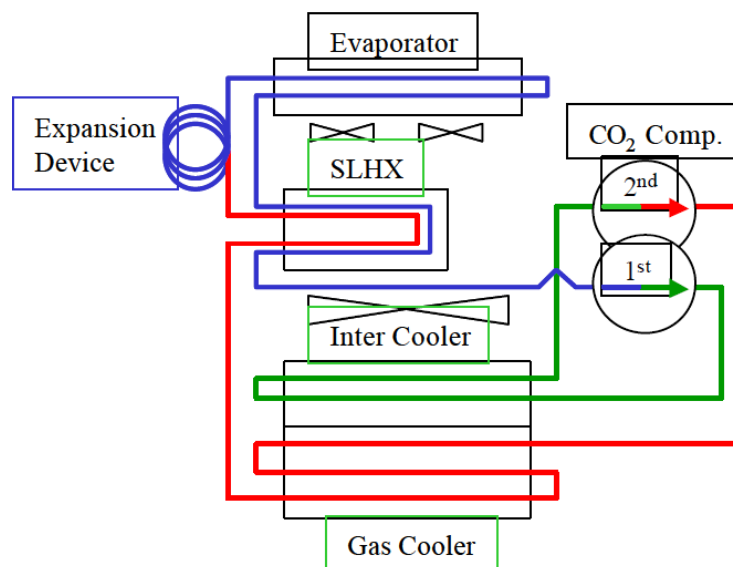
Fonte: Carvalho, 2015.

Uma desvantagem do ciclo transcrito é que para temperaturas do ambiente externo elevadas o desempenho do sistema diminui, gerando a necessidade de realizar modificações no ciclo para aumentá-lo. Tais modificações podem ser:

- Uso de trocador de calor interno (SLHX);
- Uso de um dispositivo de recuperação de energia, por exemplo, uma turbina;
- Compressão em múltiplo estágio, tanto em série quanto em paralelo;
- Uso de resfriador intermediário, *intercooler*;
- Uso de ejetor.

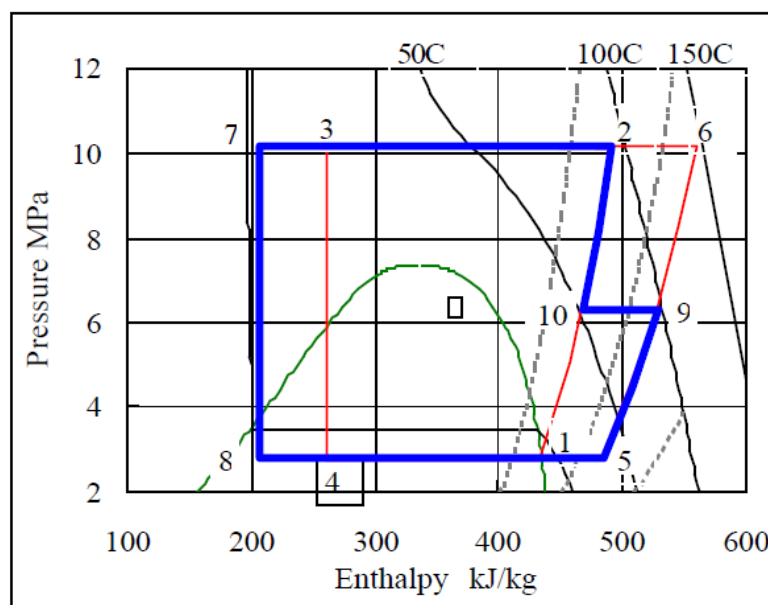
Algumas das modificações citadas acima para melhorar o desempenho do ciclo transcrito será objeto deste trabalho, como o uso de compressão em múltiplos estágios e o uso do trocador de calor interno (SLHX), o qual melhora o desempenho do ciclo uma vez que a capacidade de resfriamento do sistema aumenta. Porém, segundo Haruhisa (2004), o ciclo com SLHX promove altas temperaturas de descarga por causa do gás de aspiração aquecido. Como a temperatura de descarga muito elevada não é recomendado por causa da confiabilidade do ciclo de refrigeração, qualquer contramedida deve ser realizada, o que justifica o uso do resfriador intermediário, o qual reduz a temperatura de descarga do SLHX. A Figura 5 mostra um esquema de um ciclo de refrigeração transcrito com tais equipamentos e a Figura 6 a representação do ciclo em um diagrama P x h.

Figura 5 - Esquema de um sistema transcrítico com SLHX e intercooler



Fonte: HARUHISA, 2004.

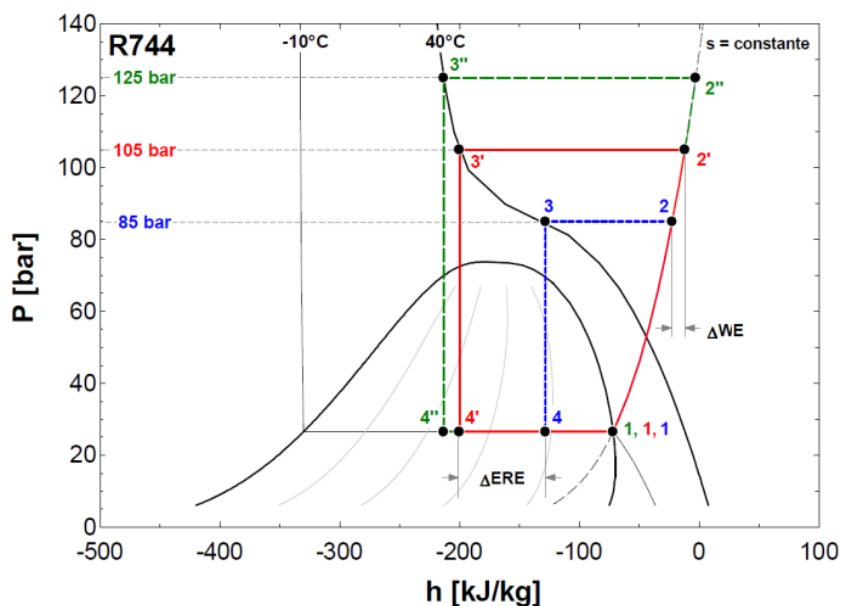
Figura 6 - Diagrama P x h de um ciclo transcrítico com SLHX e intercooler



Fonte: HARUHISA, 2004.

Inokuty (1928) foi o primeiro a perceber que o aumento da pressão de descarga do compressor eleva tanto o efeito frigorífico como o trabalho de compressão, existindo, portanto, um valor ótimo que maximiza o COP. A Figura 7 mostra o efeito da pressão de descarga sobre o COP de um sistema transcrítico, onde a temperatura de evaporação foi mantida a -30°C e a de saída do gás cooler a 40°C .

Figura 7 - Efeito da pressão de descarga sobre o COP de um sistema transcrítico



Fonte: Montagner, 2013.

Segundo Montagner (2013), a pressão de descarga pode ser controlada mais eficientemente através do controle de massa de refrigerante compreendido na região de alta pressão. O ajuste da pressão ótima exige uma correlação matemática, que relaciona a pressão ideal com algumas condições de operação do sistema. Sarkar (2008) propôs uma correlação que é capaz de obter a condição para a pressão ideal de descarga teórica em função das derivadas das curvas isotérmicas e isentrópicas para a entrada do dispositivo de expansão e descarga do compressor.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste item será apresentado um levantamento bibliográfico sobre alguns trabalhos realizados a respeito dos ciclos analisados neste trabalho, bem como as conclusões obtidas por cada autor.

Yumrutas et al, (2002) apresentaram um modelo computacional baseado na análise exergética para investigar os efeitos das temperaturas de evaporação e condensação nas perdas de pressão, destruição de exergia, eficiência da 2ª lei e o coeficiente de desempenho de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor de simples estágio usando amônia como fluido refrigerante.

Para análise de resultados, Yumrutas et al, 2002, usaram trocadores de calor compactos, compressor com eficiência isentrópica de 85%, temperaturas da sala fria e do ar ambiente iguais a 0°C e 20°C, respectivamente. A temperatura de saída do evaporador varia entre -20°C e -4°C, enquanto a temperatura de condensação é mantida constante a 30°C. Posteriormente, a temperatura de saída do condensador varia entre 24°C e 40°C, enquanto a temperatura de evaporação é mantida constante a -4°C. A carga de resfriamento usada é de 1 kW.

Eles verificaram que as temperaturas de evaporação e condensação têm efeitos significativos na destruição de exergia no evaporador, no condensador, na eficiência do ciclo pela segunda lei e no COP, mas poucos efeitos nas perdas de exergia no compressor e na válvula de expansão. A eficiência exergética e o COP aumentaram e a destruição de exergia total diminuiu com a diferença de temperatura decrescente entre o evaporador e o espaço refrigerado e entre o condensador e o ar externo.

Os autores obtiveram como resultados mais relevantes os listados abaixo:

- A perda de pressão no evaporador diminui com o aumento da temperatura de evaporação;
- A perda de pressão no evaporador aumenta e no condensador diminui com o aumento da temperatura de condensação;
- As maiores porcentagens de destruição de exergia ocorrem no evaporador e condensador, enquanto as perdas de exergia são cerca de 10% ou menos para outros componentes.
- A destruição de exergia no condensador aumenta e no evaporador diminui com o aumento da temperatura de evaporação;
- A destruição de exergia no condensador diminui e no evaporador aumenta com o aumento da temperatura de condensação;

- A destruição de exergia no condensador é maior que no evaporador;
- A eficiência do ciclo pela segunda lei aumenta com o aumento da temperatura de evaporação e diminui com a diminuição da temperatura de condensação;
- O COP do sistema aumenta com o aumento da temperatura de evaporação e diminuição da temperatura de condensação;

Lee et al (2006) analisaram termodinamicamente um sistema de refrigeração em cascata que utiliza CO_2 e NH_3 como fluidos refrigerantes juntamente com vários parâmetros de projeto, para determinar a temperatura de condensação ideal no condensador em cascata, para maximizar o COP e minimizar a destruição de exergia. Os parâmetros de projeto incluem a temperatura de evaporação, a temperatura de condensação e a diferença de temperatura no condensador em cascata.

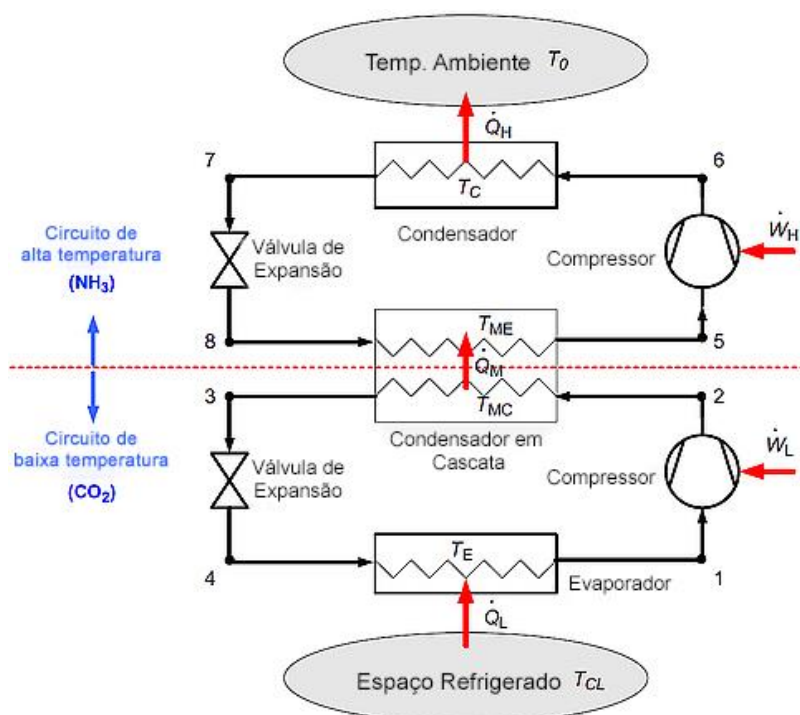
No estudo do estado da arte, os autores evidenciaram que para aplicações de baixa temperatura, como congelamento rápido e armazenamento de alimentos congelados, em que a temperatura de evaporação fica entre -40°C e -55°C , o sistema de compressão a vapor em um único estágio é inadequado. Esse fato justifica o uso de um sistema de refrigeração em duas etapas, ou em cascata, para aplicações de baixa temperatura.

Em seu trabalho, os autores, ressaltaram que, no que diz respeito à proteção ambiental, o uso de fluidos refrigerantes naturais em sistemas de refrigeração, demonstrou ser uma solução para os fluidos refrigerantes fluorcarbonados. Há também uma revisão das propriedades e características da amônia e do dióxido de carbono, o que justifica o uso da NH_3 no circuito de alta temperatura e do CO_2 no circuito de baixa temperatura, como pode ser visto na Figura 8.

No estudo, os autores além de realizar uma análise energética, quantificam a destruição de exergia em cada componente, para determinar a contribuição de cada um sobre a eficiência global do sistema. Eles apresentam também a eficiência isentrópica e volumétrica dos compressores como uma função da razão de pressão dos compressores.

No esquema da Figura 8, tanto a amônia como o dióxido de carbono operam no modo subcrítico. Para a análise dos resultados, a capacidade de refrigeração do sistema de teste é de 175 kW, os compressores são do tipo parafuso com potência nominal igual a 90kW. As temperaturas de condensação utilizadas no estudo paramétrico são 35, 40 e 45°C , enquanto as temperaturas de evaporação são -45 , -50 e -55°C e a diferença de temperatura no condensador em cascata são consideradas como 3, 4 e 5°C .

Figura 8 - Diagrama do sistema de refrigeração em cascata contendo NH₃/CO₂



Fonte: Adaptado de Lee et al, 2006.

Como principais resultados, Lee et al, (2006) obtiveram:

- A temperatura de condensação ideal de um condensador em cascata aumenta com a temperatura de condensação, temperatura de evaporação e diferença de temperatura do condensador em cascata, enquanto o COP aumenta apenas com a temperatura de evaporação, mas diminui à medida que a temperatura de condensação ou a diferença de temperatura no condensador em cascata aumentam;
- Foram obtidas duas correlações para determinar a temperatura de condensação ideal do condensador em cascata e o COP máximo correspondente. Essa correlação depende da temperatura de condensação, temperatura de evaporação e diferença de temperatura do condensador em cascata;
- As taxas de destruição de exergia dos componentes no circuito de amônia, exceto o condensador em cascata, caíram quando a temperatura de condensação do condensador em cascata aumentou;
- As taxas de destruição de exergia do compressor, válvula de expansão e evaporador no circuito de dióxido de carbono aumentaram com a temperatura de condensação do condensador em cascata.

Getu et al (2008) fizeram uma análise termodinâmica do sistema de refrigeração em cascata de R744/R717 para otimizar os parâmetros de projeto e operação do sistema. O projeto e os parâmetros operacionais considerados incluem no circuito de alta temperatura (NH_3): temperatura de condensação, grau de sub-resfriamento, temperatura de evaporação e grau de superaquecimento. No circuito de baixa temperatura (CO_2) os parâmetros são: temperatura de evaporação, grau de superaquecimento, temperatura de condensação e grau de sub-resfriamento. Foi realizada também uma análise de regressão linear para desenvolver expressões matemáticas para COP máximo, temperatura de evaporação ideal para o R717 e uma relação de fluxo de massa ideal entre o R717 e o R744.

Os autores realizaram um estudo onde no circuito de alta temperatura da Figura 9, poderiam ser utilizados como fluido refrigerante: amônia (R717), propano (R290), propileno (R1270), etanol ou R404A, enquanto que no circuito de baixa temperatura o dióxido de carbono (R744) era utilizado.

Os autores evidenciaram uma preocupação com os sistemas de refrigeração em cascata quanto ao custo inicial da instalação que chega a ser 10% maior que os tradicionais sistemas de expansão direta. Porém esse custo pode ser compensado pela redução da carga de refrigerante, além da vantagem ambiental, uma vez que o sistema em cascata possui menor nível de emissões diretas em comparação com o sistema de único estágio com R404A.

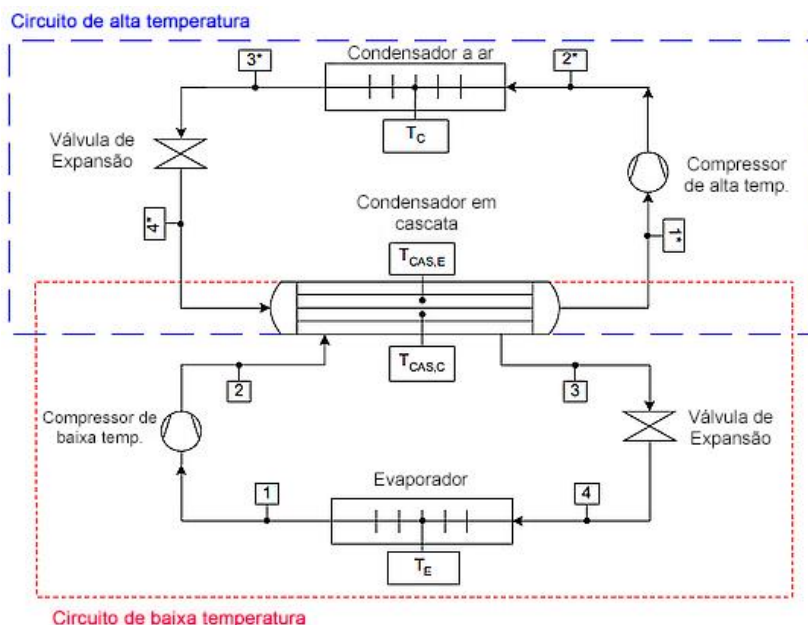
Outra melhoria, relatada por Getu et al (2008), que também pode ser observada em sistemas em cascata é a quantidade reduzida de superaquecimento na temperatura de descarga do circuito de alta temperatura, que resulta em uma capacidade reduzida do condensador de alta temperatura e um efeito de refrigeração mais elevado. O condensador do circuito de alta temperatura, o condensador em cascata e as perdas do evaporador também podem ser reduzidas se o tamanho dos trocadores de calor forem adequadamente otimizados.

Os circuitos de alta e baixa temperatura foram observados separados para analisar o efeito do grau do sub-resfriamento e superaquecimento, mantendo os demais parâmetros operacionais constantes. Estes parâmetros são a temperatura de condensação do R717 (40°C), temperatura de evaporação do R744 (-50°C), diferença de temperatura do condensador em cascata (5K), temperatura de evaporação do R717 (-5°C) no condensador em cascata. O grau de sub-resfriamento dos ciclos de baixa e alta temperatura foi variado de 0 a 10K.

Os autores obtiveram uma correlação matemática que permite calcular o COP máximo do sistema, a temperatura de evaporação ideal de R744 e a relação do fluxo de massa ideal em função do grau de sub-resfriamento, superaquecimento, temperatura de

evaporação, temperatura de condensação e diferença de temperatura no condensador em cascata.

Figura 9 - Esquema do sistema de refrigeração em cascata de dois estágios



Fonte: Adaptado de Getu et al, 2008.

Como conclusões relevantes, Getu et al, (2008), obtiveram:

- Aumento do superaquecimento proporciona um aumento da taxa do fluxo de massa, mas reduz o COP do sistema;
- Aumento do sub-resfriamento proporciona um aumento tanto no fluxo de massa, quanto no COP do sistema;
- Um aumento da temperatura de condensação resultou em uma diminuição no COP e em um aumento da razão do fluxo de massa dos refrigerantes;
- Aumento da temperatura de evaporação proporciona um aumento do COP e uma diminuição da taxa de fluxo de massa;
- Aumento da diferença de temperatura no condensador em cascata reduziu tanto as relações de fluxo de massa quanto à massa dos refrigerantes;
- Um aumento da eficiência isentrópica dos compressores aumentou o COP linearmente;

Razayan et al, (2011) propuseram uma otimização termoeconômica e uma análise exergética de um ciclo de refrigeração em cascata com CO_2/NH_3 . A capacidade de refrigeração, a temperatura ambiente e a temperatura do espaço refrigerado são restrições do procedimento de otimização. São escolhidos como variáveis de decisão quatro

parâmetros, que são: temperatura de evaporação e condensação do dióxido de carbono, temperatura de condensação da amônia, diferença de temperatura no condensador em cascata. A função objetivo é o custo anual total do sistema, que inclui os custos de exergia de insumos para o sistema e o custo de capital anualizado do sistema. A exergia fornecida para o sistema é o consumo de eletricidade de compressores e ventiladores, e o custo de capital inclui custos de compra de componentes.

Os autores ressaltaram que em aplicações de baixa temperatura, onde as temperaturas de evaporação podem atingir de -30 a -55°C o sistema de único estágio possui pior desempenho que o sistema em cascata, uma vez que há uma diferença de temperatura elevada entre a fonte de calor e o dissipador de calor, tornando o sistema de único estágio menos econômico. Outro fator destacado pelos autores para justificar que o sistema de único estágio é menos econômico, é que existe uma relação de alta pressão de saída e alta temperatura do óleo que resultará em baixa eficiência volumétrica e um baixo coeficiente de desempenho do sistema.

No circuito de alta temperatura o fluido usado é amônia, enquanto que no lado de baixa temperatura usou-se CO_2 . Baseado neste ciclo, Razayan et al (2011) fizeram uma análise energética, exérgica e de custo para cada equipamento do ciclo. Na modelagem dos compressores, os autores assumiram que a eficiência isentrópica é função da relação de pressão e a eficiência combinada do motor mecânico e do compressor é igual a 0,93.

Para justificar a análise termoeconômica, Razayan et al (2011) comentaram que os métodos de otimização baseado em apenas relações termodinâmicas, como geração de entropia ou irreversibilidade, levam a otimização do COP do sistema, mas isso pode aumentar o custo anual do sistema. O objetivo da otimização termoeconômica é alcançar uma relação (*trade-off*) entre os custos de capital e os custos da exergia de insumos do sistema. Assim o objetivo geral do método é minimizar o custo unitário do produto do sistema para um produto de saída fixo ou maximizar o produto de saída para um custo total fixo do sistema. Desta maneira, os autores mostram relações para o custo de cada equipamento e o custo total do sistema, considerando um fator de recuperação de capital.

Para comparação do método proposto, foi utilizado um caso base, porém com variáveis fixas, conforme pode ser visto na Tabela 3.

Assim, os autores fizeram comparações do caso base com o método de otimização proposto, obtendo as seguintes conclusões:

- Com uma capacidade de resfriamento constante de 40kW, o custo anual do sistema foi reduzido em 9,34% em comparação com o caso base;
- A análise exérgica do sistema mostrou que a maior destruição de exergia está no condensador, avaliada em 33,49%, e a menor está na válvula de expansão do circuito de dióxido de carbono, avaliada em 5,2%.

Tabela 3 - Características do caso base e otimizado

Parâmetros	Caso base	Caso otimizado
Capacidade de resfriamento	40kW	-
Temperatura de condensação da amônia	45°C	56,27°C
Temperatura de evaporação CO ₂	-55°C	-56°C
Temperatura de condensação CO ₂	0°C	-8,095°C
Diferença de temperatura do condensador em cascata	10°C	3.446°C
Temperatura ambiente	25°C	-
Temperatura do espaço refrigerado	-45°C	-
Período de operação	15 anos	-
Período de operação por ano	6570 h	-
Taxa de juros anual	8%	-
Custo eletricidade	0,07 \$kW ⁻¹ h ⁻¹	-
Área condensador	687,7 m ²	494,8 m ²
Área evaporador	221,8 m ²	218,2 m ²
Área condensador cascata	107,2 m ²	169,7 m ²
Potência compressor alta temperatura	26,52 kW	35,35 kW
Potência compressor baixa temperatura	31,72 kW	24,11 kW
Potência ventilador condensador	2,233 kW	3,012 kW
Potência ventilador evaporador	0,5239 kW	0,5389 kW
Custo Total	12,0531 \$	10,9242 \$

Fonte: Adaptado de Razayan et al, 2011.

Tassou et al (2011) citaram que o desempenho dos sistemas com CO₂ ainda requer melhorias adicionais para economizar energia. Assim, uma das técnicas mais eficientes seria investigar e empregar os controles ideais para as pressões do lado de alta do fluido refrigerante em vários estados operacionais. Os autores elaboraram um modelo termodinâmico para avaliar os efeitos de alguns parâmetros operacionais, incluindo a pressão do lado de alta, temperatura do ar ambiente, pressão intermediária do refrigerante, temperatura de evaporação média e baixa, superaquecimento, efetividade do trocador de calor da linha de sucção e eficiência do compressor, sobre o desempenho do sistema.

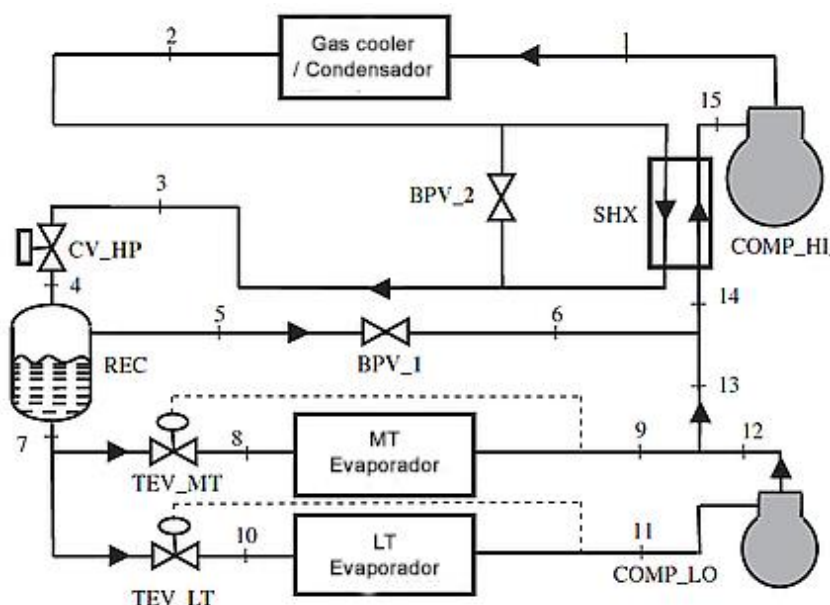
A pressão do lado de alta ideal foi estabelecida em função da temperatura do ar ambiente, efetividade do trocador de calor da linha de sucção e da eficiência do compressor. O ciclo analisado pelos autores está representado na Figura 10. Este ciclo é um sistema de CO₂ *booster system* aplicado em supermercados, onde é composto por quatro seções de pressão: alta, intermediária, média e baixa. Isso favorece o uso em sistemas de refrigeração de supermercados uma vez que possui dois circuitos de temperatura, uma de média e outro

de baixa, o que pode servir para os gabinetes de refrigeração e salas frias e nas instalações de alimentos congelados, respectivamente.

Tassou et al (2011) propuseram uma relação matemática para encontrar a pressão ideal do lado de alta pressão, através da solução de uma equação diferencial. Porém, devido à alta não linearidade envolvida na solução, os autores deixaram claro que será mais fácil obter a solução através de análises sensíveis usando o modelo termodinâmico.

Ao analisar a equação diferencial, os autores notaram que a pressão ideal do lado de alta depende fortemente da pressão intermediária, da pressão do evaporador de média temperatura, da pressão do evaporador de baixa temperatura, do grau de superaquecimento dos evaporadores de média e baixa temperatura, eficiência do compressor de alta pressão, efetividade do trocador de calor SHX e da temperatura do ar ambiente.

Figura 10 - Sistema de refrigeração de CO₂ booster system



Fonte: Adaptado de Tassou et al, 2011.

Através de uma análise dos parâmetros listados acima com relação à pressão ideal do lado de alta pressão, os autores chegaram a uma relação matemática para o cálculo da pressão ideal do lado de alta pressão.

Como conclusões principais, os autores destacam:

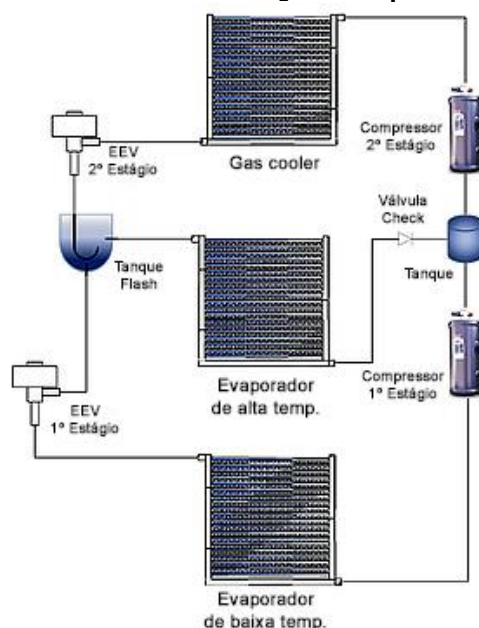
- Com a análise termodinâmica e a simulação, verifica-se que a pressão ótima do fluido refrigerante do lado de alta pressão varia apenas com a temperatura do ar ambiente, a efetividade do trocador de calor da linha de sucção e a eficiência isentrópica do compressor de alta temperatura, mas é independente das pressões intermediárias, das pressões dos evaporadores de média e baixa

temperatura e do grau de superaquecimento dos evaporadores de média e baixa temperatura;

- O COP do sistema, a pressão intermediária e a eficiência do compressor de alta temperatura são grandezas inversamente proporcionais, ou seja, para aumentar o valor do COP do sistema é necessário diminuir as outras duas variáveis o máximo possível;
- Embora o grau de superaquecimento nos evaporadores de média e baixa temperatura não influencie no COP, os valores mínimos são preferidos para melhorar os desempenhos dos evaporadores e compressores.

Shin et al (2014) realizaram um estudo em um ciclo de CO₂ com compressão de dois estágios e com duas temperaturas de evaporação diferentes (Figura 11) a fim de avaliar a interferência da temperatura e da velocidade do ar externo e da abertura da válvula de expansão eletrônica do 2º estágio (EEV) sobre o desempenho do sistema.

Figura 11 - Esquema de um ciclo de CO₂ de compressão em dois estágios



Fonte: Adaptado de Shin et al, 2014.

O trabalho apresenta uma comparação do CO₂ com outros fluidos refrigerantes, evidenciando o benefício que se tem ao adotar o uso do dióxido de carbono devido ao fortalecimento das regulamentações ambientais em todo o mundo.

O fluido refrigerante descarregado do compressor de segundo estágio é expandido na EEV de 2º estágio e depois flui para o tanque *flash*. Parte do refrigerante líquido do tanque *flash* passa pela EEV de 1º estágio onde é expandido e depois flui para o

evaporador de baixa temperatura, enquanto a parte restante do refrigerante passa pelo evaporador de alta temperatura e depois é misturado com o refrigerante descarregado do compressor de 1º estágio.

Como o ciclo opera em condições de alta temperatura, foram utilizados compressores fechados de dois estágios rotativos com alta eficiência e resistência. O volume varrido pelos compressores de 1º e 2º estágio são 7,19 e 18,87 cm³, respectivamente. Os autores apresentaram uma equação que correlaciona as variáveis relacionadas às mudanças na pressão de descarga do compressor, como eficiência volumétrica, eficiência isentrópica, fluxo de massa, potência requerida no compressor e temperatura de descarga do compressor.

Os autores apresentaram as modelagens de cada equipamento que constitui o ciclo, bem como as equações, as considerações e os detalhes construtivos. As condições básicas de simulação para levantamento dos resultados usada pelos autores são apresentadas na Tabela 4.

Tabela 4 - Condições básicas para simulação

Elementos	Parâmetros	Condições
<i>Gas Cooler</i>	Temperatura ar entrada (°C)	30
	Velocidade do ar entrada (m/s)	2,5
	Umidade relativa (%)	55
Evaporador de alta temperatura	Temperatura ar entrada (°C)	5
	Velocidade do ar entrada (m/s)	2
	Umidade relativa (%)	80
	Grau Superaquecimento (°C)	8
Evaporador de baixa temperatura	Temperatura ar entrada (°C)	-12
	Velocidade do ar entrada (m/s)	2
	Umidade relativa (%)	80
	Grau Superaquecimento (°C)	6
Abertura EEV 1º estágio (%)		21
Abertura EEV 2º estágio (%)		56

Fonte: Adaptado de Shin et al, 2014.

Shin et al (2014) analisaram a influência que a formação da camada de gelo com o passar do tempo tinha sobre evaporador em condições de baixa temperatura, onde observou-se que a capacidade de resfriamento foi reduzida com o crescimento da camada de gelo.

Como conclusões mais relevantes têm-se:

- Na condição de crescimento da camada de gelo estima-se que as capacidades de resfriamento totais dos dois evaporadores diminuíram de 10, 20 e 30% em

relação à condição sem formação de gelo, quando haviam passado 260, 320 e 440 segundos, respectivamente;

- Na condição de crescimento de gelo, o COP diminuiu rapidamente após 250s;
- Quando a capacidade de resfriamento foi diminuída de 10, 20 e 30%, o COP foi reduzido em 11,2, 21,8 e 31,2%, respectivamente;
- À medida que a temperatura externa aumentou, a capacidade de resfriamento total foi reduzida em 10,7% na condição sem formação de gelo e de 3,1, 6,3 e 6,9% quando a capacidade de resfriamento foi reduzida em 10, 20 e 30%, respectivamente;
- Em todas as condições o consumo total de energia para os compressores aumentou em 15,1 e 15,9%. Isso levou a uma redução no COP de 22,9% na condição sem formação de gelo e de 16,1, 18,9 e 19,4% quando a capacidade de resfriamento foi reduzida em 10, 20 e 30%, respectivamente;
- A mudança na abertura da EEV 2º estágio afetou significativamente a pressão do refrigerador e o fluxo de massa e o estado do refrigerante que flui nos compressores de 1º e 2º estágios, resultando em uma diminuição no desempenho do sistema.

Sharma et al (2014) apresentaram uma análise de oito sistemas de refrigeração comuns em aplicações supermercadistas, contemplando desde o subcrítico simples e em cascata até o transcrito com CO₂, com o objetivo de otimizar parâmetros operacionais desses sistemas. Além disso, o desempenho dos sistemas de refrigeração selecionados com dióxido de carbono é comparado ao sistema de expansão direta com R404A, em oito zonas climáticas dos Estados Unidos.

Os autores mostraram uma preocupação em atender as regulamentações ambientais, cada vez mais rigorosas, o que justifica analisar o desempenho do CO₂, que é um fluido com baixo impacto, com o R404A que é um fluido sintético com impacto maior que do dióxido de carbono. Um fator que contribui para agravar o impacto ambiental dos fluidos refrigerantes é a taxa de vazamento dos sistemas de refrigeração. Anualmente, a taxa de vazamento é estimada de 3% a 35% para equipamentos em uso, sendo as maiores perdas (>25%) características dos equipamentos mais velhos e as taxas mais baixas (<15%) típicas de equipamentos mais novos.

Outra abordagem realizada pelos autores é que o impacto ambiental indireto do sistema de refrigeração pode ser reduzido aumentando a eficiência energética ou diminuindo o consumo de energia do sistema, que pode ser diminuído através da redução da carga no sistema de refrigeração. O uso de expositores fechados, em vez de expositores abertos, reduz o consumo de energia dos sistemas, além de iluminação de LED, degelo de

demanda, motores dos ventiladores e evaporadores operados eletronicamente e aquecedores controlados pela umidade.

Sharma et al (2014) apresentaram, também, uma análise energética dos sistemas analisados com o objetivo de otimizar e analisar a influência que alguns parâmetros, como efetividade do trocador de calor interno e grau de superaquecimento do evaporador têm sobre o COP dos sistemas. Para elaboração do modelo energético de cada sistema, os autores adotaram as seguintes considerações:

- Queda de pressão e perda/ganho de calor desprezíveis nas linhas de sucção;
- Somente líquido saturado e vapor saturado saem do tanque;
- Eficiência isentrópica dos compressores de baixa pressão, alta pressão e *bypass* de 0,65;
- Válvulas de expansão isoentálpicas;
- O consumo de energia dos ventilados do resfriador de gás foi assumido como sendo aproximadamente igual para todos os sistemas, de modo que a potência do ventilador não foi incluída nos cálculos do COP.

Na análise dos resultados, Sharma et al (2014) adotaram os seguintes valores para alguns parâmetros:

- A temperatura ambiente variou entre 0°C e 40°C;
- Os valores da efetividade dos trocadores de calor interno (SLHX) foi de 0, 0,4 e 0,7;
- O grau de superaquecimento dos evaporadores foi de 10K ou 15K para cargas de baixa e média temperatura;
- A carga de resfriamento de média temperatura foi de aproximadamente duas vezes o valor da carga de resfriamento de baixa temperatura;
- Não foi assumido grau de sub-resfriamento nos condensadores;
- A pressão intermediária no tanque foi fixada em 3,5 MPa;

Após a modelagem e análise dos resultados, Sharma et al, (2014), concluíram que:

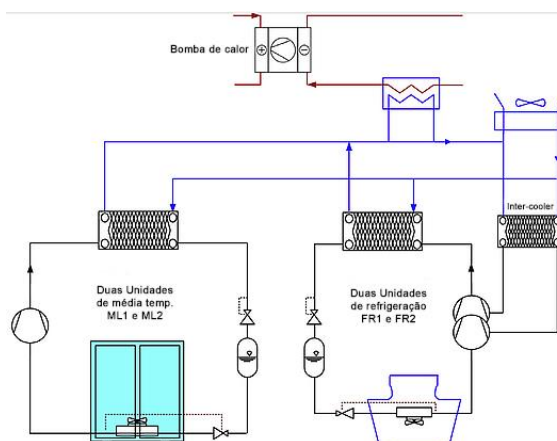
- O superaquecimento do evaporador, geralmente, tem um impacto insignificante sobre o COP dos sistemas de refrigeração baseados em CO₂;
- Um aumento da efetividade do SLHX tem um impacto insignificante no desempenho dos sistemas de reforço transcrito. No entanto, um aumento na efetividade do SLHX leva a um aumento no COP dos sistemas combinados 1 e 2 e uma diminuição no sistema 5. Além disso, um aumento da efetividade do SLHX no sistema 4 leva a um aumento do COP para temperaturas ambientes

menores que 15°C, mas uma diminuição para temperaturas ambientes maiores que 15°C;

- O sistema 8 e o sistema 4 são os sistemas mais eficientes entre os sistemas de reforço transcrítico e de cascata, respectivamente;

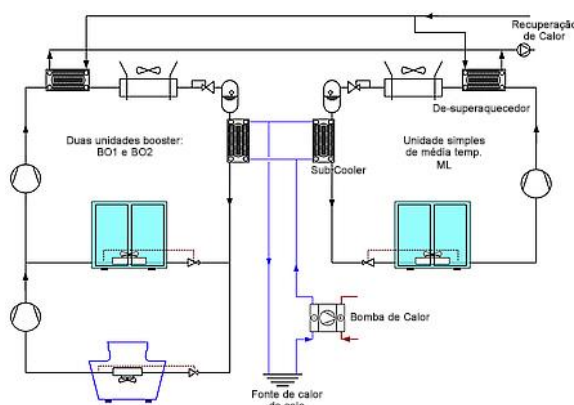
Sawalha et al (2015) investigaram o desempenho de três sistemas de refrigeração transcríticos com CO₂ (TR1, TR2 e TR3) com base em medições de campo que foram realizadas em cinco supermercados na Suécia. As capacidades de resfriamento, o nível de temperatura baixa e média e os COP's são medidos e/ou calculados para intervalos de 10 minutos e uma média mensal é obtida. Os resultados indicam que os sistemas que utilizam remoção de gás do tanque intermediário tem relativamente o COP total mais elevado. O que justifica tal fato são as maiores temperaturas de evaporação, superaquecimento interno e externo e maior eficiência total dos compressores. As Figuras 12, 13 e 14 exemplificam os três ciclos transcríticos.

Figura 12 - Diagrama esquemático do ciclo TR1



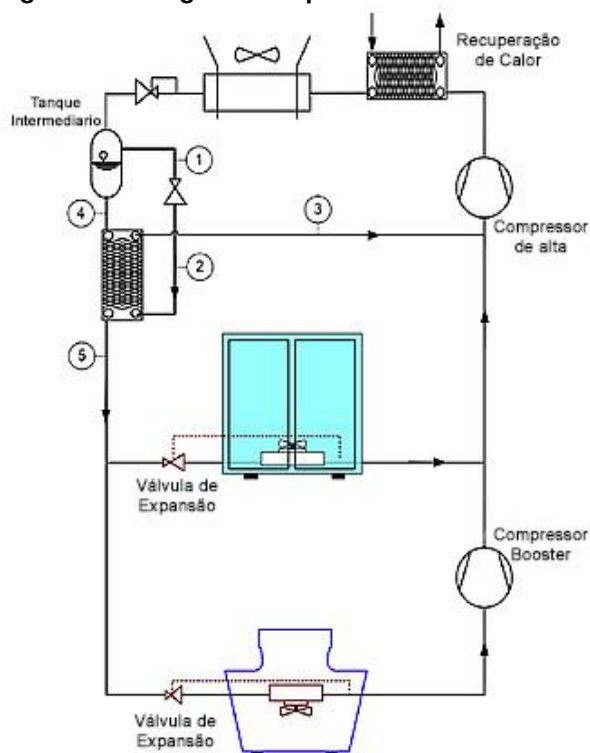
Fonte: Adaptado de Sawalha et al, 2015.

Figura 13 - Diagrama esquemático do ciclo TR2



Fonte: Adaptado de Sawalha et al, 2015.

Figura 14 - Diagrama esquemático do ciclo TR3



Fonte: Adaptado de Sawalha et al, 2015.

Há também, no trabalho de Sawalha et al (2015), uma breve descrição dos três tipos de sistemas estudado por eles. O sistema TR1 é uma solução paralela que consiste em dois circuitos separados, onde no circuito de baixa temperatura ocorre compressão em dois estágios, além do circuito de rejeição de calor ser acoplado a uma bomba de calor para aquecimento do supermercado. No sistema TR2 há compressores de reforço, além de que o calor é recuperado do sistema de refrigeração por meio dos superaquecedores para uso no aquecimento do espaço. O sistema TR3 tem duas unidades de reforço distintas, não possui sub-resfriamento e circuito de bomba de calor e, como no caso TR2, o calor também é recuperado do sistema através de um superaquecedor.

Os autores citaram que no norte da Europa tem ocorrido um crescimento muito grande do uso de sistemas transcriticals em supermercados. O motivo desse número elevado em comparação com os climas mais quentes é que os sistemas transcriticals possuem COP semelhante ou superior ao sistema convencional com HFC's a temperaturas ambientes inferiores a cerca de 25°C.

Sawalha et al (2015) descrevem em seu trabalho que os principais parâmetros geralmente utilizados para a avaliação dos sistemas de refrigeração são a capacidade de resfriamento, que pode ser estimada determinando o fluxo de massa do refrigerante e as entalpias nos pontos de entrada e saída dos evaporadores, e o COP do sistema. Para tratamento dos resultados, os autores colheram, em campo, os valores da temperatura e

pressão em cada ponto, mediram o consumo de energia elétrica e estimaram a taxa de fluxo de massa do refrigerante através da eficiência total dos compressores, que depende da potência elétrica dos compressores e da entalpia de entrada e saída.

Com os dados colhidos das medições em campo, os autores mostram as relações termodinâmicas que serão usadas nas análises dos resultados para calcular o COP e a capacidade de resfriamento de cada um dos três sistemas.

Os autores obtiveram como conclusões:

- Os sistemas TR2 e TR3 têm COP comparativamente elevado a altas temperaturas de condensação, isto é, os sistemas não apresentam a mesma queda do COP, como no caso do TR1, com o aumento da temperatura de condensação;
- Os COP's dos sistemas nem sempre diminuem com o aumento da pressão de descarga e não variam muito entre o inverno e os meses de verão;
- Os COP's dos níveis de baixa temperatura foram menos flutuantes do que dos níveis de média temperatura, pois as tampas de vidro instaladas nos congeladores proporcionam isolamento da umidade interior;
- Um sub-resfriamento mais elevado proporciona um COP de refrigeração mais elevado;
- Os sistemas que utilizam o sistema de reforço transcrito com remoção de gás do tanque intermediário possuem o COP total mais elevado. Essa melhoria energética no COP total pode chegar até 40%;
- A remoção do gás do tanque intermediário em 16%, o aumento da temperatura de evaporação em até 14% e o aumento da eficiência total dos compressores em até 14%, são as principais causas da melhoria do COP total do sistema de reforço transcrito com remoção de gás do tanque intermediário.

Shing et al (2016) apresentaram um estudo comparativo do desempenho de seis modificações importantes sobre um ciclo transcrito base, buscando investigar a interferência que cada modificação possui para aplicações de alta temperatura (35 a 55°C).

Os autores ressaltaram que o COP do ciclo transcrito base é muito baixo para aplicações em que as temperaturas do ambiente externo são elevadas, justificando as análises energéticas e exergéticas realizada em cada um dos seis ciclos, a fim de explorar como cada modificação interfere no desempenho do ciclo transcrito.

No trabalho, eles compararam o efeito que a temperatura ambiente, a queda de pressão no *gás cooler*, eficiência do compressor, superaquecimento no evaporador, eficiência da expansão, variação da vazão mássica e efetividade do trocador de calor interno (SLHX) tem sobre o COP do sistema. Para isso eles consideram que a perda de

calor para o ambiente é desprezível e os processos de evaporação, resfriamento do gás e troca de calor no trocador intermediário são processos isobáricos.

Os principais resultados obtidos são:

- Há um decréscimo acentuado no COP do sistema com o aumento da temperatura de saída do *gás cooler*;
- O COP do sistema com recuperação de trabalho é comparativamente elevado, devido à recuperação de trabalho no lugar das perdas no estrangulamento;
- Há um aumento acentuado da pressão de descarga do compressor com o aumento da temperatura de saída do *gás cooler* acima da temperatura crítica;
- Para elevada temperatura do ambiente externo, a pressão de descarga é mais baixa para os sistemas que utilizam expansor com SLHX;
- A temperatura de descarga do compressor encontra-se maior para os sistemas com SLHX para as três temperaturas de evaporação analisada (10°C, 0°C e -10°C);
- Para capacidades de resfriamento desejadas, a vazão mássica de CO₂ é mais baixa para o sistema com SLHX;
- Nos sistemas com IC (*Inter-Cooler*) e com expansor, a taxa de fluxo de massa é quase igual a do sistema base;
- A destruição de exergia com expansor é comparativamente menor para todas as temperaturas de evaporação devido ao trabalho recuperado;
- A eficiência do compressor e expansor influenciam no COP do sistema e com o seu aumento o desempenho dos ciclos melhoram;
- Na temperatura ambiente mais elevada, o uso de SLHX no ciclo base melhora o desempenho do sistema e o aumento da efetividade do SLHX acarreta num aumento da eficiência do sistema;
- O sistema com IC é o que possui a menor capacidade de arrefecimento do gás;
- O sistema com FGI é o que possui o melhor desempenho para temperaturas de saída do *gás cooler* mais baixa.

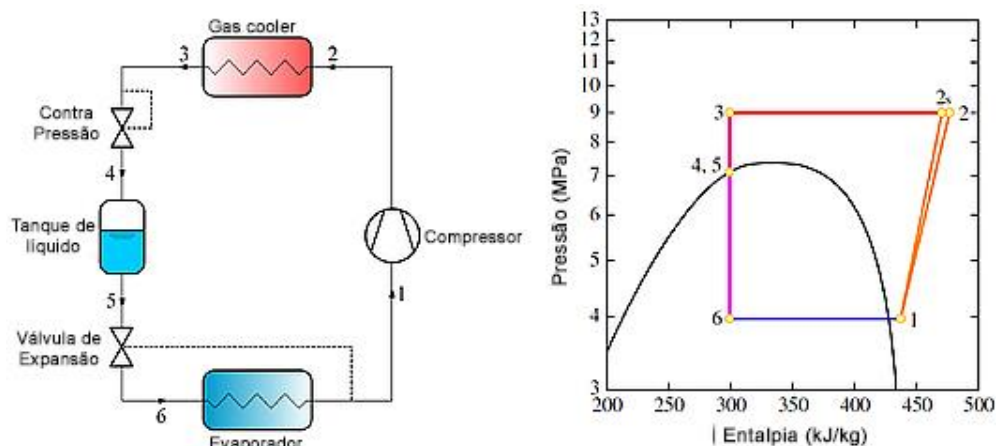
Dai et al (2017) propuseram novas configurações do ciclo de refrigeração transcrito combinadas com sub-resfriador termoelétrico (TES), expansor na região de alta pressão (EXP_{HM}), expansor na região de baixa pressão (EXP_{ML}) e uma combinação deles. Esses ciclos propostos são comparados com um ciclo base. As Figuras 15 a 19 mostram o ciclo

base e as modificações descritas. Para os ciclos, o COP máximo é obtido através de uma otimização simultânea da pressão de descarga e temperatura de sub-resfriamento.

Na revisão da literatura, os autores evidenciaram que para atender as novas regulamentações ambientais propostas, o dióxido de carbono vem tornando-se um fluido refrigerante muito promissor. Como características principais do CO_2 eles destacaram o fato de ser ecológico, com zero ODP e GWP igual a 1, não ser inflamável e nem tóxico, possuir excelentes propriedades termofísicas e de transporte.

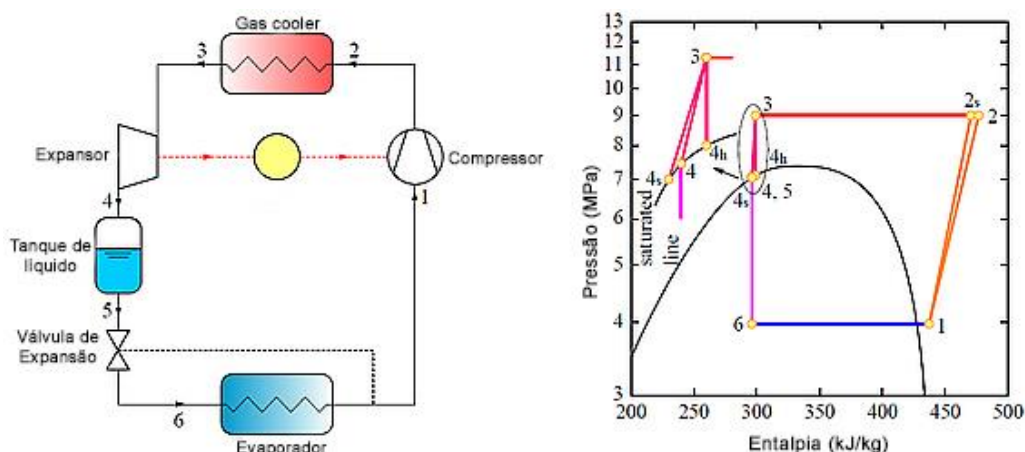
Dai et al (2017) também ressaltaram que o processo de rejeição de calor quase sempre está acima do ponto crítico, o que faz do sistema de refrigeração um ciclo transcrito. Porém devido à alta pressão do lado de alta temperatura, há uma enorme perda de carga e irreversibilidades, o que compromete o COP do ciclo, se comparado com os fluidos refrigerantes tradicionais, fato esse que vem incentivando pesquisadores a propor modificações para aumento o desempenho do ciclo transcrito com CO_2 .

Figura 15 - Ciclo de refrigeração transcrito de CO_2 base



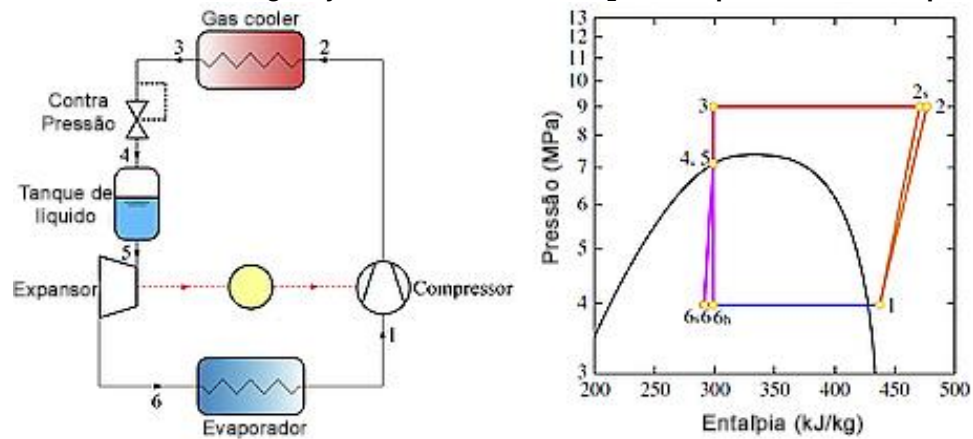
Fonte: Adaptado de Dai et al, 2017.

Figura 16 - Ciclo de refrigeração transcrito de CO_2 com expensor de alta pressão



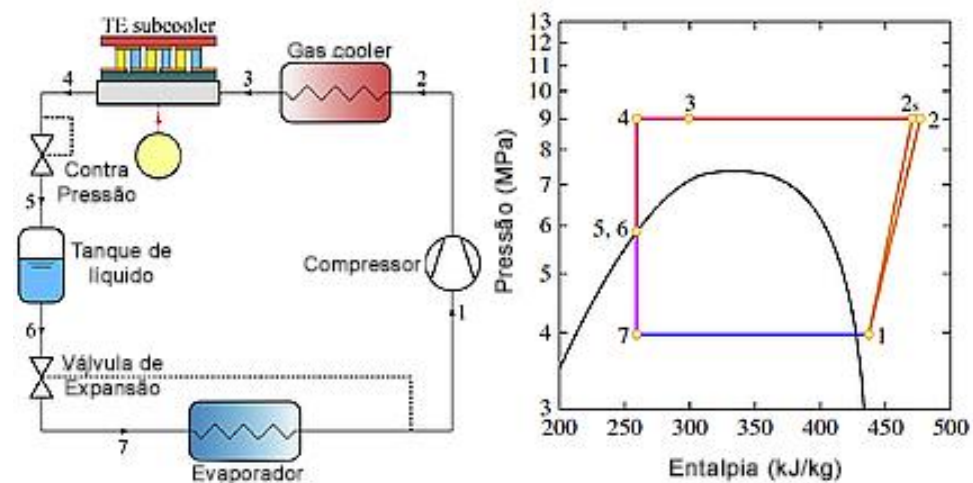
Fonte: Adaptado de Dai et al, 2017.

Figura 17 - Ciclo de refrigeração transcrito de CO₂ com expensor de baixa pressão



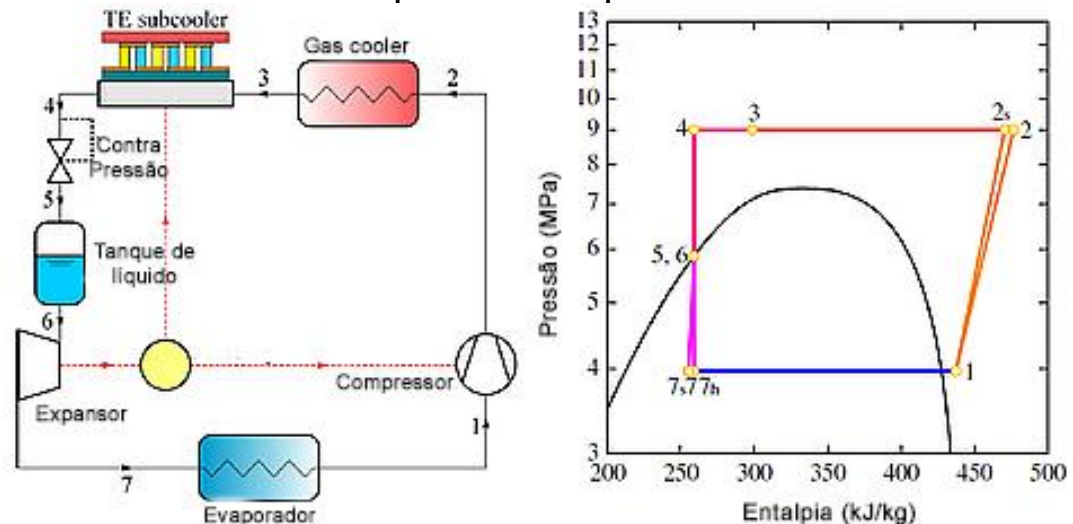
Fonte: Adaptado de Dai et al, 2017.

Figura 18 - Ciclo de refrigeração transcrito de CO₂ com sub-resfriador termoelétrico



Fonte: Adaptado de Dai et al, 2017.

Figura 19 - Ciclo de refrigeração transcrito de CO₂ com sub-resfriador termoelétrico e expensor de baixa pressão



Fonte: Adaptado de Dai et al, 2017.

O uso de expensor no lugar de uma válvula de expansão tradicional pode reduzir a entalpia do refrigerante que flui no evaporador para aumentar a capacidade de resfriamento. Além disso, o trabalho de expansão pode ser recuperado e convertido em eletricidade para fornecer energia ao compressor, (DAI et al ,2017).

Através de uma revisão bibliográfica feita pelos autores, eles concluem que o uso do expensor para substituir a válvula de expansão e a instalação de sub-resfriador termoelétrico são métodos eficazes para aumentar o desempenho do ciclo, uma vez que o expensor é um equipamento de recuperação de energia e o sub-resfriador termoelétrico é um equipamento de utilização de energia.

Na modelagem do ciclo, Dai et al (2017) fizeram uma análise energética de cada ciclo representado pelas Figuras de 15 a 19, onde consideraram a eficiência isentrópica do compressor e expensor como uma função da relação da pressão de evaporação e da pressão de descarga.

Por meio da análise dos resultados, os autores chegaram às seguintes conclusões:

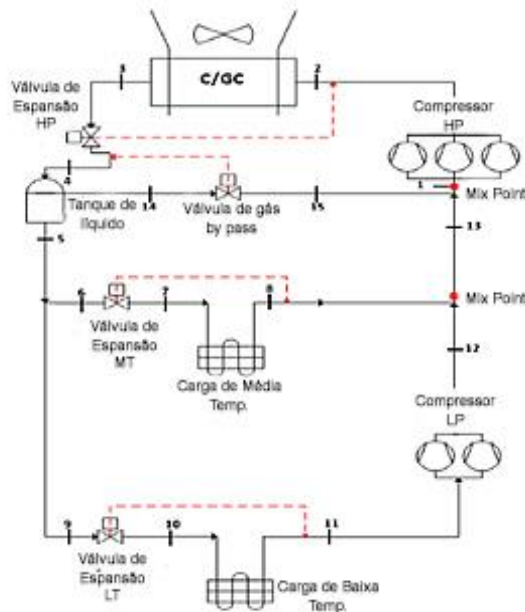
- O COP máximo é obtido para os ciclos TES, TES + EXP_{HM} e TES + EXP_{ML} com uma otimização simultânea da pressão de descarga e temperatura de sub-resfriamento. O COP máximo diminui à medida que a temperatura de saída do resfriador de gás aumenta e aumenta com a temperatura de evaporação;
- A posição do expensor tem uma influência significativa no desempenho do ciclo transcrito de expansão em duas fases. A melhoria do COP é mais notável quando o expensor opera entre as pressões média e baixa;
- O novo ciclo TES + EXP_{ML} mostra um desempenho melhor em comparação com os outros ciclos. O COP do ciclo TES + EXP_{ML} é o mais elevado entre os seis ciclos, ou seja, 37,8% melhor em comparação com o ciclo base, sob condições nominais de trabalho. A pressão ótima do lado de alta pressão e a temperatura de descarga também podem ser reduzidas;
- O ciclo TES + EXP_{ML} é recomendado para ser aplicado às regiões quentes onde o CO₂ não pode ser suficientemente sub-resfriado ou o espaço refrigerado se encontra a baixa temperatura de evaporação.

Tsamos et al (2017) compararam quatro configurações diferentes de sistemas de refrigeração com CO₂ em termos de desempenho de refrigeração, impacto ambiental, consumo de energia e custos de operação anuais. Os sistemas estudados foram o sistema de refrigeração convencional com *by-pass* de gás (sistema de referência – sistema I), sistema de cascata de CO₂ com *by-pass* de gás (sistema II), um sistema com compressor

de derivação de gás (sistema III) e sistema de CO₂ totalmente integrado com compressor de *by-pass* de gás (sistema IV). Esses quatro sistemas podem ser vistos nas Figuras 20 a 23.

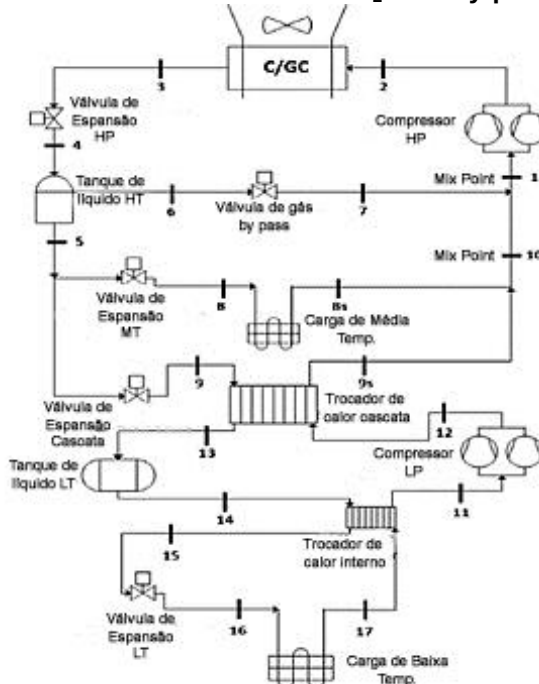
As condições climáticas de Londres e Atenas foram utilizadas para a modelagem do consumo de energia e impactos ambientais para representar condições climáticas moderadas e quentes, respectivamente.

Figura 20 - Layout típico de um sistema convencional de CO₂



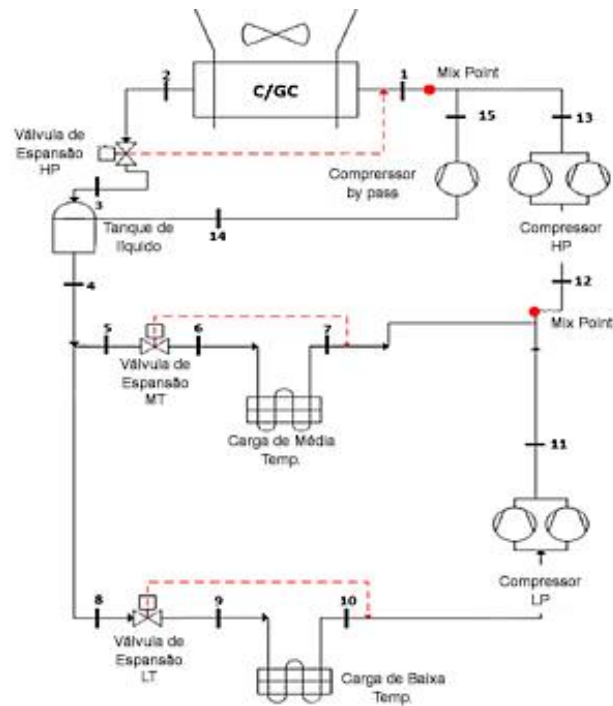
Fonte: Adaptado de Tsamos et al, 2017.

Figura 21 - Sistema de cascata de CO₂ com by-pass de gás



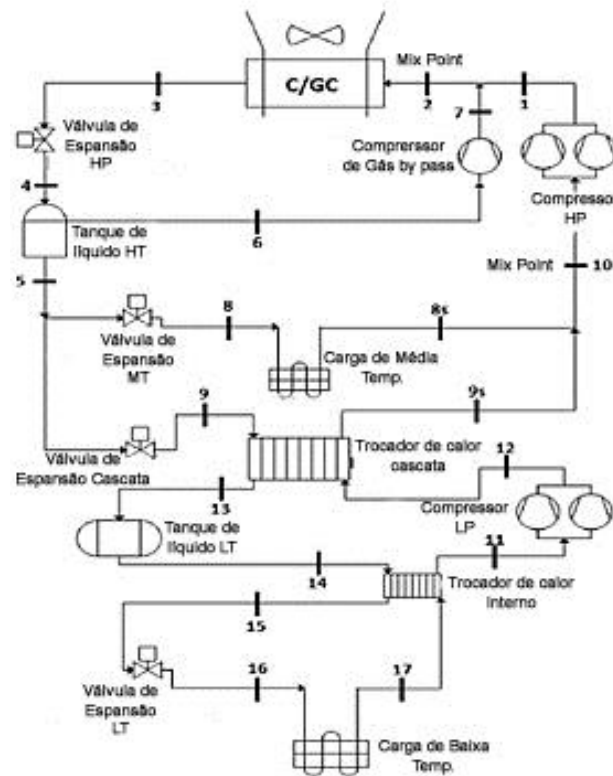
Fonte: Adaptado de Tsamos et al, 2017.

Figura 22 - Sistema com compressor de derivação de gás



Fonte: Adaptado de Tsamos et al, 2017.

Figura 23 - Sistema de CO₂ totalmente integrado com compressor de by-pass de gás



Fonte: Adaptado de Tsamos et al, 2017.

Os autores ressaltaram que as emissões associadas ao fluido refrigerante podem ser divididas em duas categorias, a “direta” e a “indireta”. As emissões diretas são provenientes de vazamentos de refrigerante que podem surgir do carregamento, operação normal e reparo ou recuperação de fluido refrigerante do sistema. A tubulação, o grande número de juntas e conexões aliadas à falta de manutenção aumentam as possibilidades de perda de refrigerante. As emissões indiretas resultam da geração de eletricidade usada para acionamento do sistema de compressão de vapor.

Para os sistemas apresentados nas Figuras 21 e 22 os autores relataram que à medida que a temperatura ambiente aumenta, a pressão no resfriador de gás aumenta, o que resultava em maiores quantidades de gás *flash*. O aumento da quantidade de gás *flash* promoveu um maior consumo de energia pelo compressor de alta pressão, levando a uma redução no COP do sistema.

Para simulação dos sistemas, Tsamos et al, (2017) fizeram as seguintes considerações:

- Foi utilizado um supermercado com área total de 1400m²;
- Capacidade de refrigeração de 100kW para média temperatura e de 30kW para baixa temperatura;
- Pressão intermediária constante igual a 3,5 MPa;
- Tanque de gás *flash* foi usado como dispositivo de armazenamento de refrigerante e separador de líquido;
- Válvulas de expansão isoentálpicas;
- Eficiência isentrópica do compressor como uma função da relação entre a pressão de descarga e a pressão de sucção.

A metodologia TEWI foi utilizada para avaliar o impacto ambiental dos diferentes sistemas de refrigeração devido a emissões diretas e indiretas de dióxido de carbono. O sistema III (Figura 22) foi o que apresentou o TEWI mais baixo, decorrente principalmente do menor consumo de energia. As emissões totais do ciclo de vida da operação no clima quente de Atenas são muito maiores do que as de operação em Londres, devido a maior temperatura ambiente e ao consumo de energia do compressor.

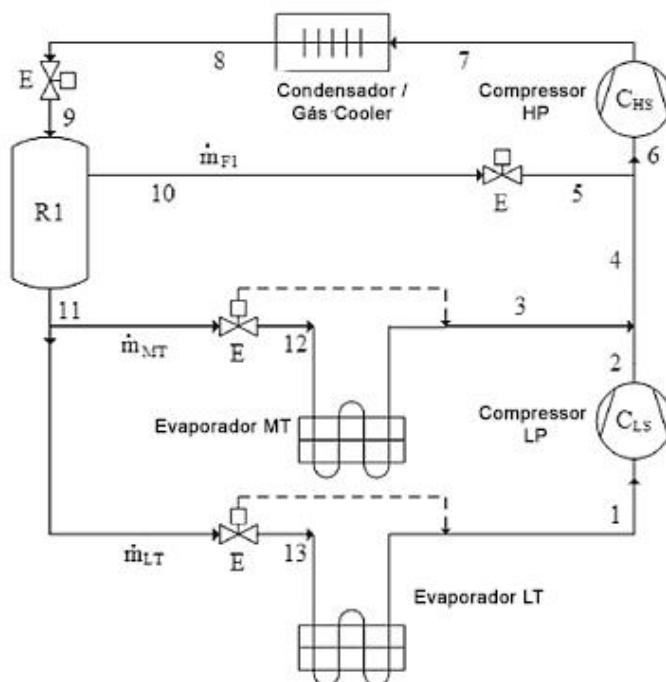
Como conclusões dos resultados levantados, os autores citaram:

- O sistema com compressor de derivação de gás (compressão paralela) foi o mais eficiente em termos de energia para os climas moderado e quente. A melhoria da eficiência energética em relação ao sistema convencional foi 5,0% para clima quente e 3,6% para clima moderado;

- A operação do sistema de refrigeração com CO₂ em condições climáticas quentes resultará em um consumo de energia de até 16% maior em comparação com as condições climáticas moderadas;
- As emissões de gases de efeito estufa decorrentes da operação dos sistemas em Atenas serão superiores em 50% às de Londres, devido ao maior consumo de energia e ao maior fator de emissão de geração de eletricidade para Atenas;
- A compressão de *by-pass* em todos os sistemas com CO₂ é economicamente mais eficaz em condições climáticas quentes. O estudo mostrou que o período de retorno de cerca de 2 anos podem ser alcançados em condições climáticas quentes e 3 anos em condições climáticas moderadas.

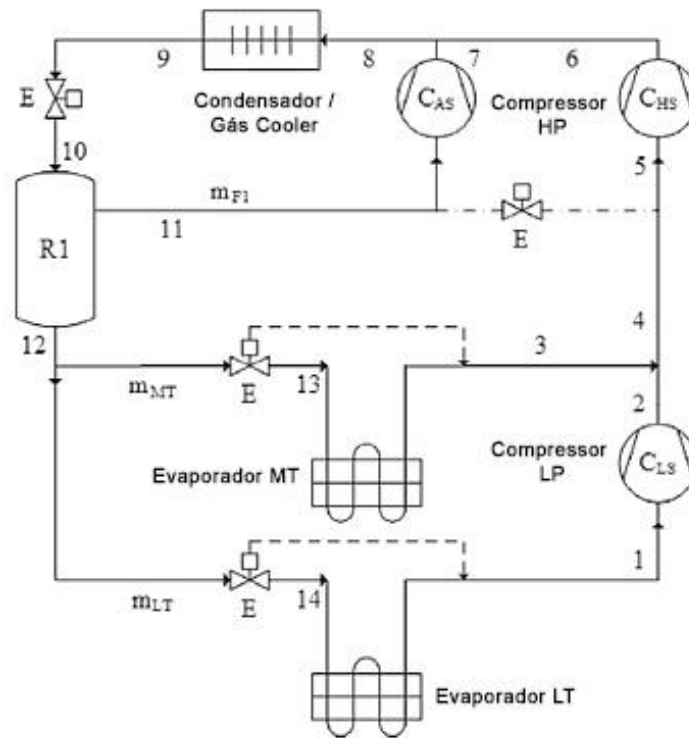
Purohit et al (2017) analisaram o desempenho de cinco sistemas de refrigeração transcíticos com CO₂, conforme pode ser visto nas Figuras 24 a 28. Estes sistemas são: um sistema padrão (BC1), um sistema de reforço com compressor em paralelo (BC2), um sistema de reforço com evaporador inundado de baixa temperatura (BC3), um sistema de reforço com compressor paralelo juntamente com evaporador inundado de baixa temperatura (BC4) e um expensor de recuperação de trabalho (BC5), respectivamente. As variações de temperatura médias horárias anuais em quatro cidades de clima quente (Nova Deli, Teerã, Phoenix e Sevilha) são tomadas como estudo de caso.

Figura 24 - Configuração do ciclo BC1



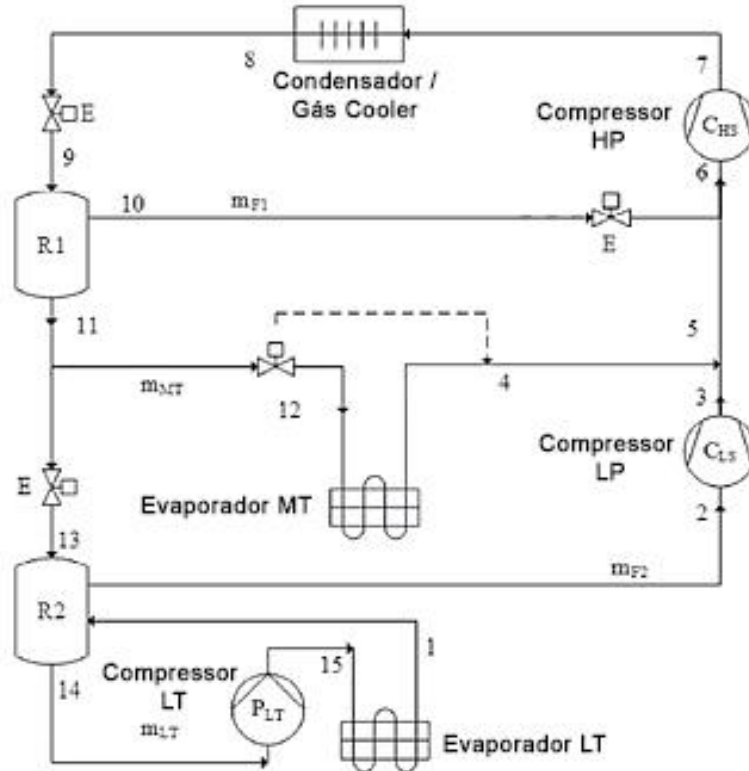
Fonte: Adaptado de Purohit et al, 2017.

Figura 25 - Configuração do ciclo BC2



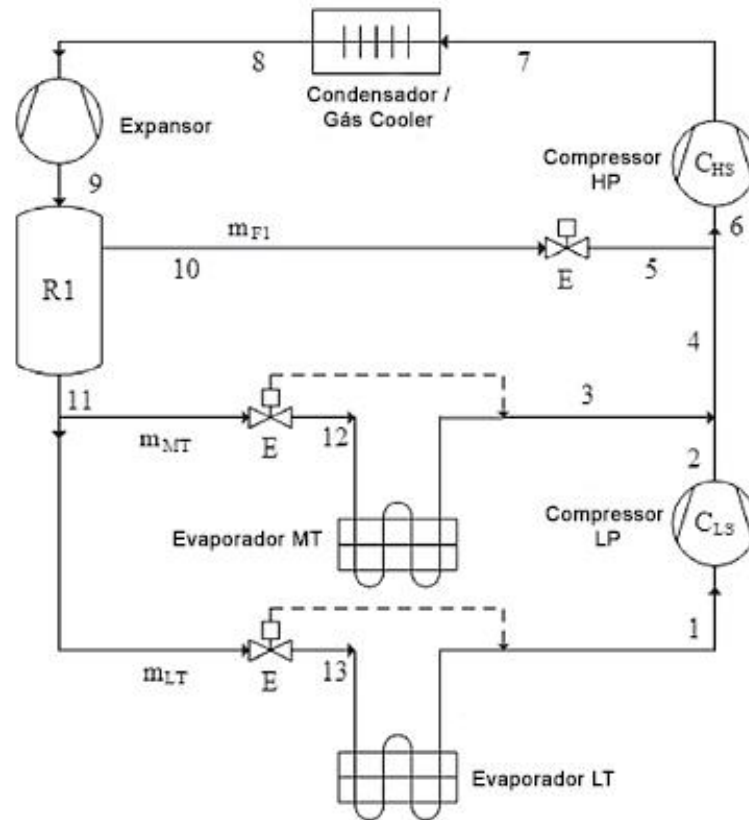
Fonte: Adaptado de Purohit et al, 2017.

Figura 26 - Configuração do ciclo BC3



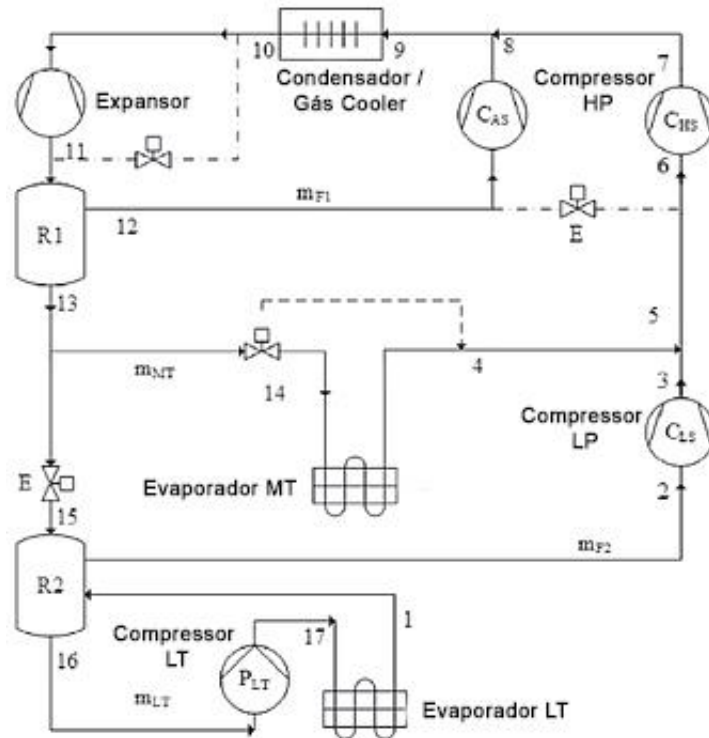
Fonte: Adaptado de Purohit et al, 2017.

Figura 27 - Configuração do ciclo BC4



Fonte: Adaptado de Purohit et al, 2017.

Figura 28 - Configuração do ciclo BC5



Fonte: Adaptado de Purohit et al, 2017.

O modelo termodinâmico proposto pelos autores é baseado em um balanço de massa e de energia em cada componente dos cinco ciclos. No desenvolvimento do modelo, é assumido operação em regime permanente, sem transferência de calor ou perda de pressão nas tubulações e as válvulas de expansão são consideradas isoentálpicas.

O modelo é executado considerando uma variação de temperatura ambiente de -8°C a 46°C , para cobrir a variação de temperatura durante todo o ano para as 4 cidades. As eficiências isentrópicas dos compressores e dos expansores são funções da relação de pressão.

Para a modelagem dos ciclos, Purohit et al (2017) adotaram estratégias de controle que dependem da temperatura ambiente, para saber quando que cada um dos cinco ciclos está operando em modo subcrítico ou transcrito. Eles também adotam que a carga de resfriamento de média temperatura é duas vezes maior que a carga de resfriamento de baixa temperatura.

Na análise energética, os parâmetros comparados para todos os ciclos são COP, pressão ótima do resfriador de gás, pressão dos tanques intermediários e o fluxo de massa.

Na análise econômica, os autores mostram relações de custo de cada equipamento em função da energia consumida, e para os trocadores de calor, a relação de custo é função da área de transferência de calor. Eles também apresentaram uma função que faz a análise do tempo de recuperação de investimento, porém a taxa de juros sobre o capital emprestado é negligenciada.

Através da análise energética e econômica, Purohit et al (2017) concluíram:

- O sistema BC5 é a melhor solução em comparação com o sistema padrão (BC1). O expensor de recuperação de trabalho é o que possui maior participação na melhoria do desempenho do sistema BC5, seguido pela compressão paralela. A diferença no COP para o sistema com e sem evaporador inundado eventualmente diminui com o aumento da temperatura ambiente;
- As pressões ótimas do resfriador de gás mostraram um aumento quase que linear para todos os sistemas, onde a menor pressão é observada no sistema BC5;
- A economia de energia anual para a configuração BC5 é a mais baixa. A máxima economia para o sistema BC5 é de 22,16% quando operado em Nova Deli e a mínima é de 15,2% quando operado em Sevilha;
- O sistema BC3 apresenta um tempo de recuperação de investimento e uma economia reduzidos, independentemente da localização. Já o custo total economizado durante o período de vida de 15 anos é maior para os sistemas BC4 e BC5;

- O tempo de recuperação de investimento adicional mostra uma tendência não linear com relação à tarifa local de energia.

Através da revisão bibliográfica em ordem cronológica apresentada neste capítulo, percebe-se que inicialmente havia uma preocupação em fazer uma análise exérgica do ciclo de compressão a vapor simples com o objetivo de analisar o efeito que alguns parâmetros tinham sobre o ciclo. Posteriormente, nota-se uma preocupação com o uso de fluidos naturais em ciclos de refrigeração em cascata, com o intuito de maximizar o COP do sistema e minimizar as irreversibilidades.

Posteriormente, há uma preocupação dos pesquisadores em introduzir o CO₂ nos ciclos de refrigeração em cascata devido ao fortalecimento das regulamentações ambientais e da necessidade de encontrar soluções com fluidos refrigerantes que tenham baixo grau de impacto ao meio ambiente. Assim vários pesquisadores começaram a fazer uma comparação termodinâmica entre o CO₂ e outros fluidos refrigerantes.

Por fim, nota-se uma atenção maior aos ciclos transcíticos, os quais são comparados termodinamicamente com ciclos subcríticos em aplicações comuns de supermercados. Porém, em altas temperaturas, o ciclo transcítico possui baixa eficiência, o que leva os últimos trabalhos a estudar modificações nos ciclos transcíticos com o objetivo de melhorar a eficiência em altas temperaturas.

4. MODELO MATEMÁTICO

Este capítulo tem a finalidade de descrever o procedimento, as considerações e os passos seguidos para a elaboração do modelo matemático dos sistemas subcrítico e transcrítico em seus aspectos energético, exergético, econômico e ambiental usando o software EES (*Engineering Equation Solver*).

Os cálculos das áreas dos trocadores de calor do ciclo subcrítico e transcrítico estão presentes nos Apêndices A e B deste trabalho, respectivamente.

4.1 Sistema Subcrítico

Nos tópicos abaixo serão detalhados o modelo energético, exergético, econômico e ambiental do ciclo subcrítico com R404A no lado de alta temperatura e R744 no lado de baixa temperatura.

4.1.1 Modelo energético do ciclo subcrítico

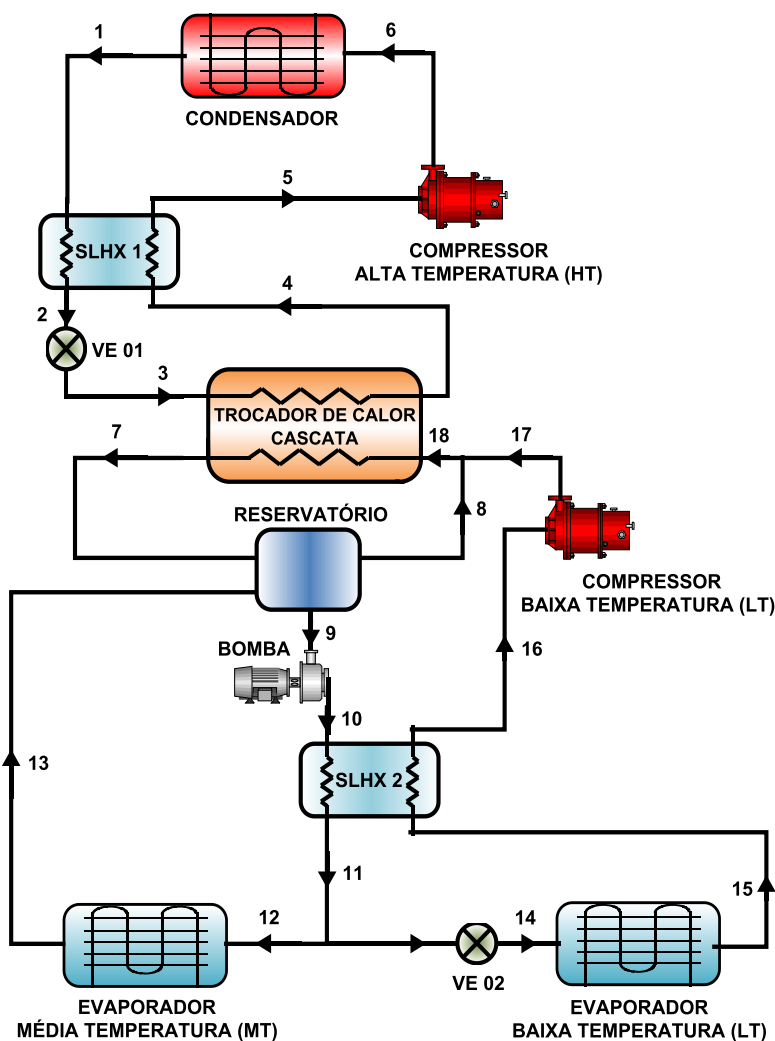
O modelo teórico do ciclo subcrítico apresentado neste trabalho foi descrito por Sharma et al (2014) e pode ser visto na Figura 29. O ciclo subcrítico é composto: por uma região de alta temperatura que possui um compressor de alta temperatura, uma válvula de expansão (VE 01), um condensador, um trocador de calor interno (SLHX1) e R404A como fluido refrigerante; e por uma região de baixa temperatura que possui um reservatório, um trocador de calor interno (SLHX2), uma válvula de expansão (VE 02), uma bomba, um compressor de baixa temperatura, um evaporador de média temperatura (MT), um evaporador de baixa temperatura (LT) e R744 como fluido refrigerante. As duas regiões estão conectadas por um trocador de calor em cascata.

Para confecção do modelo foram adotadas as seguintes premissas:

- a) Variações de energia cinética e potencial desprezadas;
- b) Regime permanente;
- c) Perda de carga nas tubulações desprezadas;
- d) Queda de pressão nos trocadores de calor desprezadas;
- e) Eficiência isentrópica dos compressores igual a 0,65;
- f) Efetividade dos trocadores de calor SLHX igual a 0,4;
- g) Grau de superaquecimento de 10°C para os evaporadores de média e baixa temperatura;
- h) Líquido saturado na saída do condensador;

- i) Somente líquido saturado e vapor saturado saem do reservatório;
- j) Vapor saturado na saída do trocador de calor em cascata do lado do R404A;
- k) Capacidade de refrigeração do evaporador de média e de baixa temperatura igual a 120 kW e 65kW, respectivamente;
- l) Temperatura de saturação do evaporador de média e de baixa temperatura igual a -5°C e -30°C , respectivamente;
- m) Dispositivos de expansão (VE) isoentálpicos;
- n) Perda de calor desprezível nos compressores;
- o) Potência dos ventiladores dos evaporadores e dos condensadores foram desprezadas;
- p) Potência da bomba igual a 1% da potência total de compressão;

Figura 29 - Esquema do ciclo subcrítico



Fonte: Elaborado pelo autor, 2019.

Segundo Sharma et al (2014), a temperatura de saída do condensador (estado 1) é definida pelas Equações 1 e 2. Com a temperatura definida e sabendo que o fluido refrigerante sai do condensador como líquido saturado, o estado 1 está definido. Ressalta-se que as Equações 1 e 2 para a temperatura de condensação foi usada somente para validação do modelo, apresentada na seção 6.1 deste trabalho, uma vez que a temperatura de condensação foi um dos parâmetros otimizados no presente trabalho.

$$T_{cond} = 21^{\circ}\text{C para } T_{amb} < 8^{\circ} \quad (1)$$

$$T_{cond} = T_{amb} + 10^{\circ}\text{C para } T_{amb} \geq 8^{\circ} \quad (2)$$

Na Equação 2, os termos T_{cond} e T_{amb} correspondem às temperaturas de condensação e ambiente, respectivamente. Para definição dos demais estados, além das premissas descritas acima, foram aplicadas, em cada equipamento, as equações dos balanços de massa e de energia, representadas respectivamente pelas Equações 3 e 4, conforme Shapiro et.al. (2009).

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \quad (3)$$

$$\dot{W} - \dot{Q} = \sum \dot{m}_e \cdot h_e - \sum \dot{m}_s \cdot h_s \quad (4)$$

Na Equação 3, os termos $\sum \dot{m}_s$ e $\sum \dot{m}_e$ correspondem ao somatório das vazões mássicas de saída e entrada, respectivamente, dadas em $\frac{kg}{s}$. Já na Equação 4, os termos h_e e h_s , dados em $\frac{kJ}{kg}$, são as entalpias de entrada e saída, respectivamente, e $\dot{W}$ e $\dot{Q}$ correspondem a potência e a taxa de transferência de calor, consecutivamente, dados em kW .

Simplificando a equação do balanço de massa (Equação 3) para todo o sistema chega-se as Equações 5 a 18, onde os índices de 1 a 18 representam os estados termodinâmicos (Figura 29).

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (5)$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (6)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (7)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (8)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (9)$$

$$\dot{m}_7 + \dot{m}_{13} = \dot{m}_9 + \dot{m}_8 \quad (10)$$

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_9 \quad (11)$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{10} \quad (12)$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} + \dot{m}_{14} \quad (13)$$

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{12} \quad (14)$$

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{14} \quad (15)$$

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{15} \quad (16)$$

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{16} \quad (17)$$

$$\dot{m}_{18} = \dot{m}_{17} + \dot{m}_8 \quad (18)$$

Simplificando a equação do balanço de energia (Equação 4) para todo o ciclo subcrítico, obtém-se as Equações 19 a 23, onde os índices de 1 a 18 são referentes aos estados termodinâmicos. As Equações 19, 20, 21, 22, 23, representam os balanços de energia para o trocador de calor interno SLHX1, trocador de calor em cascata, reservatório, trocador de calor interno SLHX2, nó 8-18-17, respectivamente.

$$\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_4 \cdot h_4 = \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_5 \cdot h_5 \quad (19)$$

$$\dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_{18} \cdot h_{18} = \dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_7 \cdot h_7 \quad (20)$$

$$\dot{m}_7 \cdot h_7 + \dot{m}_{13} \cdot h_{13} = \dot{m}_9 \cdot h_9 + \dot{m}_8 \cdot h_8 \quad (21)$$

$$\dot{m}_{10} \cdot h_{10} + \dot{m}_{15} \cdot h_{15} = \dot{m}_{11} \cdot h_{11} + \dot{m}_{16} \cdot h_{16} \quad (22)$$

$$\dot{m}_8 \cdot h_8 + \dot{m}_{17} \cdot h_{17} = \dot{m}_{18} \cdot h_{18} \quad (23)$$

No trocador de calor em cascata, segundo Sharma et al (2014), define-se a temperatura de aproximação, que é a diferença entre a temperatura na saída do circuito de baixa temperatura e a entrada no circuito de alta temperatura, conforme pode ser visto pela Equação 24.

$$T_{approx} = T_7 - T_3 \quad (24)$$

Para os trocadores de calor interno, SLHX1 e SLHX2, segundo Incropera et.al (2008), a efetividade é a razão da taxa de transferência de calor real pela taxa de transferência de calor máxima, dadas em kW, conforme Equação 25. Aplicando a Equação 25 para o trocador de calor SLHX1 e SLHX2, obtêm-se as Equações 26 e 27, respectivamente.

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_q \cdot c_{p,q} \cdot (T_{q,e} - T_{q,s})}{\dot{m} \cdot c_{min} \cdot (T_{q,e} - T_{f,e})} \text{ ou } \varepsilon = \frac{\dot{m}_f \cdot c_{p,f} \cdot (T_{f,s} - T_{f,e})}{\dot{m} \cdot c_{min} \cdot (T_{q,e} - T_{f,e})} \quad (25)$$

$$\varepsilon_{SLHX1,sc} = \frac{\dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_2)}{\dot{m}_4 \cdot c_{p4} \cdot (T_1 - T_4)} \quad (26)$$

$$\varepsilon_{SLHX2,sc} = \frac{\dot{m}_{10} \cdot (h_{10} - h_{11})}{\dot{m}_{15} \cdot c_{p15} \cdot (T_{10} - T_{15})} \quad (27)$$

Nas Equações 25, 26 e 27, $\dot{m}_q$ e $\dot{m}_f$ são as vazões mássicas, dadas em $\frac{kg}{s}$, de refrigerante do lado quente e frio respectivamente, enquanto que $c_{p,q}$ e $c_{p,f}$ são os calores específicos a pressão constante do lado quente e do lado frio respectivamente, dados em $\frac{kJ}{kg \cdot K}$. Já $T_{q,e}$, $T_{q,s}$, $T_{f,e}$ e $T_{f,s}$, dado em °C, correspondem as temperaturas do lado quente de entrada e saída e as temperaturas do lado frio de entrada e saída, respectivamente. Os índices 1, 2, 4, 10, 11 e 15 são referentes aos estados termodinâmicos do ciclo subcrítico.

Segundo Stoecker et.al (1994), a taxa de circulação da bomba, CR, Equação 28, é o quociente da vazão mássica de refrigerante fornecida ao evaporador pela vazão mássica de refrigerante vaporizado, dados em $\frac{kg}{s}$.

$$CR = \frac{\dot{m}_9}{\dot{m}_8} \quad (28)$$

O grau de superaquecimento no evaporador é definido como a diferença entre a temperatura na saída do evaporador e a temperatura de saturação, como pode ser visto em Stoecker et.al (1994). No caso do ciclo subcrítico, o grau de superaquecimento dos evaporadores de média e baixa temperatura é representado pelas Equações 29 e 30 respectivamente.

$$\Delta T_{sup,MT,sc} = T_{13} - T_{sat,13} \quad (29)$$

$$\Delta T_{sup,LT,sc} = T_{15} - T_{sat,15} \quad (30)$$

Considerando compressores adiabáticos, as Equações 31 e 32 representam a potência dos compressores de média e de baixa temperatura, respectivamente, em kW. As

entalpias do estado 6 (h_6) e do estado 17 (h_{17}) são dadas pelas Equações 33 e 34, conforme Shapiro et.al. (2009).

$$\dot{W}_{HT} = \dot{m}_5 \cdot (h_5 - h_6) \quad (31)$$

$$\dot{W}_{LT} = \dot{m}_{16} \cdot (h_{16} - h_{17}) \quad (32)$$

$$\eta_{s,comp} = \frac{h_{17,s} - h_{16}}{h_{17} - h_{16}} \quad (33)$$

$$\eta_{s,comp} = \frac{h_{6,s} - h_5}{h_6 - h_5} \quad (34)$$

Nas Equações 31, 32, 33 e 34, h_5 e h_6 , dados em $\frac{kJ}{kg}$, correspondem as entalpias de entrada e saída do compressor de alta temperatura e h_{16} e h_{17} as entalpias de entrada e saída do compressor de baixa temperatura e $\eta_{s,comp}$ o rendimento isentrópico do compressor. O $h_{17,s}$ e $h_{6,s}$, dados em $\frac{kJ}{kg}$, representam as entalpias do estado 17 e 6 respectivamente, para um processo de compressão isentrópica.

Segundo Shapiro et.al. (2009), as capacidades de refrigeração, dadas em kW, de baixa e média temperatura podem ser calculadas pelas Equações 35 e 36, onde h_{14} e h_{15} representam as entalpias de entrada e saída do evaporador de baixa temperatura e h_{12} e h_{13} as entalpias de entrada e saída do evaporador de média temperatura, todas em $\frac{kJ}{kg}$. O calor rejeitado no condensador também pode ser calculado através da Equação 37, onde h_1 e h_6 representam, respectivamente, as entalpias de saída e de entrada, dadas em $\frac{kJ}{kg}$.

$$\dot{Q}_{evap,LT,sc} = \dot{m}_{14} \cdot (h_{15} - h_{14}) \quad (35)$$

$$\dot{Q}_{evap,MT,sc} = \dot{m}_{12} \cdot (h_{13} - h_{12}) \quad (36)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_6) \quad (37)$$

De acordo com a premissa (p), a potência da bomba é calculada pela Equação 38.

$$\dot{W}_{bomba} = 0,01 \cdot (\dot{W}_{LT} + \dot{W}_{MT}) \quad (38)$$

O coeficiente de desempenho, COP, segundo Shapiro et.al. (2009), é definido como a razão entre o efeito de refrigeração e o trabalho líquido necessário para atingir tal efeito, conforme a Equação 39.

$$COP_{sc} = \frac{\dot{Q}_{evap,MT,sc} + \dot{Q}_{evap,LT,sc}}{|\dot{W}_{LT} + \dot{W}_{HT} + \dot{W}_{bomba}|} \quad (39)$$

4.1.2 Modelo exergético do ciclo subcrítico

Para a análise exergética, é necessário definir o estado morto. A temperatura do estado morto, T_0 , foi definida como a temperatura ambiente. A pressão do estado morto foi definida como a pressão atmosférica em Belo Horizonte. Para o cálculo da pressão em Belo Horizonte, foi levantado que a altura média de Belo Horizonte com relação ao nível do mar é de 852 metros, conforme Prefeitura de Belo Horizonte (2017). Adotando o modelo de gás ideal para o ar, a pressão de Belo horizonte foi calculada conforme a Equação 40.

$$P_{BH} = P_{atm} - \rho_{ar} \cdot g \cdot H \quad (40)$$

Na Equação 40, P_{atm} corresponde a pressão atmosférica, dada em Pa ; ρ_{ar} , dado em $\frac{kg}{m^3}$, é a massa específica do ar em Belo horizonte; g corresponde à gravidade em $\frac{m}{s^2}$ e H corresponde à altura de Belo Horizonte em relação ao nível do mar, dada em metros.

Para cálculo da eficiência do ciclo através da segunda lei da Termodinâmica, foi realizada uma análise exergética em cada equipamento que compõe o ciclo subcrítico. De acordo com Çengel et.al. (2008), a taxa de variação da exergia dentro do volume de controle durante um processo é igual à taxa líquida de transferência de exergia através das fronteiras do volume de controle por calor, trabalho e fluxo de massa menos a taxa de destruição da exergia dentro das fronteiras do volume de controle. Para regime permanente, a equação pode ser descrita conforme a Equação 41.

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \cdot \dot{Q}_k - \dot{W} + \sum \dot{m}_e \cdot ex_e - \sum \dot{m}_s \cdot ex_s - \dot{E}x_D = 0 \quad (41)$$

Na Equação 41, $\dot{Q}_k$ representa a taxa de transferência de calor em kW; $\dot{W}$ representa a potência em kW; ex_e e ex_s representa o fluxo de exergia de entrada e saída, respectivamente, dados em $\frac{kJ}{kg}$ e $\dot{E}x_D$ representa a taxa de destruição de exergia em kW.

Uma vez que, no sistema estudado, são ausentes os efeitos químicos, eletromagnéticos, elétricos, nucleares e de tensão superficial, considerando também desprezíveis as variações de energia cinética e potencial, o fluxo de exergia é definido pela Equação 42, conforme Çengel et.al. (2008), ou seja, considera-se somente a exergia física do fluido.

$$ex = (h - h_o) - T_o \cdot (s - s_o) \quad (42)$$

Na Equação 42, h_o e s_o representam a entalpia e entropia do fluido no estado morto, dadas em $\frac{kJ}{kg}$ e $\frac{kJ}{kg \cdot K}$, respectivamente h representa a entalpia, dada em $\frac{kJ}{kg}$ e s representa, a entropia de dada em $\frac{kJ}{kg \cdot K}$ do fluido em um determinado estado.

Combinando as Equações 41 e 42, calcula-se a taxa de destruição de exergia para cada equipamento do ciclo subcrítico. As Equações 43 a 53 representam a taxa de destruição de exergia para o compressor de baixa temperatura, compressor de alta temperatura, evaporador de média temperatura, evaporador de baixa temperatura, trocador de calor interno SLHX1, trocador de calor interno SLHX2, condensador, válvula de expansão do ciclo de alta temperatura (VE1), válvula de expansão do ciclo de baixa temperatura (VE2), reservatório e trocador de calor em cascata, respectivamente.

$$\dot{Ex}_{D,comp LT} = -\dot{W}_{LT} + \dot{m}_{16} \cdot (ex_{16} - ex_{17}) \quad (43)$$

$$\dot{Ex}_{D,comp HT} = -\dot{W}_{HT} + \dot{m}_5 \cdot (ex_5 - ex_6) \quad (44)$$

$$\dot{Ex}_{D,evap MT,sc} = \left(1 - \left(\frac{T_o}{T_{13}}\right)\right) \cdot \dot{Q}_{evap,MT,sc} + \dot{m}_{12} \cdot (ex_{12} - ex_{13}) \quad (45)$$

$$\dot{Ex}_{D,evap LT,sc} = \left(1 - \left(\frac{T_o}{T_{15}}\right)\right) \cdot \dot{Q}_{evap,LT,sc} + \dot{m}_{14} \cdot (ex_{14} - ex_{15}) \quad (46)$$

$$\dot{Ex}_{D,SLHX1,sc} = \dot{m}_1 \cdot (ex_1 - ex_2) + \dot{m}_4 \cdot (ex_4 - ex_5) \quad (47)$$

$$\dot{Ex}_{D,SLHX2,sc} = \dot{m}_{10} \cdot (ex_{10} - ex_{11}) + \dot{m}_{15} \cdot (ex_{15} - ex_{16}) \quad (48)$$

$$\dot{Ex}_{D,cond} = \left(1 - \left(\frac{T_o}{T_1}\right)\right) \cdot \dot{Q}_{cond} + \dot{m}_1 \cdot (ex_6 - ex_1) \quad (49)$$

$$\dot{Ex}_{D,VE1,sc} = \dot{m}_2 \cdot (ex_2 - ex_3) \quad (50)$$

$$\dot{Ex}_{D,VE2,sc} = \dot{m}_4 \cdot (ex_{11} - ex_{14}) \quad (51)$$

$$\dot{Ex}_{D,reser,sc} = \dot{m}_7 \cdot ex_7 + \dot{m}_{13} \cdot ex_{13} - \dot{m}_8 \cdot ex_8 - \dot{m}_9 \cdot ex_9 \quad (52)$$

$$\dot{Ex}_{D,casc} = \dot{m}_3 \cdot (ex_3 - ex_4) + \dot{m}_{18} \cdot (ex_{18} - ex_7) \quad (53)$$

Os índices de 1 a 18 representam os estados termodinâmicos.

Segundo Çengel et.al. (2008), para o cálculo do COP reversível, Equação 54, é necessário calcular as potências reversíveis dos compressores de baixa e alta temperatura,

que é a potência quando a taxa de exergia destruída é igual a zero, conforme as Equações 55 e 56 respectivamente.

$$COP_{rev} = \frac{\dot{Q}_{evap,MT} + \dot{Q}_{evap,LT}}{|\dot{W}_{LT,rev} + \dot{W}_{HT,rev}|} \quad (54)$$

$$\dot{W}_{LT,rev} = \dot{m}_{16} \cdot (ex_{16} - ex_{17})_{rev} \quad (55)$$

$$\dot{W}_{MH,rev} = \dot{m}_5 \cdot (ex_5 - ex_6)_{rev} \quad (56)$$

A eficiência do ciclo subcrítico pela segunda lei da termodinâmica, segundo Çengel et.al. (2008), pode ser definida conforme a Equação 57, onde a exergia destruída e a exergia fornecida são dadas pelas Equações 58 e 59.

$$\eta_{II,sc} = 1 - \frac{\dot{E}x_{D,sc}}{Exergia_{fornecida,sc}} \quad (57)$$

$$\begin{aligned} \dot{E}x_{D,sc} = & \dot{E}x_{D,comp\ LT} + \dot{E}x_{D,comp\ MT} + \dot{E}x_{D,evap\ MT,sc} + \dot{E}x_{D,SLHX1,sc} + \dot{E}x_{D,SLHX2,sc} + \dot{E}x_{D,cond} + \\ & \dot{E}x_{D,VE1,sc} + \dot{E}x_{D,VE2,sc} + \dot{E}x_{D,reser,sc} + \dot{E}x_{D,casc} \end{aligned} \quad (58)$$

$$Exergia_{fornecida,sc} = |\dot{W}_{LT} + \dot{W}_{MT} + \dot{W}_{bomba}| \quad (59)$$

4.1.3 Modelo econômico e ambiental do ciclo subcrítico

No modelo econômico descrito neste trabalho, adotou-se as funções custos de aquisição dos equipamentos presentes em Mosaffa et.al (2016) e Jain et.al (2015), descritas na Tabela 5. Com os valores do custo de aquisição de cada equipamento do ciclo subcrítico, obteve-se de acordo com a Equação 71, a função custo de aquisição total do ciclo subcrítico.

$$\begin{aligned} Z_{aquis,sc} = & Z_{comp,LT,sc} + Z_{comp,HT,sc} + Z_{cond,sc} + Z_{cond,casc,sc} + Z_{evap,LT,sc} + Z_{evap,MT,sc} + \\ & Z_{SLHX1,sc} + Z_{SLHX2,sc} + Z_{tanque,sc} + Z_{VE1,sc} + Z_{VE2,sc} \end{aligned} \quad (71)$$

Na Equação 71, $Z_{comp,LT,sc}$, $Z_{comp,HT,sc}$, $Z_{cond,sc}$, $Z_{cond,casc,sc}$, $Z_{evap,LT,sc}$, $Z_{evap,MT,sc}$, $Z_{SLHX1,sc}$, $Z_{SLHX2,sc}$, $Z_{tanque,sc}$, $Z_{VE1,sc}$ e $Z_{VE2,sc}$ correspondem, nesta ordem, ao custo de aquisição do compressor de baixa temperatura, do compressor de alta temperatura, do condensador, do trocador de calor em cascata, do evaporador de baixa temperatura, do evaporador de média temperatura, do trocador de calor interno SLHX1, do trocador de calor

interno SLHX2, do tanque, da válvula de expansão do ciclo de alta temperatura e da válvula de expansão do ciclo de baixa temperatura.

Tabela 5 - Funções Custo de Aquisição para os Equipamentos do Ciclo Subcrítico

Componente do Sistema		Função Custo de Capital	
(I)	Compressor LT	$Z_{comp,LT,sc} = 10167,5. \dot{W}_{LT}^{0,46}$	(60)
(II)	Compressor HT	$Z_{comp,HT,sc} = 9624,2. \dot{W}_{HT}^{0,46}$	(61)
(III)	Condensador	$Z_{cond,sc} = 1397. A_{total,cond}^{0,89}$	(62)
(IV)	Condensador em Cascata	$Z_{cond,casc,sc} = 383,5. A_{cond,cas}^{0,65}$	(63)
(V)	Evaporador LT	$Z_{evap,LT,sc} = 1397. A_{evap,LT,sc}^{0,89}$	(64)
(VI)	Evaporador MT	$Z_{evap,MT,sc} = 1397. A_{evap,MT,sc}^{0,89}$	(65)
(VII)	SLHX1	$Z_{SLHX1,sc} = 516,621. A_{SLHX1,sc} + 268,45$	(66)
(VIII)	SLHX2	$Z_{SLHX2,sc} = 516,621. A_{SLHX2,sc} + 268,45$	(67)
(IX)	Tanque	$Z_{tanque,sc} = 280,3. (\dot{m}_7 + \dot{m}_{13})^{0,67}$	(68)
(X)	Válvula de Expansão 1 (VE1)	$Z_{VE1,sc} = 114,5. \dot{m}_2$	(69)
(XI)	Válvula de Expansão 2 (VE2)	$Z_{VE2,sc} = 114,5. \dot{m}_{14}$	(70)

Fonte: Mosaffa et.al, 2016 e Jain et.al, 2015.

A taxa total do custo de aquisição mais o custo de manutenção é representado pela Equação 72, conforme Aminyavari et.al (2014), onde Z_k representa o custo de aquisição de cada equipamento, FRC o fator de recuperação de capital, FM o fator de manutenção e N o número de horas operacionais do sistema.

$$\dot{Z}_{aquis+man} = \frac{Z_k \cdot FRC \cdot FM}{3600 \cdot N} \quad (72)$$

Segundo Aminyavari et.al (2014), o fator de recuperação de capital pode ser expresso pela Equação 73, onde i corresponde a taxa de juros e n ao período de vida útil estimado do equipamento.

$$FRC = \frac{i \cdot (1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (73)$$

Conforme Aminyavari et.al (2014), o custo de operação do sistema é devido ao custo associado ao consumo de energia nos compressores e na bomba, expresso pela Equação 74, onde C_{elet} corresponde ao custo unitário da eletricidade durante o horário de funcionamento do sistema em $kW.h$.

$$\dot{Z}_{oper} = (\dot{W}_{HT} + \dot{W}_{LT} + \dot{W}_{bomba}) \cdot \frac{C_{elet}}{3600} \quad (74)$$

Segundo Aminyavari et.al (2014), o custo ambiental correspondente a emissão de CO_2 do sistema pode ser calculado pela Equação 75, onde C_{CO2} corresponde ao custo unitário de penalidade devido à emissão de CO_2 e m_{CO2} a quantidade de emissão de CO_2 representada pela Equação 76.

$$\dot{Z}_{amb} = \frac{\left(\frac{m_{CO2}}{1000}\right) \cdot C_{CO2}}{3600 \cdot N} \quad (75)$$

$$m_{CO2} = \phi_{CO2} \cdot CAE \quad (76)$$

Na Equação 76, ϕ_{CO2} corresponde a um fator de conversão de emissão de eletricidade da rede e CAE significa o consumo anual de eletricidade, dado em $kW.h$.

Combinando as Equações 72, 74 e 75 obtém-se a taxa de custo total, conforme Equação 77.

$$\dot{Z}_{total,sc} = \dot{Z}_{aquis+man} + \dot{Z}_{oper} + \dot{Z}_{amb} \quad (77)$$

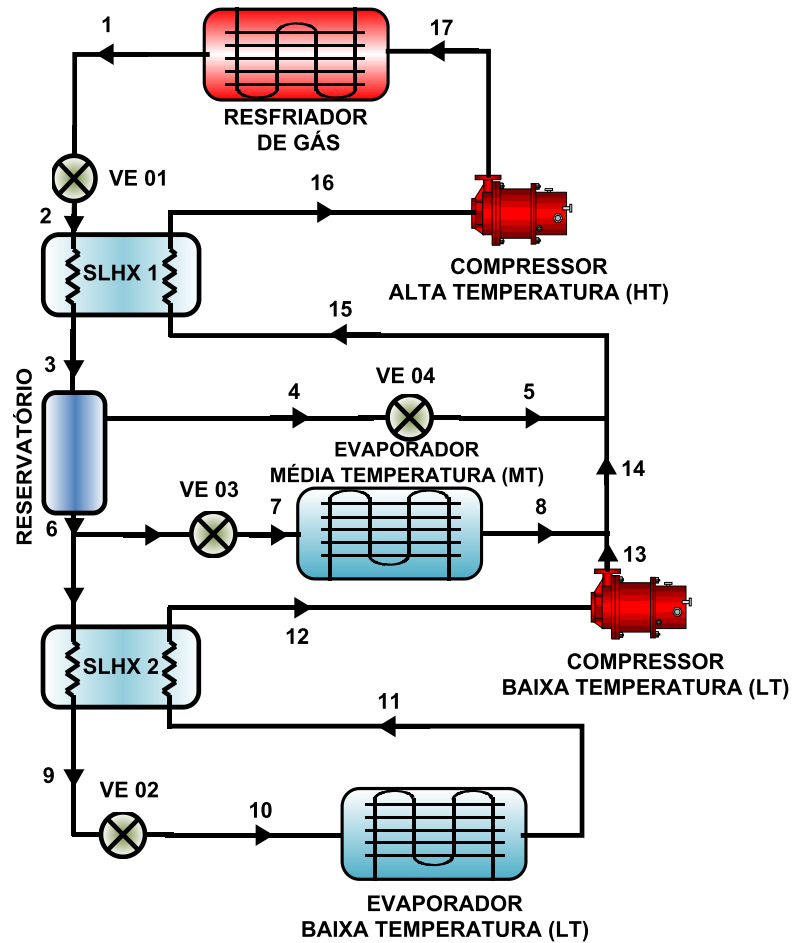
4.2 Sistema Transcrítico

Nos tópicos abaixo será detalhado o modelo energético, exergético, econômico e ambiental do ciclo transcrítico com R744.

4.2.1 Modelo energético do ciclo transcrítico

O modelo teórico do ciclo transcrítico apresentado neste trabalho foi descrito por Sharma et al (2014) e pode ser visto na Figura 30. O ciclo transcrítico é composto por: um resfriador de gás (*gás cooler*), quatro válvulas de expansão (VE), um reservatório, dois trocadores de calor interno SLHX1 e SLHX2, um evaporador de baixa temperatura, um evaporador de média temperatura, um compressor de baixa temperatura e um compressor de alta temperatura.

Figura 30 - Esquema do ciclo transcrito



Fonte: Elaborado pelo autor, 2019.

Para confecção do modelo foram adotadas as seguintes premissas:

- Variações de energia cinética e potencial desprezadas;
- Regime permanente;
- Perda de carga nas tubulações desprezadas;
- Queda de pressão nos trocadores de calor desprezadas;
- Eficiência isentrópica dos compressores igual a 0,65;
- Efetividade dos trocadores de calor SLHX igual a 0,4;
- Grau de superaquecimento de 10°C para os evaporadores de média e baixa temperatura;
- Somente líquido saturado e vapor saturado saem do reservatório;
- Capacidade de refrigeração do evaporador de média e de baixa temperatura igual a 120 kW e 65kW, respectivamente;
- Temperatura de saturação do evaporador de média e de baixa temperatura igual a -5°C e -30°C, respectivamente;

- k) Válvulas de expansão isoentálpicas;
- l) Perda de calor desprezível nos compressores;
- m) Potência dos ventiladores dos evaporadores e do resfriador de gás desprezada;
- n) Pressão do reservatório igual a 3500 *kPa*.

Segundo Sharma et.al (2014), a temperatura e a pressão na saída do resfriador de gás obedece a relação descrita pela Equação 78, onde T_{amb} representa a temperatura ambiente em Celsius. Vale ressaltar que a pressão do resfriador de gás descrita pela Equação 78 foi usada somente para validação do modelo, apresentada na seção 6.1 deste trabalho, uma vez que a pressão do resfriador de gás foi um dos parâmetros otimizados no presente trabalho.

$$P_1 = 0,0021.T_{amb}^2 + 0,13516.T_{amb} + 2,2487 \quad (78)$$

A temperatura na saída do resfriador de gás é dada por (SHARMA et.al 2014):

$$T_1 = 10^\circ\text{C} \text{ se } T_{amb} \leq 0^\circ\text{C}$$

$$T_1 = T_{amb} + 10^\circ\text{C} \text{ se } 0^\circ\text{C} < T_{amb} < 18^\circ\text{C}$$

$$T_1 = 28^\circ\text{C} \text{ e } P_1 = 6900 \text{ kPa} \text{ se } 18^\circ\text{C} \leq T_{amb} < 22^\circ\text{C}$$

$$T_1 = 28^\circ\text{C} \text{ e } P_1 = 7500 \text{ kPa} \text{ se } 22^\circ\text{C} \leq T_{amb} < 25^\circ\text{C}$$

$$T_1 = T_{amb} + 3^\circ\text{C} \text{ se } T_{amb} \geq 25^\circ\text{C}$$

Para definição dos demais estados do ciclo transcrito, além das premissas descritas acima, foram usadas as equações dos balanços de massa e de energia, representadas respectivamente pelas Equações 3 e 4, conforme Shapiro et.al. (2009). Simplificando a equação do balanço de massa para todo ciclo transcrito, obtêm-se as Equações de 79 a 92, onde os índices de 1 a 17 correspondem aos estados termodinâmicos (Figura 30).

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (79)$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (80)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_6 \quad (81)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (82)$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 + \dot{m}_9 \quad (83)$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (84)$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (85)$$

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} \quad (86)$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (87)$$

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} \quad (88)$$

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_8 + \dot{m}_{13} \quad (89)$$

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{14} + \dot{m}_5 \quad (90)$$

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} \quad (91)$$

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{17} \quad (92)$$

Simplificando a equação do balanço de energia para cada equipamento do ciclo transcrito, obtêm-se as Equações 93, 94, 95, 96 e 97. As Equações 93, 94, 95, 96 e 97 representam, nesta ordem, o balanço de energia no trocador de calor interno SLHX1, no trocador de calor interno SLHX2, no tanque, no nó 8-13-14 e no nó 5-14-15.

$$\dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_{15} \cdot h_{15} = \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_{16} \cdot h_{16} \quad (93)$$

$$\dot{m}_9 \cdot h_6 + \dot{m}_{11} \cdot h_{11} = \dot{m}_9 \cdot h_9 + \dot{m}_{12} \cdot h_{12} \quad (94)$$

$$\dot{m}_3 \cdot h_3 = \dot{m}_6 \cdot h_6 + \dot{m}_4 \cdot h_4 \quad (95)$$

$$\dot{m}_{14} \cdot h_{14} = \dot{m}_{13} \cdot h_{13} + \dot{m}_8 \cdot h_8 \quad (96)$$

$$\dot{m}_{15} \cdot h_{15} = \dot{m}_{14} \cdot h_{14} + \dot{m}_5 \cdot h_5 \quad (97)$$

Conforme descrito anteriormente, segundo Incropera et.al (2008), a efetividade dos trocadores de calor é a razão da taxa de transferência de calor real pela taxa de transferência de calor máxima, dadas em kW, conforme Equação 25. Simplificando a Equação 25 para os trocadores de calor SLHX1 e SLHX2 do ciclo transcrito, obtêm-se as Equações 98 e 99, consecutivamente.

$$\varepsilon_{SLHX1,tc} = \frac{\dot{m}_2 \cdot (h_3 - h_2)}{\dot{m}_{15} \cdot c_{p15} \cdot (T_{15} - T_2)} \quad (98)$$

$$\varepsilon_{SLHX2,tc} = \frac{\dot{m}_9 \cdot (h_6 - h_9)}{\dot{m}_{11} \cdot c_{p11} \cdot (T_6 - T_{11})} \quad (99)$$

Nas Equações 98 e 99, $\dot{m}_2$ e $\dot{m}_9$, dados em $\frac{kg}{s}$, representam a vazão mássica do R744 do lado frio. h_2 e h_9 , dados em $\frac{kJ}{kg}$, correspondem as entalpias do R744 do lado frio e T_2 e T_{11} , dados em Celsius, representam a temperatura do R744 do lado frio. $\dot{m}_{15}$ e $\dot{m}_{11}$, c_{p15} e c_{p11} , T_{15} e T_6 representam a vazão mássica, o calor específico e a temperatura de entrada do R744 do lado quente dados em $\frac{kg}{s}$, $\frac{J}{kg \cdot K}$ e °C respectivamente e h_3 corresponde a entalpia de saída do R744 do lado frio em $\frac{kJ}{kg}$.

Como visto em Stoecker et.al (1994), o grau de superaquecimento no evaporador é definido como a diferença entre a temperatura na saída do evaporador e a temperatura de saturação. Para os evaporadores de baixa e média temperatura do ciclo transcrito, o grau de superaquecimento é definido conforme as Equações 100 e 101, respectivamente. Todas as temperaturas nas Equações 100 e 101 são dadas em Celsius.

$$\Delta T_{sup,LT,tc} = T_{11} - T_{sat,11} \quad (100)$$

$$\Delta T_{sup,MT,tc} = T_8 - T_{sat,8} \quad (101)$$

Nas Equações 100 e 101, T_{11} e T_8 correspondem, respectivamente, as temperaturas na saída do evaporador de baixa e de média temperatura. $T_{sat,11}$ e $T_{sat,8}$ representam as temperaturas de saturação do evaporador de baixa e de média temperatura, consecutivamente.

Considerando compressores adiabáticos, as Equações 102 e 103 representam a potência dos compressores de alta e de baixa temperatura, respectivamente, em kW . As entalpias do estado 17 (h_{17}) e do estado 13 (h_{13}) são dadas pelas Equações 104 e 105, conforme Shapiro et.al. (2009).

$$\dot{W}_{HT,tc} = \dot{m}_{16} \cdot (h_{16} - h_{17}) \quad (102)$$

$$\dot{W}_{LT,tc} = \dot{m}_{12} \cdot (h_{12} - h_{13}) \quad (103)$$

$$h_{17} = h_{16} - \frac{(h_{16} - h_{17,s})}{\eta_{s,comp}} \quad (104)$$

$$h_{13} = h_{12} - \frac{(h_{12} - h_{13,s})}{\eta_{s,comp}} \quad (105)$$

Nas Equações 102, 103, 104 e 105, h_{16} e h_{17} , dados em $\frac{kJ}{kg}$, correspondem as entalpias de entrada e saída do compressor de alta pressão, h_{12} e h_{13} as entalpias de entrada e saída do compressor de baixa pressão e $\eta_{s,comp}$ o rendimento isentrópico do compressor. O $h_{17,s}$ e $h_{13,s}$, dados em $\frac{kJ}{kg}$, representam as entalpias do estado 17 e 13 respectivamente, para um processo de compressão isoentrópica.

Segundo Shapiro et.al. (2009), as capacidades de refrigeração, dadas em kW, de baixa e média temperatura podem ser calculadas pelas Equações 106 e 107, onde h_{10} e h_{11} representam as entalpias de entrada e saída do evaporador de baixa temperatura e h_7 e h_8 as entalpias de entrada e saída do evaporador de média temperatura, todas em $\frac{kJ}{kg}$. O calor rejeitado no gás cooler também pode ser calculado através da Equação 108, onde h_1 e h_{17} representam, respectivamente, as entalpias de saída e de entrada, dadas em $\frac{kJ}{kg}$.

$$\dot{Q}_{evap,LT,tc} = \dot{m}_{11} \cdot (h_{11} - h_{10}) \quad (106)$$

$$\dot{Q}_{evap,MT,tc} = \dot{m}_8 \cdot (h_8 - h_7) \quad (107)$$

$$\dot{Q}_{gc} = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_{17}) \quad (108)$$

O coeficiente de desempenho, COP, segundo Shapiro et.al. (2009), é definido como a razão entre o efeito de refrigeração e o trabalho líquido necessário para atingir tal efeito, conforme a Equação 109.

$$COP_{tc} = \frac{\dot{Q}_{evap,LT,tc} + \dot{Q}_{evap,MT,tc}}{|\dot{W}_{LT} + \dot{W}_{HT}|} \quad (109)$$

4.2.2 Modelo exergético do ciclo transcrito

Primeiramente, para uma análise exergética do ciclo transcrito é necessário definir as propriedades termodinâmicas do estado morto. Para o ciclo transcrito, o estado morto é o mesmo definido no estudo do ciclo subcrítico, descrito anteriormente. A análise exergética de cada equipamento do ciclo transcrito obedece às Equações 41 e 42 já descritas neste trabalho. Combinando as duas equações, obtêm-se as Equações 110, 111, 112, 113, 114, 115, 116, 117, 118, 119, 120 e 121 que correspondem a análise exegética no compressor

de baixa temperatura, compressor de alta temperatura, evaporador de média temperatura, evaporador de baixa temperatura, trocador de calor interno SLHX1, trocador de calor interno SLHX2, resfriador de gás (*gás cooler*), válvula de expansão 1 (VE1), válvula de expansão 2 (VE2), válvula de expansão 3 (VE3), válvula de expansão 4 (VE4) e reservatório, respectivamente.

$$\dot{E}x_{D,comp LT} = -\dot{W}_{LT} + \dot{m}_{12} \cdot (ex_{12} - ex_{13}) \quad (110)$$

$$\dot{E}x_{D,comp HT} = -\dot{W}_{HT} + \dot{m}_{16} \cdot (ex_{16} - ex_{17}) \quad (111)$$

$$\dot{E}x_{D,evap MT,tc} = \left(1 - \left(\frac{T_0}{T_8}\right)\right) \cdot \dot{Q}_{evap,MT,tc} + \dot{m}_8 \cdot (ex_7 - ex_8) \quad (112)$$

$$\dot{E}x_{D,evap LT,tc} = \left(1 - \left(\frac{T_0}{T_{11}}\right)\right) \cdot \dot{Q}_{evap,LT,tc} + \dot{m}_{10} \cdot (ex_{10} - ex_{11}) \quad (113)$$

$$\dot{E}x_{D,SLHX1,tc} = \dot{m}_2 \cdot (ex_2 - ex_3) + \dot{m}_{15} \cdot (ex_{15} - ex_{16}) \quad (114)$$

$$\dot{E}x_{D,SLHX2,tc} = \dot{m}_9 \cdot (ex_6 - ex_9) + \dot{m}_{11} \cdot (ex_{11} - ex_{12}) \quad (115)$$

$$\dot{E}x_{D,gc} = \left(1 - \left(\frac{T_0}{T_1}\right)\right) \cdot \dot{Q}_{gc} + \dot{m}_1 \cdot (ex_{17} - ex_1) \quad (116)$$

$$\dot{E}x_{D,VE1,tc} = \dot{m}_1 \cdot (ex_1 - ex_2) \quad (117)$$

$$\dot{E}x_{D,VE2,tc} = \dot{m}_9 \cdot (ex_9 - ex_{10}) \quad (118)$$

$$\dot{E}x_{D,VE3,tc} = \dot{m}_7 \cdot (ex_6 - ex_7) \quad (119)$$

$$\dot{E}x_{D,VE4,tc} = \dot{m}_4 \cdot (ex_4 - ex_5) \quad (120)$$

$$\dot{E}x_{D,reser,tc} = \dot{m}_3 \cdot ex_3 - \dot{m}_4 \cdot ex_4 - \dot{m}_6 \cdot ex_6 \quad (121)$$

Os índices de 1 a 17 representam os estados termodinâmicos.

Segundo Çengel et.al. (2008), para o cálculo do COP reversível, Equação 122, é necessário calcular as potências reversíveis dos compressores de baixa e alta temperatura que é a potência quando a taxa de exergia destruída é igual à zero, conforme as Equações 123 e 124, respectivamente.

$$COP_{rev} = \frac{\dot{Q}_{evap,MT,tc} + \dot{Q}_{evap,LT,tc}}{|\dot{W}_{LT,rev} + \dot{W}_{HT,rev}|} \quad (122)$$

$$\dot{W}_{LT,rev} = \dot{m}_{12} \cdot (ex_{12} - ex_{13})_{rev} \quad (123)$$

$$\dot{W}_{HT,rev} = \dot{m}_{16} \cdot (ex_{16} - ex_{17})_{rev} \quad (124)$$

Conforme Çengel et.al. (2008), a eficiência do ciclo transcrito através da segunda lei da termodinâmica, pode ser definida pela Equação 125, onde a exergia destruída e a exergia fornecida são dadas pelas Equações 126 e 127.

$$\eta_{II,tc} = 1 - \frac{\dot{E}x_{D,tc}}{Exergia_{fornecida,tc}} \quad (125)$$

$$\begin{aligned} \dot{E}x_{D,tc} = & \dot{E}x_{D,comp LT} + \dot{E}x_{D,comp HT} + \dot{E}x_{D,evap MT,tc} + \dot{E}x_{D,evap LT,tc} + \dot{E}x_{D,SLHX1,tc} + \\ & \dot{E}x_{D,SLHX2,tc} + \dot{E}x_{D,gc} + \dot{E}x_{D,VE1,tc} + \dot{E}x_{D,VE2,tc} + \dot{E}x_{D,VE3,tc} + \dot{E}x_{D,VE4,tc} + \\ & \dot{E}x_{D,tanque,tc} \end{aligned} \quad (126)$$

$$Exergia_{fornecida,tc} = |\dot{W}_{LT} + \dot{W}_{HT}| \quad (127)$$

4.2.3 Modelo econômico e ambiental do ciclo transcrito

No modelo econômico do ciclo transcrito, adotou-se as funções de custos de aquisição dos equipamentos presentes em Mosaffa et.al (2016) e Jain et.al (2015), descritas na Tabela 6.

Tabela 6 - Funções custo de aquisição para os equipamentos do ciclo transcrito

Componente do Sistema		Função Custo de Capital	
(I)	Compressor LT	$Z_{comp,LT,tc} = 10167,5 \cdot \dot{W}_{LT} ^{0,46}$	(128)
(II)	Compressor HT	$Z_{comp,HP,tc} = 9624,2 \cdot \dot{W}_{HT} ^{0,46}$	(129)
(III)	Gás Cooler	$Z_{gc,tc} = 1397 \cdot A_{gc}^{0,89}$	(130)
(IV)	Evaporador LT	$Z = 1397 \cdot A_{evap,LT,tc}^{0,89}$	(131)
(V)	Evaporador MT	$Z_{evap,MT,tc} = 1397 \cdot A_{evap,MT,tc}^{0,89}$	(131)
(VI)	SLHX1	$Z_{SLHX1,tc} = 516,621 \cdot A_{SLHX1,tc} + 268,45$	(133)
(VII)	SLHX2	$Z_{SLHX2,tc} = 516,621 \cdot A_{SLHX2,tc} + 268,45$	(134)
(VIII)	Tanque	$Z_{tanque,tc} = 280,3 \cdot \dot{m}_3^{0,67}$	(135)
(IX)	Válvula de Expansão 1 (VE1)	$Z_{VE1,tc} = 114,5 \cdot \dot{m}_1$	(136)
(X)	Válvula de Expansão 2 (VE2)	$Z_{VE2,tc} = 114,5 \cdot \dot{m}_9$	(137)
(XI)	Válvula de Expansão 3 (VE3)	$Z_{VE3,tc} = 114,5 \cdot \dot{m}_7$	(138)
(XII)	Válvula de Expansão 4 (VE4)	$Z_{VE4,tc} = 114,5 \cdot \dot{m}_4$	(139)

Fonte: Mosaffa et.al, 2016 e Jain et.al, 2015.

Com os valores do custo de aquisição de cada equipamento do ciclo transcrito, obteve-se de acordo com a Equação 140 a função custo de aquisição total do ciclo transcrito.

$$Z_{aquis,tc} = Z_{comp,LT,tc} + Z_{comp,HT,tc} + Z_{gc,tc} + Z_{evap,LT,tc} + Z_{evap,MT,tc} + Z_{SLHX1,tc} + Z_{SLHX2,tc} + Z_{tanque,tc} + Z_{VE1,tc} + Z_{VE2,tc} + Z_{VE3,tc} + Z_{VE4,tc} \quad (140)$$

Na Equação 140, $Z_{comp,LT,tc}$, $Z_{comp,HT,tc}$, $Z_{gc,tc}$, $Z_{evap,LT,tc}$, $Z_{evap,MT,tc}$, $Z_{SLHX1,tc}$, $Z_{SLHX2,tc}$, $Z_{tanque,tc}$, $Z_{VE1,tc}$, $Z_{VE2,tc}$, $Z_{VE3,tc}$ e $Z_{VE4,tc}$ correspondem, nesta ordem, ao custo de aquisição do compressor de baixa temperatura, do compressor de alta temperatura, do gás cooler, do evaporador de baixa temperatura, do evaporador de média temperatura, do trocador de calor interno SLHX1, do trocador de calor interno SLHX2, do tanque, da válvula de expansão da saída do gás cooler, da válvula de expansão na entrada do evaporador de baixa temperatura, da válvula de expansão na entrada do evaporador de média temperatura e da válvula de expansão na saída do tanque.

A taxa total do custo de aquisição mais o custo de manutenção é representado pela Equação 141, conforme Aminyavari et.al (2014), onde Z_k representa o custo de aquisição de cada equipamento, FRC o fator de recuperação de capital, FM o fator de manutenção e N o número de horas operacionais do sistema.

$$\dot{Z}_{aquis+man} = \frac{Z_k.FRC.FM}{3600.N} \quad (141)$$

Segundo Aminyavari et.al (2014), o fator de recuperação de capital pode ser expresso pela Equação 142, onde i corresponde a taxa de juros e n ao período de vida útil estimado do equipamento.

$$FRC = \frac{i.(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (142)$$

Conforme Aminyavari et.al (2014), o custo de operação do sistema é devido ao custo associado ao consumo de energia nos compressores e na bomba, expresso pela Equação 143, onde C_{elet} corresponde ao custo unitário da eletricidade durante o horário de funcionamento do sistema em $kW.h$.

$$\dot{Z}_{oper} = (\dot{W}_{HT} + \dot{W}_{LT}). \frac{C_{elet}}{3600} \quad (143)$$

Segundo Aminyavari et.al (2014), o custo ambiental correspondente a emissão de CO_2 do sistema pode ser calculado pela Equação 144, onde C_{CO_2} corresponde ao custo unitário de penalidade devido à emissão de CO_2 e m_{CO_2} a quantidade de emissão de CO_2 representada pela Equação 145.

$$\dot{Z}_{\text{amb}} = \frac{\left(\frac{m_{\text{CO}_2}}{1000}\right) \cdot C_{\text{CO}_2}}{3600 \cdot N} \quad (144)$$

$$m_{\text{CO}_2} = \phi_{\text{CO}_2} * \text{CAE} \quad (145)$$

Na Equação 145, ϕ_{CO_2} corresponde a um fator de conversão de emissão de eletricidade da rede e CAE significa o consumo anual de eletricidade, dado em $\text{kW} \cdot \text{h}$.

Combinando as Equações 141, 143 e 144 obtém-se a taxa de custo total, conforme Equação 145.

$$\dot{Z}_{\text{total},tc} = \dot{Z}_{\text{aquis+man}} + \dot{Z}_{\text{oper}} + \dot{Z}_{\text{amb}} \quad (145)$$

Vale ressaltar que o ciclo subcrítico e transcrito apresentado no capítulo 4 têm como uma das aplicações o uso em sistemas de supermercados com o evaporador de média temperatura sendo responsável pelo resfriamento de alimentos e o evaporador de baixa temperatura pelo congelamento dos mesmos.

Outro fator que merece ser destacado é que para o ciclo subcrítico a temperatura de condensação representada pelas Equações 1 e 2 foi usada apenas para validação do modelo, uma vez que ela foi a variável otimizada no processo de otimização.

Destaca-se também que a efetividade igual a 0,4 foi adotada apenas para validação do modelo com o proposto por Sharma et.al (2014), uma vez que a efetividade foi um parâmetro adotado para analisar a influência que ela tem sobre o custo e a irreversibilidade do ciclo subcrítico.

A pressão do resfriador de gás do ciclo transcrito representada pela Equação 78 foi usada apenas para validação do modelo, uma vez que ela foi a variável otimizada no processo de otimização do ciclo transcrito.

5. METODOLOGIA

Este capítulo tem a finalidade de descrever os procedimentos, parâmetros e condições adotadas para a solução dos modelos matemáticos dos sistemas subcrítico e transcrito, assim como descrever o método de otimização.

5.1 Determinação das propriedades termodinâmicas do ciclo subcrítico

Inicialmente, foi definido que os parâmetros de entrada do ciclo subcrítico eram os mesmo apresentados em Sharma et.al (2014) e descritos nas alíneas e, f, g, k, l e p da seção 4.1.1 deste trabalho. Além dos parâmetros apresentados, Sharma et. al (2014) definiu que a temperatura de aproximação e a taxa de recirculação da bomba são 3,3°C e 1,5, respectivamente.

Com os parâmetros de entrada definidos, foram determinados os estados termodinâmicos presentes na Figura 29 da seção 4.1.1 deste trabalho. Para determinação de todos os estados, duas propriedades foram obtidas como mencionado nos parágrafos abaixo e as demais propriedades foram extraídas das funções do EES.

Para o estado 1, que corresponde a saída do condensador e a entrada do trocador de calor interno SLHX1, a temperatura de condensação (T_1) é descrita como uma função da temperatura ambiente, já descrita na seção 4.1.1 deste trabalho e o fluido refrigerante sai do condensador como líquido saturado.

No que se refere ao estado 2, que corresponde a saída do trocador de calor interno SLHX1 e a entrada da válvula de expansão 1, foi considerado que o processo de troca de calor no SLHX1 é isobárico, logo $P_2 = P_1$. Usando a relação da efetividade no SLHX1, Equação 26 obtém-se o valor da entalpia h_2 .

Para o estado 3, que corresponde a saída da válvula de expansão 1 e a entrada do trocador de calor em cascata, assumiu-se que o processo na válvula de expansão é isoentálpico, portanto $h_3 = h_2$ e que o processo no trocador de calor em cascata é isobárico, logo $P_3 = P_4$.

No estado 4 que consiste na saída do trocador de calor em cascata e na entrada do SLHX1, assumiu-se que $T_4 = T_3$, uma vez que do estado 3 para o estado 4 o fluido refrigerante está na região de saturação e que ela sai do trocador de calor em cascata como vapor saturado.

O estado 5 consiste na saída do SLHX1 e na entrada do compressor de alta temperatura. Como o processo no trocador de calor interno 1 é isobárico temos que $P_5 = P_4$.

Aplicando a equação do balanço de energia no SLHX1 descrita pela Equação 19, obtém-se a entalpia do estado 5.

Para o estado 6 que corresponde a saída do compressor de alta temperatura e a entrada do condensador, foi adotado que a troca do calor no condensador é isobárico, portanto $P_6 = P_1$. Através da eficiência isoentrópica do compressor de alta temperatura, Equação 34, obtém-se a entalpia h_6 .

Como o processo no reservatório é isobárico tem-se que $P_7 = P_{13}$. Aplicando a equação do balanço de energia no reservatório descrita pela Equação 21, calcula-se a entalpia do estado 7.

Para o estado 8 tem-se que $P_8 = P_{13}$ uma vez que o processo no reservatório é isobárico. Através das premissas adotadas na seção 4.1.1, alínea i, tem-se que o R744 sai do reservatório como vapor saturado, o que permite definir o estado 8.

A pressão do estado 9, que consiste na saída do tanque e na entrada da bomba, foi considerada igual a pressão do estado 13, uma vez que o reservatório é isobárico. Através das premissas adotadas na seção 4.1.1, alínea i, o R744 sai do reservatório como líquido saturado.

O estado 10, que corresponde a saída da bomba e a entrada do SLHX2, foi assumido que é igual ao estado 9. Para o estado 11 foi adotado que $P_{11} = P_{13}$, uma vez que foi considerado que o trocador de calor interno 2 é isobárico. Para determinação da entalpia h_{11} , usou-se a relação da efetividade, Equação 27.

Analisando a Figura 29, percebe-se que o estado 12 e o estado 11 são idênticos, diferenciando somente a vazão mássica de cada um deles, conforme Equação 13.

Para o estado 13 que corresponde à saída do evaporador de média temperatura e a entrada do reservatório, calculou-se a pressão P_{13} através da temperatura de saturação descrita nas premissas da seção 4.1.1 alínea l. Já a temperatura T_{13} foi obtida através do superaquecimento do evaporador de média temperatura, também descrito na seção 4.1.1 alínea g, conforme Equação 29.

A pressão do estado 14, que consiste na saída da válvula de expansão 2 e na entrada do evaporador de baixa temperatura, foi assumida igual a pressão do estado 15, uma vez que o evaporador de baixa temperatura funciona como um equipamento isobárico. Como a válvula de expansão 2 é isoentálpica, tem-se que $h_{14} = h_{11}$.

Para o estado 15, que corresponde à saída do evaporador de baixa temperatura e a entrada do trocador de calor interno SLHX2, a pressão P_{15} foi obtida como função da temperatura de saturação, descrita na seção 4.1.1 alínea l. A temperatura T_{15} foi encontrada através da Equação 30, onde o superaquecimento foi definido na seção 4.1.1 alínea g.

O estado 16 consiste na saída do SLHX2 e na entrada do compressor de baixa temperatura. Considerando que o SLHX2 é isobárico tem-se que $P_{16} = P_{15}$. A entalpia h_{16} foi definida aplicando a equação do balanço de energia no SLHX2, conforme Equação 22.

Para o estado 17, que corresponde à saída do compressor de baixa temperatura, tem-se que $P_{17} = P_{13}$ e que a entalpia h_{17} é obtida através da eficiência isentrópica do compressor de baixa temperatura, descrita pela Equação 33 e pela alínea e das premissas da seção 4.1.1.

Por fim, para o estado 18 aplicou-se a Equação 23 para determinar h_{18} e, além disso, assumiu-se que $P_{18} = P_{13}$.

5.2 Determinação dos parâmetros e das dimensões adotadas nos modelos dos trocadores de calor do ciclo subcrítico

O modelo do condensador apresentado no apêndice A, seção A.2, é tubo aletado a ar. As dimensões do trocador de calor de tubo aletado apresentado no modelo matemático estão descritas na Tabela 7. Essas dimensões foram retiradas de Rezayan et.al (2011).

Tabela 7 - Dimensões do Condensador

Parâmetro	Valor
Diâmetro externo ($D_{ext,cond,sc}$)	12,7 mm
Espessura do tubo ($e_{tubo,cond,sc}$)	0,889 mm
Espessura das aletas ($e_{aletas,cond,sc}$)	0,25 mm
Densidade de aletas ($N_{aletas,cond,sc}$)	300 m ⁻¹
Passo longitudinal dos tubos ($SL_{cond,sc}$)	0,049 mm
Passo transversal dos tubos ($ST_{cond,sc}$)	0,057 mm
Número de fileiras de tubos ($N_{f,cond,sc}$)	6

Fonte: Elaborado pelo Autor, 2019.

O modelo matemático apresentado na seção A.2 e as correlações descritas nessa seção estão presentes em Bejan et.al (2003).

Para o modelo do trocador de calor em cascata apresentado no apêndice A, seção A.1 deste trabalho, foi adotado casco e tubo com R744 no lado do casco e R404A no lado dos tubos, ou seja, condensação sobre o feixe de tubos e evaporação dentro dos tubos. As dimensões usadas para o trocador de calor em cascata estão presentes na Tabela 8 e foram descritas por Rezayan et.al (2011).

Tabela 8 - Dimensões do trocador de calor em cascata

Parâmetro	Valor
Diâmetro externo dos tubos ($D_{ext,tubo,cas}$)	25 mm
Espessura dos tubos ($e_{tubo,cas}$)	1,65 mm
Passo no tubo (P_T)	38,1 mm
Número de passe no tubo (N_P)	2
Diâmetro do casco (D_{casco})	590 mm

Fonte: Elaborado pelo Autor, 2019.

O modelo matemático apresentado na secção A.1 e todas as correlações estão presentes em Coulson et.al (2002). As constantes k_1 e n_1 , também presentes em Coulson et.al (2002), foram adotadas considerando passo quadrado com número de passe igual a 2 e valem 0,156 e 2,291, respectivamente. A correlação apresentada pela Equação A.9 está presente em Bandarra Filho (1997).

Para o modelo de evaporador de baixa temperatura e de média temperatura apresentado no apêndice A, secção A.3, foi adotado tubo aletado a ar. As dimensões estão presentes na Tabela 9 e foram apresentadas por Rezayan et.al (2011).

Tabela 9 - Dimensões dos evaporadores de baixa e média temperatura

Parâmetro	Valor
Diâmetro externo ($D_{ext,evap,sc}$)	15,9 mm
Espessura do tubo ($e_{tubo,evap,sc}$)	0,889 mm
Espessura das aletas ($e_{aletas,evap,sc}$)	0,25 mm
Densidade de aletas ($N_{aletas,evap,sc}$)	200 m ⁻¹
Passo longitudinal dos tubos ($SL_{evap,sc}$)	49,0 mm
Passo transversal dos tubos ($ST_{evap,sc}$)	57,0 mm
Número de fileiras de tubos ($N_{f,evap,sc}$)	6

Fonte: Elaborado pelo Autor, 2019.

O modelo matemático apresentado na secção A.3 e todas as correlações estão presentes em Bejan et.al (2003).

Para o modelo dos trocadores de calor interno SLHX1 e SLHX2 apresentados no apêndice A, secção A.4 foi adotado tubos concêntricos com as dimensões descritas na Tabela 10 e presente em Jain et.al (2015).

Tabela 10 - Dimensões dos trocadores de calor interno SLHX1 e SLHX2

Parâmetro	Valor
Diâmetro interno do tubo interno ($D_{int,SLHX,sc}$)	9,5 mm
Diâmetro externo do tubo externo ($D_{ext,SLHX,sc}$)	15 mm
Espessura do tubo interno ($e_{int,SLHX,sc}$)	0,7 mm
Espessura do tubo externo ($e_{ext,SLHX,sc}$)	1 mm

Fonte: Elaborado pelo Autor, 2019.

O modelo matemático apresentado na secção A.4 e todas as correlações estão presentes em Incropera et.al (2008).

5.3 Parâmetros para a análise econômica e ambiental do ciclo subcrítico e transcrito

Já foi visto que a função taxa de custo total (Equações 77 e 145) é composta por três parcelas, sendo elas: o custo de aquisição e manutenção ($\dot{Z}_{aquis+man}$), custo de operação ($\dot{Z}_{oper}$) e o custo ambiental devido à emissão de CO_2 ($\dot{Z}_{amb}$).

A primeira parcela ($\dot{Z}_{aquis+man}$), que é obtida pela soma dos preços de aquisição de cada equipamento, são dependentes de quatro parâmetros, sendo eles: O custo de aquisição de cada equipamento (Z_k), o fator de recuperação de capital (FRC), fator de manutenção (FM) e do número de horas de trabalho dos equipamentos do sistema (N). O parâmetro Z_k foi obtido utilizando as funções custo de aquisição descrita nas Tabelas 5 e 6 para o ciclo subcrítico e transcrito, respectivamente, das seções 4.1.3 e 4.2.3. Os demais parâmetros FRC , FM e N estão descritos na Tabela 11 e foram retirados de Aminyavari et.al (2014). A taxa de juros utilizada para o cálculo do fator de recuperação de capital também será a mesma adotado por Aminyavari et.al (2014).

A segunda parcela ($\dot{Z}_{oper}$), descrita pelas Equações 74 e 143 deste trabalho, depende das potências dos compressores de alta e baixa temperatura, que podem ser obtidas através das Equações 31, 32, 102 e 103 das seções 4.1.1 e 4.1.2 do presente trabalho. O parâmetro C_{elet} que representa o custo unitário da eletricidade durante o horário de funcionamento do sistema, foi retirado de Aminyavari et.al (2014) e está descrito na Tabela 11.

Por fim, para obter a última parcela da função taxa de custo total ($\dot{Z}_{amb}$), dois parâmetros importantes foram obtidos, sendo eles: O custo unitário de penalidade devido à emissão de CO_2 (C_{CO2}) e a quantidade de emissão de CO_2 (m_{CO2}). Para o cálculo da quantidade de emissão de CO_2 , é necessário o valor do fator de conversão de emissão de eletricidade da rede (ϕ_{CO2}) e do consumo anual de eletricidade (CAE). O consumo anual de

eletricidade para o ciclo subcrítico e transcrito é dado pelas Equações 145 e 146 respectivamente. Todos os valores mencionados estão presente na Tabela 11 e foram retirados de Aminyavari et.al (2014).

$$CAE = (\dot{W}_{MT} + \dot{W}_{LT} + \dot{W}_{bomba}).N \quad (145)$$

$$CAE = (\dot{W}_{MT} + \dot{W}_{LT}).N \quad (146)$$

Tabela 11 - Parâmetros da análise de custo

Parâmetro	Valor
Fator de manutenção (FM)	1,06
Número de horas de operação do sistema (N)	7000
Taxa de Juros (i)	14% ao ano
Período de vida útil estimado do sistema (n)	15 anos
Custo unitário da eletricidade (C_{elet})	0,06 US\$/ (kW.h)
Custo unitário de devido à emissão de CO ₂ (C_{CO2})	90 US\$/ton _{CO2}
Fator de emissão de CO ₂ da fonte de energia (ϕ_{CO2})	0,968 kg/(kW.h)

Fonte: Elaborado pelo Autor, 2019.

5.4 Determinação das propriedades termodinâmicas do ciclo transcrito

Inicialmente foi definido que os parâmetros de entrada do ciclo transcrito eram os mesmos apresentados em Sharma et.al (2014) e descritos na secção 4.2.1 nas alíneas e, f, g, i, j e n deste trabalho.

Com os parâmetros de entrada definidos, foram determinados os estados termodinâmicos apresentados na Figura 30 da secção 4.2.1 deste trabalho. Para determinação de todos os estados, duas propriedades foram obtidas como mencionado nos parágrafos abaixo e as demais propriedades foram extraídas das funções do EES.

Para o estado 1, que corresponde a saída do resfriador de gás e entrada da válvula de expansão 1, a temperatura T_1 é obtida como função da temperatura ambiente e tal relação foi descrita na secção 4.2.1 deste trabalho. A pressão P_1 também é obtida através de uma relação com a temperatura ambiente e está descrita pela Equação 136 na secção 4.2.1.

A pressão do estado 2, que consiste na saída da válvula de expansão VE1 e na entrada do SLHX1, é definida como a pressão do reservatório. Adotando que o processo de expansão é isoentálpico, tem-se que $h_2 = h_1$.

Para o estado 3 que corresponde a saída do trocador de calor interno SLHX1 e a entrada do reservatório, tem-se que a pressão P_3 é igual a pressão do reservatório. Aplicando a definição da efetividade no SLHX1, conforme descrito pela Equação 156, obtém-se h_3 o que define o estado.

No estado 4, a pressão é igual a pressão do reservatório e foi considerado que o R744 sai do reservatório como vapor saturado, como descrito nas premissas da seção 4.2.1 alínea h.

A pressão do estado 5, P_5 , é igual a pressão do estado 8, ou seja $P_5 = P_8$. Como o estado 5 é a saída da válvula de expansão VE4 e o processo de expansão é isoentálpico, tem-se que $h_5 = h_4$.

Para o estado 6 tem-se que P_6 é igual a pressão do reservatório e que o R744 sai do reservatório como líquido saturado, como descrito nas premissas da seção 4.2.1 alínea h.

Considerando que o processo de troca de calor no evaporador de média temperatura é isobárico tem-se que $P_7 = P_8$. Como o estado 7 é a saída da válvula de expansão VE3 e o processo de expansão é isoentálpico, tem-se que $h_7 = h_6$.

Para o estado 8, que consiste na saída do evaporador de média temperatura, a temperatura T_8 é obtida através do grau de superaquecimento, conforme descrito pela Equação 159. A pressão P_8 foi calculada através da pressão de saturação, descrita nas premissas da seção 4.2.1 alínea j.

No estado 9, que corresponde a saída do SLHX2 e a entrada da válvula de expansão VE2, a pressão P_9 é igual a pressão do reservatório. Usando a Equação 157, que corresponde à definição da efetividade no SLHX2, obtém-se h_9 .

A entalpia do estado 10, que consiste na saída da válvula de expansão VE2 e na entrada do evaporador de baixa temperatura, é igual à entalpia do estado 9, uma vez que o processo de expansão é isoentálpico. Considerando que o processo de troca de calor no evaporador de baixa temperatura é isobárico tem-se que $P_{10} = P_{11}$.

Para o estado 11, que corresponde à saída do evaporador de baixa temperatura e a entrada do SLHX2, a temperatura T_{11} é obtida através do grau de superaquecimento, descrito pela Equação 158. A pressão P_{11} foi calculada através da pressão de saturação, descrita nas premissas da seção 4.2.1 alínea j.

No estado 12, considerando que o processo de troca de calor no SLHX2 é isobárico tem-se que $P_{12} = P_{11}$. Usando o balanço de energia no trocador de calor interno SLHX2, Equação 152, obtemos h_{12} .

Para o estado 13, que corresponde à saída do compressor de baixa temperatura, tem-se que $P_{13} = P_8$. Usando a Equação 163, que corresponde à definição da eficiência isoentrópica do compressor, obtém-se h_{13} .

No estado 14, aplicando o balanço de energia nos pontos 8-13-14 conforme Equação 154 obtém-se o valor de h_{14} . A pressão do estado 14 é igual à pressão do estado 8, o que define o estado.

Para o estado 15, a pressão P_{15} é igual à pressão do estado 8. Aplicando o balanço de energia nos pontos 5-14-15, descrito pela Equação 155, obtém-se o valor de h_{15} .

No estado 16, que consiste na saída do SLHX1 e na entrada do compressor de alta temperatura, tem-se que $P_{16} = P_8$. Aplicando a equação do balanço de energia no trocador de calor interno SLHX1, conforme Equação 151, obtém-se h_{16} .

Para o estado 17, que consiste na saída do compressor de alta temperatura e na entrada do resfriador de gás, $P_{17} = P_1$, uma vez que o processo de resfriamento é isobárico. Usando a Equação 162, que corresponde à definição da eficiência isoentrópica no compressor, obtemos h_{17} .

5.5 Determinação dos parâmetros e das dimensões adotadas nos modelos dos trocadores de calor do ciclo transcrito

O modelo do evaporador de baixa e média temperatura do ciclo transcrito é tubo aletado resfriado a ar. As dimensões dos evaporadores são as mesmas dos evaporadores do ciclo subcrítico, descrita na Tabela 9 da seção 5.2.

O modelo dos trocadores de calor interno SLHX1 e SLHX2 são tubos concêntricos e as dimensões adotadas são as mesmas adotadas no ciclo subcrítico, conforme Tabela 10.

Para o modelo do resfriador de gás descrito no apêndice B, seção B.3 foi adotado tubo aletado resfriado a ar com aletas do tipo “*louvred*”. As dimensões do resfriador de gás estão presentes na Tabela 12 e foram apresentadas por Kim et.al (2002).

Tabela 12 - Dimensões do resfriador de gás “Gás Cooler”

Parâmetro	Valor
Espessura da aleta (δ)	0,152 mm
Espessura da parede do tubo (δ_w)	0,3 mm
Densidade de aletas ($N_{f,a}$)	437 m ⁻¹
Espaçamento dos tubos (b)	6,35 mm
“Louver pitch” (L_p)	1 mm
“Ângulo louver” (θ)	20°
“Tube outside height” (H_t)	2 mm
Número de passes do lado do refrigerante (N_p)	3
Comprimento do trocador (L_1)	505,96 mm
Largura do trocador de calor (L_2)	33,3 mm

Fonte: Elaborado pelo Autor, 2019.

O modelo matemático apresentado na secção B.3 e todas as correlações descritas nessa secção estão presentes em Lee (2011).

5.6 Otimização

De acordo com Ticona (2003), a maior parte dos problemas reais encontrados na área de otimização envolve a obtenção de diversas metas que devem ser atingidas simultaneamente. Elas geralmente são conflitantes, ou seja, não existe uma solução única que otimize todas ao mesmo tempo. Para tal classe de problemas deve-se buscar um conjunto de soluções eficientes.

Problemas dessa natureza são chamados de problemas de otimização multiobjetivo por envolverem minimização (ou maximização) simultânea de um conjunto de objetivos satisfazendo a um conjunto de restrições. Neste caso, a tomada de decisão será de responsabilidade do analista, que deverá ponderar os objetivos globais do problema e escolher uma entre as soluções do conjunto de soluções eficientes (ARROYO, 2002).

Enquanto que na otimização mono-objetivo uma solução ótima é claramente identificada, pois o espaço de solução é ordenado, na otimização multiobjetivo, por outro lado, há um conjunto de alternativas, geralmente conhecidas como soluções Pareto-ótimas (PANTUZA JÚNIOR, 2011).

Segundo Pareto (1896) apud Pantuza Júnior (2011), o conceito de Pareto-ótimo constitui a origem da busca na otimização multiobjetivo. Pela definição, um vetor z é Pareto-ótimo se não existe outro vetor viável z^* que possa melhorar algum objetivo, sem causar uma piora em pelo menos outro objetivo. Em outras palavras, um vetor solução z pertence ao conjunto de soluções Pareto-ótimo se não existe nenhum vetor solução z^* que domine z .

Segundo Pantuza Júnior (2011) em vista da existência de objetivos conflitantes, encontrar soluções viáveis que otimizem simultaneamente todos os objetivos é o maior desafio da otimização multiobjetivo.

Dessa forma, a resolução de problemas multiobjetivo é dividida, basicamente, em duas etapas: determinação das soluções eficientes e a etapa de decisão. O primeiro aspecto consiste na busca de soluções Pareto-ótimas dentro do espaço factível. O segundo aspecto, que envolve um procedimento chamado de decisão, que diz respeito à seleção da solução que é um 'compromisso' final dentre aquelas de Pareto. Para tal ação, o projetista/engenheiro toma uma decisão externa ao processo de otimização (ÁVILA, 2006).

A determinação das soluções eficientes pode ser realizada utilizando-se métodos clássicos de otimização multiobjetivo. Estes métodos surgiram da necessidade de encontrar soluções com prioridades, ou pesos, associados aos objetivos. Um desses métodos, utilizado neste trabalho, é da soma ponderada dos objetivos, que consiste na transformação do problema multiobjetivo em um problema mono-objetivo através da atribuição de pesos para cada objetivo, ou seja, através da atribuição de diferentes pesos para cada objetivo tem-se uma nova função que representa a relação linear entre todos os objetivos, Equação 147. (DEB, 2001).

$$\begin{aligned} \text{minimizar: } f(x) &= \sum_{i=1}^R w_i f_i(x) \\ \text{sujeito a: } x &\in Z^* \\ \text{sendo: } 0 \leq w_i &\leq 1; \quad \sum w_i = 1 \end{aligned} \tag{147}$$

No qual, w_i é o peso do objetivo f_i em relação com os outros objetivos.

Para se alcançar as soluções Pareto-ótimas, este problema deve ser resolvido iterativamente. Neste caso, deve-se considerar diferentes valores de pesos definidos pelo analista de acordo com a importância dos objetivos. Para que os pesos w_i reflitam aproximadamente a importância dos objetivos, o analista deve normalizá-los. Ou seja, para que cada peso de um objetivo expresse sua importância em relação aos demais, os objetivos devem estar todos em uma mesma escala ou ordem de grandeza (DEB, 2001).

Nota-se que esse tipo de abordagem é adequado apenas quando o espaço de funções objetivas for convexo na região da fronteira de Pareto. Nesse caso, pode-se provar que todos os pontos dessa fronteira podem ser obtidos apenas variando-se os pesos (DEB, 2001).

No presente trabalho para que fossem realizadas as otimizações das funções objetivo, minimização da irreversibilidade dos ciclos (exergia destruída total) e minimização do custo total, algumas variáveis (parâmetros de projeto) foram selecionadas. Para o ciclo subcrítico a variável selecionada foi a temperatura de condensação (T_1) e para o ciclo transcrito a variável selecionada foi a pressão do resfriador de gás (P_1). Os parâmetros, bem como os intervalos os quais deverão obedecer, para o ciclo subcrítico e transcrito estão listados na Tabela 13.

Tabela 13 - Parâmetros de projeto selecionados

Parâmetro de Projeto	Intervalos
Temperatura de Condensação (T_1) – Ciclo subcrítico (R404A)	$25^\circ\text{C} \leq T_1 \leq 40^\circ\text{C}$
Pressão do resfriador de gás (P_1) – Ciclo transcrito (R744)	$6900\text{ kPa} \leq P_1 \leq 10000\text{ kPa}$

Fonte: Elaborado pelo Autor, 2019.

Após definidas as variáveis para a otimização e seus intervalos, a função exergia destruída total do ciclo subcrítico e transcrito, descrita pelas Equações 58 e 126, respectivamente, e a função taxa de custo total do ciclo subcrítico e transcrito, descrita pelas Equações 77 e 145, foram minimizadas utilizando-se o método da soma ponderada das funções. Dessa forma, pelo método das soma ponderada dos objetivos, tem-se a Equação 148.

$$\text{Minimizar: } f(x) = \sqrt{w\left(\frac{Z_{total}}{1000}\right)^2 + (1-w)Ex_{D,total}^2} \quad (148)$$

onde $0 \leq w \leq 1$;

Para a otimização de $f(x)$ foi utilizado a plataforma do EES, em que para o ciclo subcrítico e transcrito foi usado o método *Golden Section Search*, considerando-se o número máximo de funções calculadas igual a 2000 e a tolerância de convergência igual a 10^{-8} . Dessa forma variando-se o peso w de 0 até 1, obtém-se a fronteira de Pareto.

A partir da fronteira de Pareto obtida, consegue-se determinar o ponto P, que representa a mínima exergia destruída total ($Ex_{D,total,min}$) e o mínimo custo total ($\dot{Z}_{total,min}$) do sistema na fronteira de Pareto. De posse desse ponto, calcula-se a distância do ponto P até cada solução da fronteira de Pareto, através da Equação 149, onde Z e Ex_D representam o custo total e a exergia destruída total para cada solução na fronteira de Pareto e $Z_{total,min}$ e $Ex_{D,min}$ as coordenadas do ponto P.

$$Dist = \sqrt{(Z_{total} - Z_{total,min})^2 + (Ex_{D,total} - Ex_{D,total,min})^2} \quad (149)$$

Segundo Jain et.al (2016) o menor valor desta distância representa a melhor relação entre o custo e a exergia destruída.

6. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Este capítulo tem como objetivo apresentar e discutir os resultados obtidos na validação do modelo matemático bem como apresentar e discutir os resultados obtidos na otimização dos ciclos subcrítico e transcrito.

6.1 Validação dos modelos

Para validar o modelo matemático implementado neste trabalho, foi utilizado o COP como parâmetro de comparação, ou seja, o COP obtido pelo modelo foi comparado ao obtido pelo caso de referência, descrito por Sharma et.al (2014). A validação do modelo é realizada somente por meio da primeira lei da termodinâmica uma vez que os autores do caso de referência só fizeram uma análise comparativa entre os COP's de vários tipos de configurações de sistemas subcríticos e transcritos.

Para fazer uma comparação entre os COP's dos sistemas obtidos neste trabalho e no trabalho proposto por Sharma et.al (2014) em função da temperatura ambiente, foram definidos os parâmetros de entrada adotados pelos autores para os ciclos subcríticos e transcritos, conforme pode ser observado na Tabela 14.

Tabela 14 - Parâmetros de entrada para validação do modelo através da primeira lei

Ciclo Subcrítico	Ciclo Transcrítico
$T_{\text{aprox}} = 3,3^{\circ}\text{C}$	$P_{\text{reservatório}} = 3500 \text{ kPa}$
$\eta_{\text{s,comp}} = 0,65$	$\eta_{\text{s,comp}} = 0,65$
$\epsilon_{\text{SLHX1,sc}} = 0,7$	$\epsilon_{\text{SLHX1,sc}} = 0,4$
$\epsilon_{\text{SLHX2,sc}} = 0,7$	$\epsilon_{\text{SLHX2,sc}} = 0,4$
$\Delta T_{\text{sup,MT,sc}} = 10 \text{ K}$	$\Delta T_{\text{sup,MT,sc}} = 10 \text{ K}$
$\Delta T_{\text{sup,LT,sc}} = 10 \text{ K}$	$\Delta T_{\text{sup,LT,sc}} = 10 \text{ K}$
$T_{\text{evap,LT,sc}} = -30^{\circ}\text{C}$	$T_{\text{evap,LT,sc}} = -30^{\circ}\text{C}$
$T_{\text{evap,MT,sc}} = -5^{\circ}\text{C}$	$T_{\text{evap,MT,sc}} = -5^{\circ}\text{C}$
$\dot{Q}_{\text{evap,LT,sc}} = 65 \text{ kW}$	$\dot{Q}_{\text{evap,LT,sc}} = 65 \text{ kW}$
$\dot{Q}_{\text{evap,MT,sc}} = 120 \text{ kW}$	$\dot{Q}_{\text{evap,MT,sc}} = 120 \text{ kW}$
$\text{CR} = 1,5$	

Fonte: Elaborado pelo Autor, 2019.

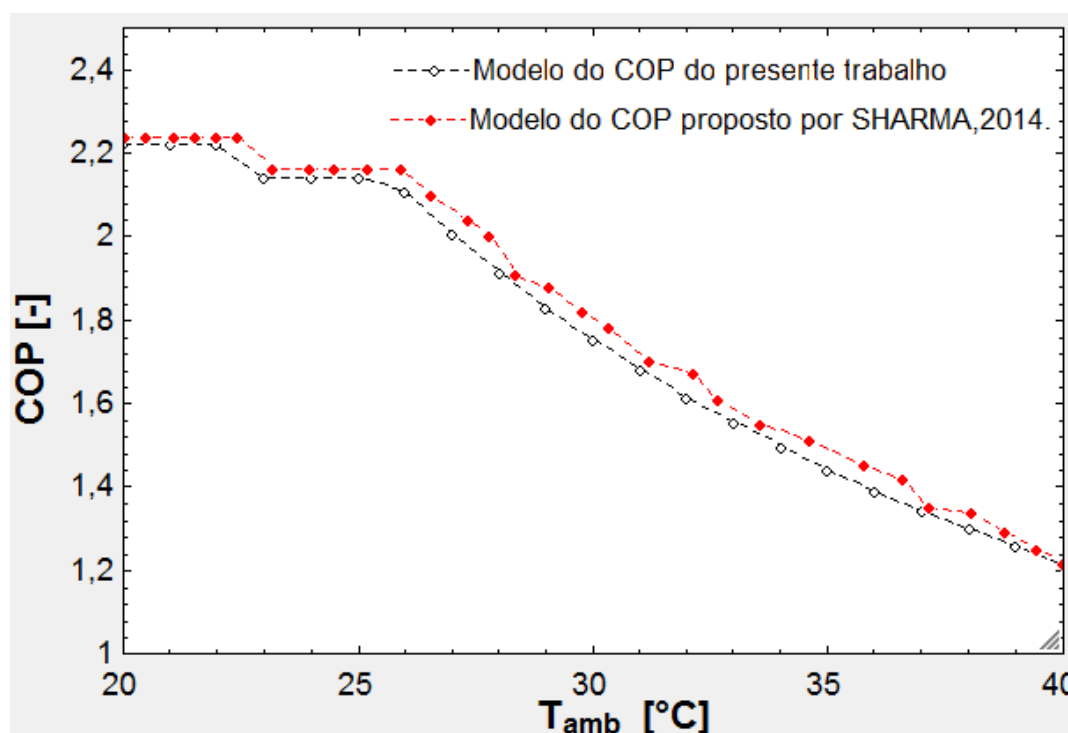
O perfil de distribuição do COP em função da temperatura ambiente descrito pelos autores do caso de referência para o ciclo transcrito e o perfil do COP deste trabalho pode

ser visto na Figura 31, enquanto que o perfil de distribuição do COP em função da temperatura ambiente descrito pelos autores do caso de referência para o ciclo subcrítico e o perfil do COP deste trabalho pode ser visto na Figura 32.

Analisando a Figura 31 percebe-se que o perfil do COP em função da temperatura ambiente para a faixa de temperatura ambiente analisada para o ciclo transcrito esta similar ao encontrado por Sharma et.al (2014).

Para a temperatura ambiente do ciclo transcrito igual a 20°C, os autores encontraram um COP igual a 2,245 enquanto que o valor encontrado neste trabalho foi igual a 2,221, resultando em um erro relativo de 1,08%.

Figura 31 - Distribuição do COP em função da temperatura ambiente proposto por Sharma et.al (2014) e pelo autor deste trabalho para o ciclo transcrito

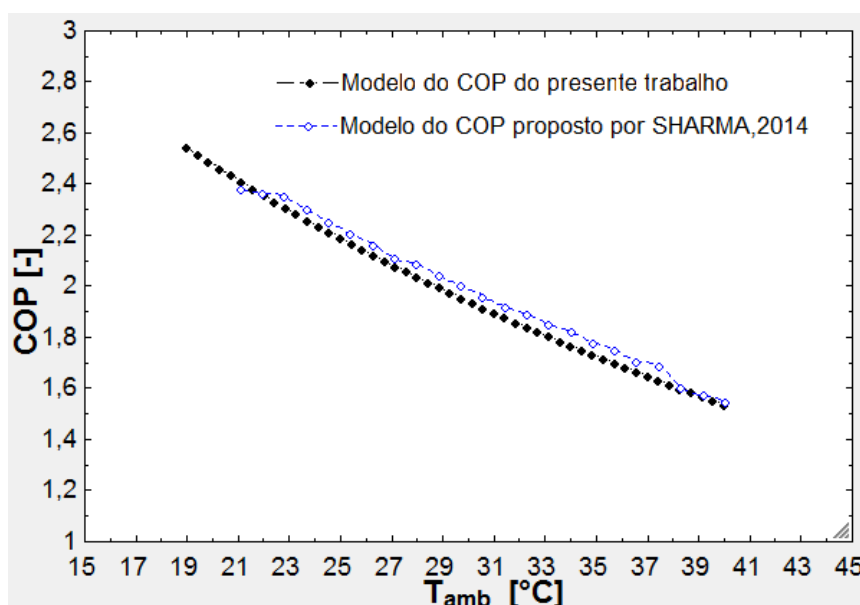


Fonte: Elaborado pelo Autor, 2019.

Analisando a Figura 32 percebe-se que o perfil do COP em função da temperatura ambiente para a faixa de temperatura ambiente analisada para o ciclo subcrítico esta similar ao encontrado por Sharma et.al (2014).

Para a temperatura ambiente do ciclo subcrítico igual a 20°C, os autores encontraram um COP igual a 2,392 enquanto que o valor encontrado neste trabalho foi igual a 2,479, resultando em um erro relativo de 3,64%.

Figura 32 - Distribuição do COP em função da temperatura ambiente proposto por Sharma et.al (2014) e pelo autor deste trabalho para o ciclo subcrítico



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2019.

6.2 Otimização do ciclo transcrito

Para o processo de otimização do ciclo transcrito foi adotado que o coeficiente global de transferência de calor em todos os trocadores de calor será constante.

Adotou-se o coeficiente global constante nos trocadores de calor uma vez que ao otimizar cada parâmetro do ciclo transcrito observou-se que seu valor era praticamente constante para todos os pesos (Equação 148) e o tempo gasto para completar a otimização de apenas uma tabela era de aproximadamente dez dias. Para a análise da otimização do ciclo foi gerado aproximadamente 20 tabelas, portanto o tempo computacional para gerar todas as tabelas do ciclo transcrito ficaria muito grande. Em contrapartida, o tempo gasto para gerar cada uma com o coeficiente global constante foi de apenas 3 minutos, ou seja, houve uma redução drástica no tempo computacional para otimização do ciclo. Os valores do coeficiente global de cada trocador de calor está descrito na Tabela 15.

Tabela 15- Coeficiente global para os trocadores de calor do ciclo transcrito

Trocadores de calor	Coeficiente Global de transferência de calor ($\frac{W}{m^2 K}$)
SLHX1	3650
SLHX2	28880
Resfriador de gás	80,02
Evaporador de baixa temperatura	238,3
Evaporador de média temperatura	109,48

Fonte: Elaborado pelo Autor, 2019.

Para otimização do ciclo transcrito, foram modelados diversas situações com o objetivo de analisar a influência que alguns parâmetros têm sobre a irreversibilidade e o custo do ciclo. Os parâmetros que foram analisados foram a temperatura ambiente, a pressão do reservatório e a efetividade dos trocadores de calor interno SLHX1 e SLHX2, enquanto que os demais parâmetros, apresentados na Tabela 14, foram mantidos constantes.

Os valores máximo e mínimo, apresentados nas Tabelas 16, 17 e 18 foram obtidos minimizando-se a exergia destruída total, obtendo-se $Ex_{D,total,min}$ e, consequentemente, $Z_{total,max}$ e posteriormente minimizando-se o custo total, obtendo-se $Z_{total,min}$ e, consequentemente, $Ex_{D,total,Max}$, associados a estes valores foi obtida a pressão no resfriador de gás.

Primeiramente, foi feita uma análise da influência que a temperatura ambiente tem sobre a irreversibilidade e o custo do ciclo transcrito. Para uma pressão do reservatório fixa em 3500kPa e efetividade dos trocadores de calor interno SLHX1 e SLHX2 fixa em 0,4, que são os valores do caso base descrito em Sharma et al. (2014), nota-se através da Tabela 16 que ao diminuir a temperatura ambiente, tanto o custo quanto a irreversibilidade do ciclo diminuíram.

Tabela 16 - Influência da temperatura ambiente sobre a irreversibilidade e custo do ciclo transcrito

T_{amb} (°C)	$Ex_{D,total,min}$ (kW)	$Z_{total,max}$ (\$/ano)	$P_{1,Ex}$ [kPa]	$Z_{total,min}$ (\$/ano)	$Ex_{D,total,max}$ (kW)	$P_{1,z}$ [kPa]
30	77,47344	179047,7	8249	178776,1	77,72969	8424
28	70,00025	169604,7	7711	169338,3	70,25567	7861
24	58,65121	153895,6	6920	153695,9	58,85084	7017
20	57,81630	149705,6	6920	149588,5	57,97353	6991

Fonte: Elaborado pelo Autor, 2019.

Outra análise realizada foi a influência que a pressão do reservatório tem sobre o custo e a irreversibilidade do ciclo para uma mesma temperatura ambiente e efetividade dos trocadores de calor interno. Para uma temperatura ambiente igual a 30°C e efetividade dos trocadores de calor interno SLHX1 e SLHX2 igual a 0,4, percebe-se que com o aumento da pressão do reservatório houve um aumento da irreversibilidade e do custo do ciclo, conforme Tabela 17.

Tabela 17 - Influência da pressão do reservatório sobre a irreversibilidade e custo do ciclo transcrito

$P_{\text{reservatório}}$ (kPa)	$Ex_{D,\text{total,min}}$ (kW)	$Z_{\text{total,max}}$ (\$/ano)	$P_{1,\text{Ex}}$ [kPa]	$Z_{\text{total,min}}$ (\$/ano)	$Ex_{D,\text{total,max}}$ (kW)	$P_{1,Z}$ [kPa]
3046	76,80159	178619,7	8262	178320,8	77,08476	8451
3500	77,47344	179047,7	8249	178776,1	77,72969	8424
4000	78,24101	179677,9	8236	179423,1	78,47971	8401

Fonte: Elaborado pelo Autor, 2019.

Posteriormente foi analisada a influência da efetividade dos trocadores de calor interno sobre o custo e a irreversibilidade do ciclo. Para uma temperatura ambiente fixa de 30°C e pressão do reservatório igual a 3500 kPa, nota-se que ao aumentar a efetividade dos trocadores de calor o custo do ciclo transcrito aumenta e a irreversibilidade diminui, conforme pode ser visto na Tabela 18.

Tabela 18 - Influência da efetividade dos trocadores de calor interno sobre a irreversibilidade e custo do ciclo transcrito

Efetividade	$Ex_{D,\text{total,min}}$ (kW)	$Z_{\text{total,max}}$ (\$/ano)	$P_{1,\text{Ex}}$ [kPa]	$Ex_{D,\text{total,max}}$ (kW)	$Z_{\text{total,min}}$ (\$/ano)	$P_{1,Z}$ [kPa]
0,4	77,47344	179047,7	8249	77,72969	178776,1	8424
0,8	77,44049	180552,1	8262	77,71160	180268,6	8446

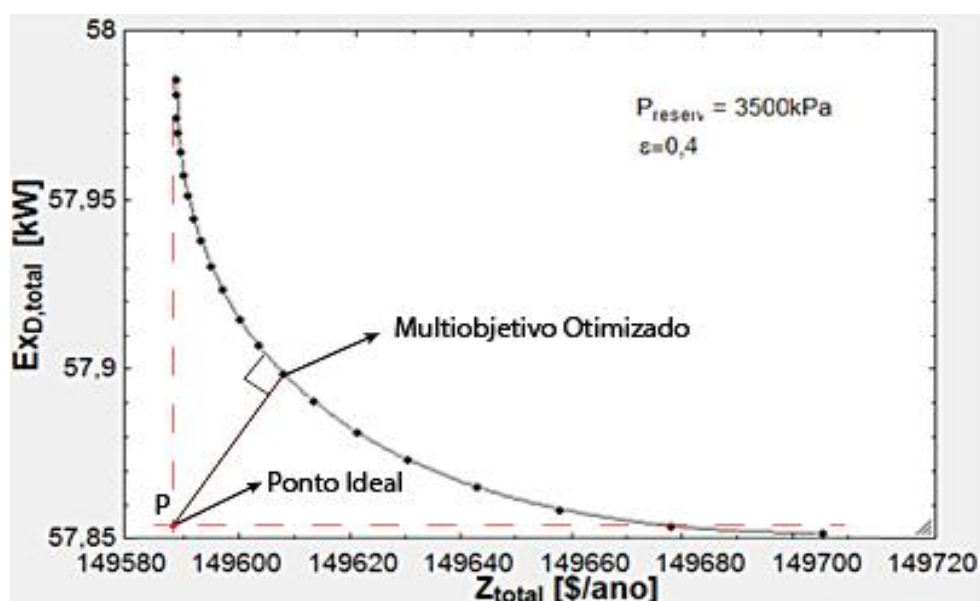
Fonte: Elaborado pelo Autor, 2019.

Com o objetivo de realizar a comparação entre os ciclos transcrito e subcrítico, calculou-se a menor distância entre os pontos ótimos no diagrama de Pareto (Equação 149) para cada solução ótima. A solução ótima escolhida para cada temperatura ambiente foi a menor distância entre cada solução para os diversos pesos e o ponto P (solução ideal, ou seja, $Ex_{D,\text{total,min}}$ e $Z_{\text{total,min}}$).

A Figura 33 apresenta a solução ótima considerando uma temperatura ambiente de 20°C, pressão no reservatório de 3500 kPa e efetividade dos trocadores de calor de 0,4. Analisando a Figura 33, nota-se que o ponto P é definido como a melhor relação entre a eficiência energética e o custo, ou seja, menor custo com a menor irreversibilidade.

Os valores encontrados para as menores distâncias para cada peso estão descritos na Tabela 19. Para o cálculo da menor distância as irreversibilidades foram usadas em Watts para manter a mesma ordem de grandeza do custo.

Figura 33 – Solução ótima dentre as soluções do diagrama de Pareto do ciclo transcrito



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2019.

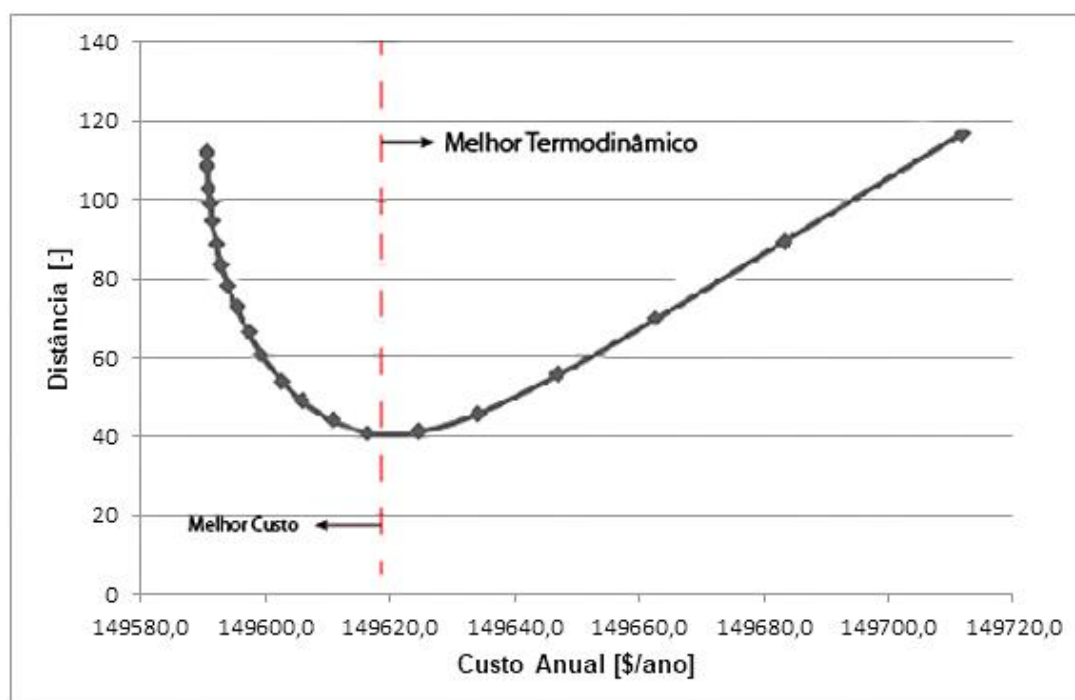
Tabela 19 – Distância entre as soluções apresentadas na Figura 33 do ciclo transcrito

Peso	$Ex_{D,total}$ (W)	Z_{total} (\$/ano)	Distância
0	57861,30	149705,6	117,1
0,05	57863,08	149678,0	89,5177
0,1	57867,23	149658,0	69,75253
0,15	57872,69	149643,0	55,67748
0,2	57879,47	149630,4	45,67011
0,25	57886,14	149621,4	41,22421
0,3	57893,93	149613,4	41,04542
0,35	57900,79	149608,0	44,04214
0,4	57907,80	149603,4	48,82888
0,45	57914,18	149600,1	54,13737
0,5	57921,62	149596,9	60,90207
0,55	57927,47	149594,9	66,47879
0,6	57933,73	149593,1	72,57593
0,65	57939,22	149591,8	77,98985
0,7	57944,86	149590,7	83,58896
0,75	57950,14	149590,0	88,85266
0,8	57955,75	149589,3	94,45339
0,85	57960,39	149589,0	99,09126
0,9	57964,21	149588,7	102,9102
0,95	57969,93	149588,6	108,63
1,0	57973,53	149588,5	112,23

Fonte: Elaborado pelo Autor, 2019.

Analisando a Tabela 19, percebe-se que a solução ótima dentre os pontos ótimos do diagrama de Pareto é quando o peso vale 0,3. Este peso define o valor ideal entre a análise econômica e termodinâmica, onde para valores de pesos menores que 0,3 na função apresentada pela Equação 148, obtém-se uma condição de melhor eficiência energética com custos mais elevados e para valores de pesos maiores que 0,3 tem-se uma condição de melhor economia com prejuízo da eficiência do ciclo. Esse comportamento pode ser visualizado na Figura 34.

Figura 34 – Gráfico da distância x custo para o caso ótimo da figura 33 do ciclo transcrito



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2019.

As variáveis termodinâmicas como exergia destruída em cada equipamento, exergia total do ciclo, áreas dos trocadores de calor, COP, eficiência exergética do ciclo transcrito e potência nos compressores de alta e baixa temperatura para o caso ótimo da Figura 33 são descritas na Tabela 20.

Tabela 20 – Variáveis termodinâmicas para a solução ótima do ciclo transcrito

Parâmetro	Valor	Parâmetro	Valor
$\dot{E}x_{D,comp\ LT}$	4,430 kW	$\dot{E}x_{D,reser,tc}$	0,001 kW
$\dot{E}x_{D,comp\ HT}$	20,37 kW	$\dot{W}_{HT}$	69,35 kW
$\dot{E}x_{D,evap\ MT,tc}$	4,505 kW	$\dot{W}_{LT}$	13,96 kW
$\dot{E}x_{D,evap\ LT,tc}$	2,982 kW	$A_{evap,MT}$	152 m ²
$\dot{E}x_{D,SLHX1,tc}$	0,169 kW	$A_{evap,LT}$	37,81 m ²
$\dot{E}x_{D,SLHX2,tc}$	0,132 kW	A_{gc}	134 m ²
$\dot{E}x_{D,gc}$	9,378 kW	A_{SLHX1}	0,02859 m ²
$\dot{E}x_{D,VE1,tc}$	11,43 kW	A_{SLHX2}	0,04224 m ²
$\dot{E}x_{D,VE2,tc}$	1,526 kW	COP	2,221
$\dot{E}x_{D,VE3,tc}$	0,315 kW	$\dot{E}x_{D,total,tc}$	57,894 kW
$\dot{E}x_{D,VE4,tc}$	2,656 kW	$\eta_{II,tc}$	0,305

Fonte: Elaborado pelo Autor, 2019.

A partir dos resultados apresentados nas Tabelas 16, 17 e 18 e Figura 33 e 34 optou-se em fixar a pressão do reservatório em 3046 kPa e a efetividade dos trocadores de calor SLHX1 e SLHX2 em 0,4 para a realização da análise termoeconômica do ciclo transcrito. Os valores das soluções ótimas para cada temperatura ambiente são apresentados na Tabela 21 que permite analisar a influência da temperatura ambiente sobre a exergia destruída e o custo total do ciclo transcrito.

Tabela 21 – Pontos ótimos do diagrama de Pareto para ciclo transcrito em função da temperatura ambiente

T _{amb} (°C)	PESO	P ₁ [kPa]	Z _{total} (\$/ano)	Ex _{D,total} (kW)	COP	$\eta_{II,tc}$
30	0,3	8353	178392,1	76,87583	1,766	0,2663
28	0,3	7801	168982,2	69,37408	1,931	0,2759
24	0,3	6978	153347,3	57,98101	2,245	0,2963
20	0,3	6964	149049,7	57,17352	2,246	0,3059

Fonte: Elaborado pelo Autor, 2019.

Analisando a Tabela 21 nota-se que para todas as temperaturas ambientes a solução ótima ocorreu quando o peso era 0,3. Percebe-se que ao aumentar a temperatura ambiente, a pressão do resfriador de gás, o custo total e a exergia destruída aumentaram enquanto que o COP e a eficiência exergética diminuíram. Nota-se também que a variação dos parâmetros apresentados na Tabela foi maior quando a temperatura ambiente variou de 24°C para 28°C, onde a pressão do resfriador de gás, o custo total, a exergia destruída total aumentaram respectivamente, 11,79%, 10,20%, 19,65%, enquanto que o COP e a eficiência

exergética diminuíram 16,26% e 7,39%, respectivamente. Vale ressaltar que de todos os parâmetros descritos na Tabela 21 o que mais variou com a temperatura ambiente foi exergia destruída total.

Analisando a variação dos parâmetros da Tabela 21 para a menor e a maior temperatura ambiente percebe-se que a pressão do resfriador, o custo total e a exergia destruída aumentaram, respectivamente, 19,95%, 19,69% e 37,96%, enquanto que o COP e a eficiência exergética diminuíram 27,18% e 14,87%, respectivamente.

6.3 Otimização do ciclo subcrítico

Para o processo de otimização do ciclo subcrítico foi adotado que o coeficiente global de transferência de calor em todos os trocadores de calor será constante. Adota-se o coeficiente global constante nos trocadores de calor uma vez que ao otimizar cada parâmetro do ciclo subcrítico percebeu-se que seu valor era praticamente constante para todos os pesos (Equação 148) e o tempo gasto para completar a otimização de apenas uma tabela era de aproximadamente 15 dias. Para realizar a análise e otimização do ciclo foi gerado aproximadamente 20 tabelas, portanto o tempo computacional para gerar todas as tabelas do ciclo subcrítico ficaria muito grande. Em contrapartida, o tempo gasto para gerar cada uma com o coeficiente global constante foi de apenas 5 minutos, ou seja, houve uma redução drástica no tempo computacional para otimização do ciclo. Os valores do coeficiente global de cada trocador de calor esta descrito na Tabela 22.

Tabela 22- Coeficiente global para os trocadores de calor do ciclo subcrítico

Trocadores de calor	Coeficiente Global de transferência de calor ($\frac{W}{m^2K}$)
Condensador	98,7
Trocador de calor em cascata	220,5
Evaporador de baixa temperatura	95,6
Evaporador de média temperatura	95,6
SLHX1	12652,0
SLHX2	3595,0

Fonte: Elaborado pelo Autor, 2019.

Para otimização do ciclo subcrítico, foram modelados diversas situações com o intuito de analisar a influência que alguns parâmetros têm sobre a irreversibilidade e o custo do ciclo. Os parâmetros que foram analisados foram a temperatura ambiente, a taxa de circulação na bomba e a diferença de temperatura no trocador de calor em cascata

(temperatura de aproximação), enquanto que os demais parâmetros apresentados na Tabela 14 foram mantidos constantes.

Vale ressaltar que os valores máximo e mínimo, apresentados nas Tabelas 23, 24 e 25 foram obtidos minimizando-se a exergia destruída total, obtendo-se $Ex_{D,total,min}$ e, conseqüentemente, $Z_{total,max}$ e posteriormente minimizando-se o custo total, obtendo-se $Z_{total,min}$ e, conseqüentemente, $Ex_{D,total,max}$.

Primeiramente, foi feita uma análise da influência que a temperatura ambiente tem sobre a irreversibilidade e o custo do ciclo subcrítico. Para uma taxa de circulação da bomba fixa em 1,5 e temperatura de aproximação de $3,3^{\circ}\text{C}$, que são os valores do caso base descrito em Sharma et al. (2014), nota-se através da Tabela 23 que ao diminuir a temperatura ambiente, tanto o custo quanto a irreversibilidade do ciclo diminuíram. Percebe-se também que com o aumento da temperatura ambiente a diferença entre a exergia destruída máxima e a exergia destruída mínima e a diferença entre o custo máximo e o custo mínimo vão aumentando.

Tabela 23 - Influência da temperatura ambiente sobre a irreversibilidade e custo do ciclo subcrítico

T_{amb} ($^{\circ}\text{C}$)	$Ex_{D,total,min}$ (kW)	$Z_{total,max}$ (\$/ano)	$T_{1,EX}$ ($^{\circ}\text{C}$)	$Z_{total,min}$ (\$/ano)	$Ex_{D,total,max}$ (kW)	$T_{1,Z}$ ($^{\circ}\text{C}$)
20	42,95616	184790,7	25	179788,0	47,26523	29,17
24	43,54259	237940,4	25	190264,0	52,16972	32,93
28	47,23142	1016727,0	28	201515,1	57,60288	36,61
30	49,76165	1038829,0	30	207474,2	60,55363	38,44

Fonte: Elaborado pelo Autor, 2019.

Outra análise realizada foi à influência que a taxa de circulação da bomba tem sobre o custo e a irreversibilidade do ciclo subcrítico para uma mesma temperatura ambiente e diferença de temperatura do trocador de calor em cascata. Para uma temperatura ambiente igual a 30°C e T_{aprox} igual a $3,3^{\circ}\text{C}$ percebe-se que com o aumento da taxa de circulação da bomba houve um aumento da irreversibilidade e do custo do ciclo, conforme Tabela 24.

Tabela 24 - Influência da taxa de circulação da bomba sobre a irreversibilidade e custo do ciclo subcrítico

CR	$Ex_{D,total,min}$ (kW)	$Z_{total,max}$ (\$/ano)	$T_{1,EX}$ ($^{\circ}\text{C}$)	$Z_{total,min}$ (\$/ano)	$Ex_{D,total,max}$ (kW)	$T_{1,Z}$ ($^{\circ}\text{C}$)
1,5	54,04158	217613,7	33,50	207474,2	60,55363	38,44
2,0	109,5190	307680,7	32,39	287358,2	119,9498	37,43

Fonte: Elaborado pelo Autor, 2019.

Posteriormente foi analisada a influência que a diferença de temperatura no trocador de calor em cascata tem sobre o custo e a irreversibilidade do ciclo. Para uma temperatura ambiente fixa de 30°C e taxa de circulação da bomba igual a 1,5 nota-se, na Tabela 25, que ao aumentar a diferença de temperatura do trocador de calor em cascata o custo do ciclo subcrítico e a irreversibilidade aumentam.

Tabela 25 - Influência da diferença de temperatura no trocador de calor em cascata sobre a irreversibilidade e custo do ciclo subcrítico

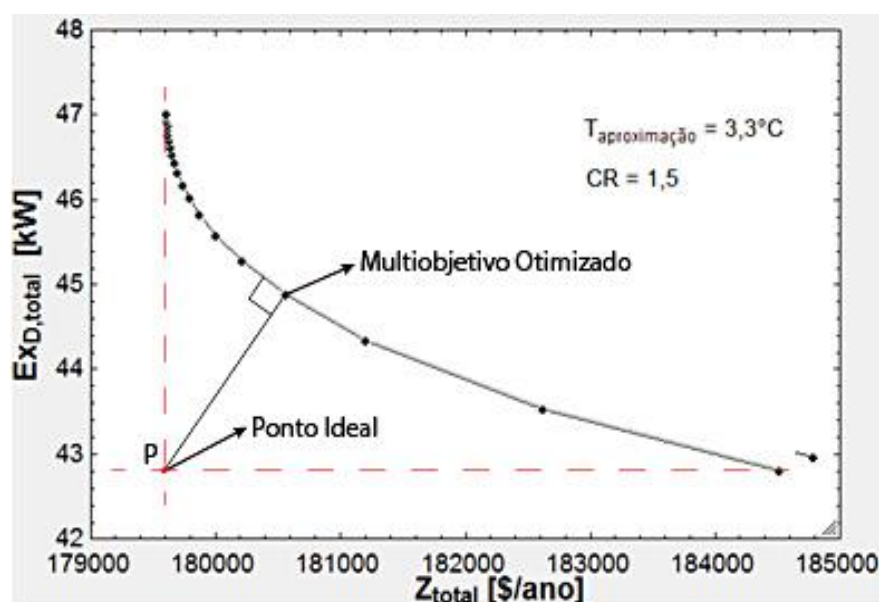
T_{aprox} (°C)	$Ex_{D,total,min}$ (kW)	$Z_{total,max}$ (\$/ano)	$T_{1,EX}$ (°C)	$Z_{total,min}$ (\$/ano)	$Ex_{D,total,max}$ (kW)	$T_{1,Z}$ (°C)
3,0	54,04158	217613,7	33,59	207474,2	60,55363	38,44
5,0	58,15072	223712,0	33,44	212734,8	64,99135	38,35
8,0	64,57525	233844,5	33,24	221598,6	71,91197	38,21
10,0	69,03786	240998,3	33,12	227892,0	76,70431	38,12

Fonte: Elaborado pelo Autor, 2019.

Com o objetivo realizar a comparação entre os ciclos transcrito e subcrítico, calculou-se a menor distância entre os pontos ótimos no diagrama de Pareto (Equação 149) para cada solução ótima. A solução ótima escolhida para cada temperatura ambiente foi a menor distância entre cada solução para os diversos pesos e o ponto P (solução ideal, ou seja, $Ex_{D,total,min}$ e $Z_{total,min}$).

A Figura 35 apresenta a solução ótima considerando uma temperatura ambiente de 20°C, temperatura de aproximação de 3,3°C e taxa de circulação da bomba de 1,5.

Figura 35 - Solução ótima dentre as soluções do diagrama de Pareto do ciclo subcrítico



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2019.

Analisando a Figura 35, nota-se que o ponto P é definido como a melhor relação entre a eficiência energética e o custo, ou seja, menor custo com a menor irreversibilidade. Os valores encontrados para as menores distâncias para cada peso estão descritos na Tabela 26. Para o cálculo da menor distância as irreversibilidades foram usadas em Watts para manter a mesma ordem de grandeza do custo.

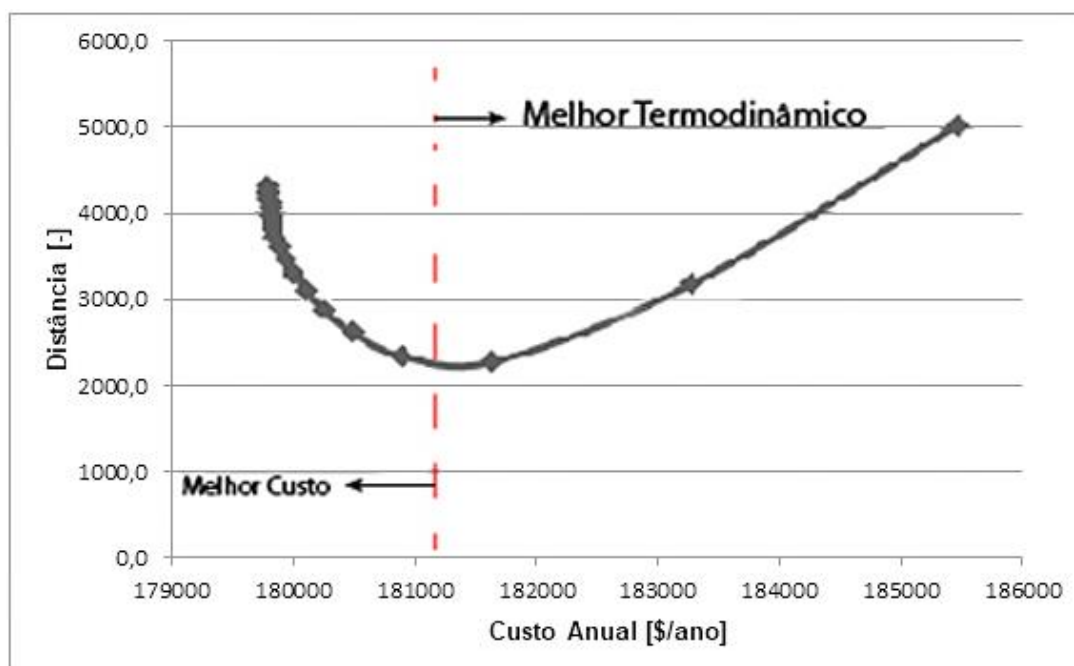
Tabela 26 - Distância entre as soluções apresentadas na Figura 35 do ciclo subcrítico

Peso	Ex_{D,total} (W)	Z_{total} (\$/ano)	Distância
0	42956,16	184790,7	5002,700
0,05	42956,16	184790,7	5002,700
0,1	43698,27	182859,3	3159,685
0,15	44524,32	181414,6	2259,414
0,2	45078,05	180756,9	2332,635
0,25	45483,44	180401,9	2600,772
0,3	45796,08	180191,2	2868,400
0,35	46043,20	180059,5	3098,956
0,4	46239,66	179975,2	3288,832
0,45	46404,56	179917,5	3450,831
0,5	46543,43	179877,7	3588,391
0,55	46662,80	179849,6	3707,152
0,6	46766,33	179829,7	3810,398
0,65	46854,00	179816,0	3897,941
0,7	46931,62	179806,2	3975,502
0,75	47003,26	179799,1	4047,115
0,8	47065,61	179794,3	4109,455
0,85	47122,23	179791,2	4166,071
0,9	47172,28	179789,3	4216,120
0,95	47219,59	179788,3	4263,430
1,0	47265,23	179788,0	4309,070

Fonte: Elaborado pelo Autor, 2019.

Analisando a Tabela 26, percebe-se que a solução ótima dentre os pontos ótimos do diagrama de Pareto é quando o peso vale 0,15. Este peso define o valor ideal entre a análise econômica e termodinâmica, onde para valores de pesos menores que 0,15 na função apresentada pela Equação 148, tem-se uma condição de melhor eficiência energética com custos mais elevados e para valores de pesos maiores que 0,15 tem-se uma condição de melhor custo com prejuízo da eficiência do ciclo. Esse comportamento pode ser visualizado na Figura 36.

Figura 36 - Gráfico da distância x custo para o caso ótimo da Figura 35 do ciclo subcrítico



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2019.

As variáveis termodinâmicas como exergia destruída em cada equipamento, exergia destruída total, áreas dos trocadores de calor, COP, eficiência exergética do ciclo subcrítico e potência nos compressores de alta e baixa temperatura para o caso ótimo da Figura 35 são descritas na Tabela 27.

Tabela 27 - Variáveis termodinâmicas para a solução ideal do ciclo subcrítico

Parâmetro	Valor	Parâmetro	Valor
$\dot{E}x_{D,comp LT}$	4,31 kW	$\dot{W}_{MT,sc}$	54,63 kW
$\dot{E}x_{D,comp HT}$	17,35 kW	$\dot{W}_{LT,sc}$	13,47 kW
$\dot{E}x_{D,evap MT,sc}$	4,515 kW	$A_{evap,MT,sc}$	165,5 m ²
$\dot{E}x_{D,evap LT,sc}$	2,984 kW	$A_{evap,LT,sc}$	94,26 m ²
$\dot{E}x_{D,SLHX1,sc}$	1,756 kW	$A_{cond,cas}$	300 m ²
$\dot{E}x_{D,SLHX2,sc}$	0,078 kW	$A_{total,cond,sc}$	445,4 m ²
$\dot{E}x_{D,cond}$	2,418 kW	$A_{SLHX1,sc}$	0,05714 m ²
$\dot{E}x_{D,VE1,sc}$	4,619 kW	$A_{SLHX2,sc}$	0,03917 m ²
$\dot{E}x_{D,VE2,sc}$	1,193 kW	COP	2,717
$\dot{E}x_{D,reser,sc}$	0,149 kW	$\dot{E}x_{D,total,sc}$	44,525 kW
$\dot{E}x_{D,cascata}$	5,153 kW	$\eta_{II,sc}$	0,3527

Fonte: Elaborado pelo Autor, 2019.

A partir dos resultados apresentados nas Tabelas 23, 24 e 25 e Figuras 35 e 36 optou-se em fixar a taxa de circulação da bomba em 1,5 e a diferença de temperatura no trocador de calor em cascata em 3,3°C para a realização da análise termoeconômica do ciclo subcrítico.

Os valores das soluções ótimas para cada temperatura ambiente são apresentados na Tabela 28 que permite analisar a influência da temperatura ambiente sobre a exergia destruída e o custo total do ciclo subcrítico.

Tabela 28 – Pontos ótimos do diagrama de Pareto para o ciclo subcrítico em função da temperatura ambiente

T_{amb} (°C)	PESO	T_1 (°C)	Z_{total} (\$/ano)	$Ex_{D,total}$ (kW)	COP	$\eta_{II,tc}$
30	0,15	35,71	209884,2	56,76980	2,133	0,3519
28	0,1	31,73	205633,9	53,05676	2,283	0,3517
24	0,1	29,42	193822,5	48,13752	2,515	0,3521
20	0,15	26,59	181414,6	44,52432	2,717	0,3527

Fonte: Elaborado pelo Autor, 2019.

Analisando a Tabela 28 nota-se que ao aumentar a temperatura ambiente, a temperatura de condensação (T_1), o custo total e a exergia destruída aumentaram, enquanto que o COP e a eficiência exergética diminuíram. Apesar da eficiência exergética diminuir com o aumento da temperatura, essa diminuição é praticamente desprezível, uma vez que ao analisar as temperaturas de 20°C e 30°C a eficiência exergética diminuiu apenas 0,23%.

Comparando os parâmetros descritos na Tabela 28 para temperatura de 20°C e 30°C percebe-se que a temperatura de condensação, o custo e a exergia destruída aumentaram, respectivamente, 34,3%, 15,69% e 27,50%, enquanto que o COP e a eficiência exergética diminuíram 27,40% e 0,23%, respectivamente.

Vale ressaltar que a maior variação do custo ocorreu quando variou-se a temperatura ambiente de 20°C para 24°C (6,84%), enquanto que a maior variação da exergia destruída foi de 24°C para 28°C (10,22%).

6.4 Comparação entre o ciclo transcrito e subcrítico

Primeiramente, analisando a Tabela 21 e 28 nota-se que a eficiência exergética do ciclo transcrito varia significativamente com a temperatura ambiente, enquanto que para o ciclo subcrítico a eficiência pela segunda lei é praticamente constante com a variação da temperatura ambiente. Para temperatura ambiente igual a 20°C percebe-se que o COP do ciclo subcrítico é 20,98% maior que o COP do ciclo transcrito, enquanto que para uma temperatura ambiente igual a 30°C o COP do ciclo subcrítico é 20,78% maior.

Das Tabelas 21 e 28 nota-se que ao variar a temperatura ambiente de 20°C para 30°C o custo total e a exergia destruída do ciclo transcrito aumentaram respectivamente, 19,69% e 37,96%, enquanto que para o ciclo subcrítico o custo total e a exergia destruída aumentaram 15,69% e 27,50%, respectivamente. Dessa forma, nota-se que para o ciclo transcrito a variação do custo total e da exergia destruída é mais sensível com a variação da temperatura ambiente quando comparada com o ciclo subcrítico.

Outra comparação que pode ser feita entre o ciclo subcrítico e o transcrito é a influência que a temperatura ambiente tem sobre o custo máximo e mínimo e a irreversibilidade máxima e mínima dos ciclos. Das Tabelas 16 e 23, para uma temperatura ambiente igual a 30°, nota-se que a irreversibilidade máxima e o custo máximo são respectivamente 0,31% e 0,16% maior que a irreversibilidade mínima e o custo mínimo para o ciclo transcrito. Já para o ciclo subcrítico essa diferença é de 21,69% e 400,7% respectivamente. Para uma temperatura ambiente igual a 20°C, a diferença entre a irreversibilidade máxima e o custo máximo para a irreversibilidade mínima e o custo mínimo para o ciclo transcrito é de 0,27% e 0,08 % respectivamente, enquanto que para o ciclo subcrítico é de 10,03% e de 27,83%.

Dessa forma, percebe-se que com o aumento da temperatura ambiente a diferença entre o custo máximo e o mínimo e a irreversibilidade máxima e a mínima para o ciclo transcrito é reduzida, enquanto que para o ciclo subcrítico essa diferença é significativa, com destaque para a variação entre o custo máximo e o custo mínimo.

Com a redução da temperatura ambiente, tal variação para o ciclo transcrito continua reduzida, enquanto que para o ciclo subcrítico houve uma diferença entre o custo máximo e o custo mínimo e a irreversibilidade máxima e a irreversibilidade mínima, com destaque para redução da diferença entre os custos de 400,7% para 27,83%. Assim, percebe-se que a variação da temperatura ambiente sobre a diferença entre o custo máximo e mínimo e a irreversibilidade máxima e mínima para o ciclo transcrito é praticamente nula, enquanto que para o ciclo subcrítico a variação da temperatura ambiente interfere consideravelmente na diferença entre o custo máximo e mínimo e a irreversibilidade máxima e mínima.

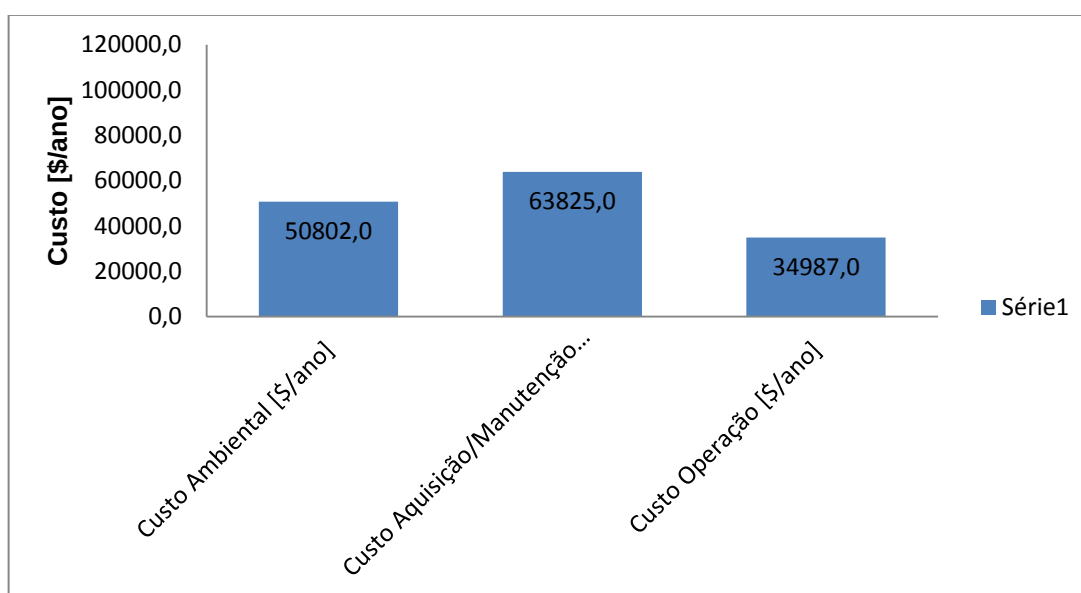
Analisando as Tabelas 21 e 28 percebe-se que a solução ótima para cada temperatura da tabela do ciclo transcrito ocorreu quando o peso era 0,3, enquanto que para o ciclo subcrítico a solução ótima ocorreu quando o peso foi de 0,1 ou 0,15, dependendo da temperatura analisada. Dessa forma nota-se que o intervalo onde se tem soluções com o melhor custo para o ciclo subcrítico é maior que para o ciclo transcrito, enquanto que o intervalo onde se tem as soluções com a melhor eficiência termodinâmica é maior para o ciclo transcrito.

Comparando as soluções ótimas das Tabelas 21 e 28 para temperatura ambiente igual a 20°C percebe-se que o custo total do ciclo subcrítico é 21,71% maior que do ciclo transcrito, enquanto que a irreversibilidade do ciclo subcrítico é 28,41% menor que do ciclo transcrito. Para temperatura ambiente igual a 30°C o custo total do ciclo subcrítico é 17,65% maior que do ciclo transcrito, enquanto que a exergia destruída do ciclo subcrítico é 35,42% menor que do ciclo transcrito. Assim, nota-se que ao aumentar a temperatura ambiente a diferença do custo total entre o ciclo subcrítico e transcrito diminui enquanto que a diferença da irreversibilidade aumenta.

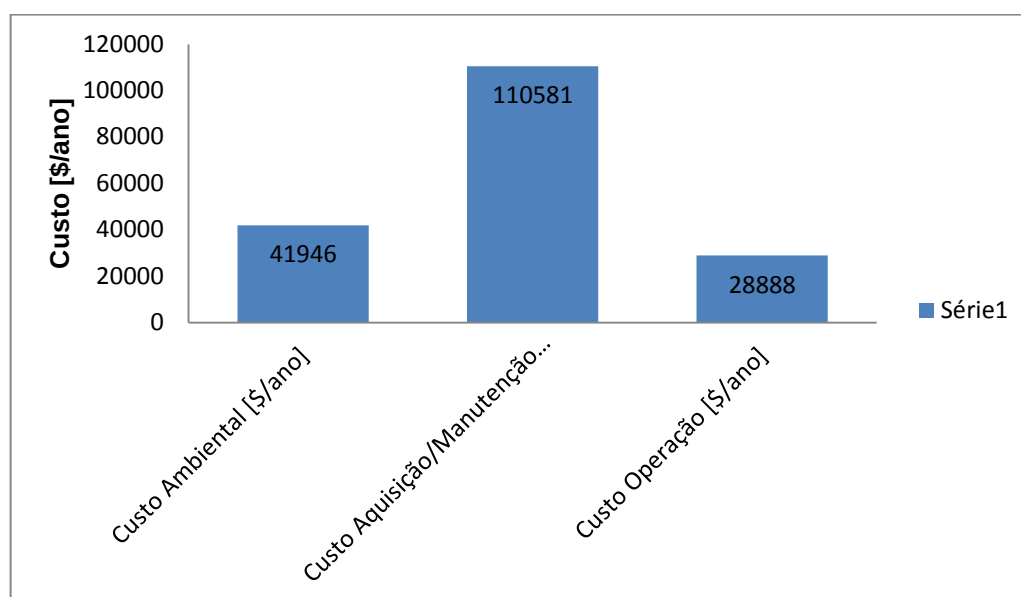
Analisando as Tabelas 20 e 27 referente às variáveis termodinâmicas do ciclo transcrito e subcríticos para a solução ótima de cada ciclo, percebe-se que as irreversibilidades do compressor de média temperatura, do evaporador de média temperatura, do evaporador de baixa temperatura e do reservatório e a potência do compressor de baixa temperatura em ambos os ciclos tiveram os valores muito parecidos, com um erro relativo entre eles menor que 1%. Já as áreas dos evaporadores de média e baixa temperatura do ciclo subcrítico foram 8,87% e 150,3% maiores que do ciclo transcrito, respectivamente.

Da solução ótima apresentada pelas Figuras 34 e 36 percebe-se que o custo de aquisição e manutenção é a parcela do custo total do ciclo transcrito e do ciclo subcrítico que mais contribui para o custo total de ambos os ciclos, conforme pode ser visto nas Figuras 37 e 38.

Figura 37 – Parcelas do custo total do ciclo transcrito



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2019.

Figura 38 - Parcelas do custo total do ciclo subcrítico

Fonte: Elaborado pelo Autor, 2019.

Analisando as Figuras 37 e 38 nota-se que para o ciclo transcrito, o custo ambiental e o de operação são, respectivamente, 25,64% e 82,43% menores que o custo de aquisição e manutenção, enquanto que para o ciclo subcrítico o custo ambiental e de operação são, respectivamente, 163,63% e 282,79% menores que o custo de aquisição e manutenção. Dessa forma, nota-se que para o ciclo subcrítico a diferença entre o custo de aquisição e o custo de operação e o custo ambiental é mais significativa se comparado com o ciclo transcrito.

6.5 Análise do ciclo subcrítico operando com fluido refrigerante R1234yf

Outra análise realizada foi a comparação do ciclo subcrítico com o refrigerante R1234yf na região de alta temperatura em vez do R404A proposto por Sharma et.al (2014), uma vez que o GWP do fluido R1234yf é 6, enquanto que do fluido R404A é 3800. Ressalta-se que com a mudança de fluido refrigerante o valor do coeficiente global de transferência de calor do condensador, do trocador de calor interno SLHX1 e do trocador de calor em cascata alterou-se para os valores descritos na Tabela 29.

Para a mesma situação do caso ótimo usado para o fluido refrigerante R404A, descrito na Tabela 23 e na Figura 35, obteve-se a Figura 39 que representa a variação da exergia destruída total e o custo anual usando R1234yf para temperatura ambiente igual a 20°C, taxa de circulação da bomba de 1,5 e diferença de temperatura do trocador de calor em cascata de 3,3°C em função de cada peso da Equação 148. Comparando as Figuras 35 e 39 nota-se que a exergia destruída mínima e máxima e o custo anual mínimo e máximo para o fluido R1234yf aumentaram com relação ao fluido R404A. Para o ciclo com R1234yf

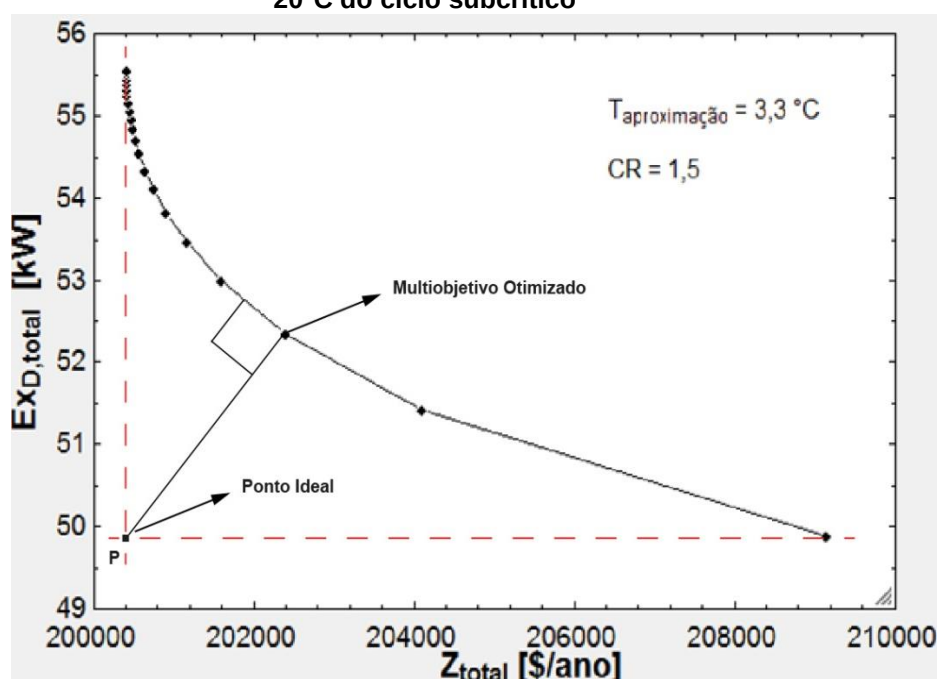
a $Ex_{D,total,max}$ e a $Ex_{D,total,min}$ aumentaram, respectivamente, 17,54% e 16,11%, enquanto que o $Z_{total,max}$ e o $Z_{total,min}$ aumentaram 13,18% e 11,47% consecutivamente.

Tabela 29 - Coeficiente global para os trocadores de calor do ciclo subcrítico com o fluido refrigerante R1234yf

Trocadores de calor	Coeficiente Global de transferência de calor ($\frac{W}{m^2 K}$)
Condensador	97,5
Trocador de calor em cascata	183,0
Evaporador de baixa temperatura	95,6
Evaporador de média temperatura	95,6
SLHX1	10905
SLHX2	3595,0

Fonte: Elaborado pelo Autor, 2019.

Figura 39 - Solução ótima para o fluido refrigerante R1234yf a temperatura ambiente de 20°C do ciclo subcrítico



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2019.

As variáveis termodinâmicas como exergia destruída em cada equipamento, exergia destruída total, áreas dos trocadores de calor, COP, eficiência exergética do ciclo subcrítico e potência nos compressores de alta e baixa temperatura para o caso ótimo descrito na Figura 39, considerando-se a temperatura ambiente igual a 20°C, taxa de circulação da bomba de 1,5 e a diferença de temperatura no trocador de calor em cascata de 3,3°C para o fluido refrigerante R1234yf são mostradas na Tabela 30.

Tabela 30 - Variáveis termodinâmicas para a solução ótima do ciclo subcrítico com R1234yf

Parâmetro	Valor	Parâmetro	Valor
$\dot{E}x_{D,comp\ LT}$	4,457 kW	$\dot{W}_{MT,sc}$	69,41 kW
$\dot{E}x_{D,comp\ HT}$	22,32 kW	$\dot{W}_{LT,sc}$	13,47 kW
$\dot{E}x_{D,evap\ MT,sc}$	4,669 kW	$A_{evap,MT,sc}$	165,5 m ²
$\dot{E}x_{D,evap\ LT,sc}$	3,086 kW	$A_{evap,LT,sc}$	94,26 m ²
$\dot{E}x_{D,SLHX1,sc}$	1,568 kW	$A_{cond,cas}$	361,0 m ²
$\dot{E}x_{D,SLHX2,sc}$	0,081 kW	$A_{total,cond,sc}$	482,4 m ²
$\dot{E}x_{D,cond}$	2,974 kW	$A_{SLHX1,sc}$	0,07136 m ²
$\dot{E}x_{D,VE1,sc}$	7,381 kW	$A_{SLHX2,sc}$	0,03917 m ²
$\dot{E}x_{D,VE2,sc}$	1,234 kW	COP	3,298
$\dot{E}x_{D,reser,sc}$	0,154 kW	$\dot{E}x_{D,total,sc}$	52,35 kW
$\dot{E}x_{D,cascata}$	4,426 kW	$\eta_{II,sc}$	0,375

Fonte: Elaborado pelo Autor, 2019.

Comparando as áreas do condensador e do trocador de calor em cascata entre os ciclos com R1234yf e com R404A verifica-se que para o ciclo com R1234yf as áreas desses trocadores de calor aumentaram, respectivamente, 8,31% e 20,33%.

Para a realização da análise termoeconômica do ciclo subcrítico operando com o fluido R1234yf, optou-se em fixar a taxa de circulação da bomba em 1,5 e a diferença de temperatura no trocador de calor em cascata em 3,3°C. Os valores das soluções ótimas para cada temperatura ambiente são apresentados na Tabela 31 que permite analisar a influência da temperatura ambiente sobre a exergia destruída e o custo total do ciclo subcrítico operando com o fluido R1234yf.

Tabela 31 - Pontos ótimos do diagrama de Pareto para ciclo subcrítico em função da temperatura ambiente operando com R1234yf

T _{amb} (°C)	PESO	T ₁ (°C)	Z _{total} (\$/ano)	Ex _{D,total} (kW)	COP	$\eta_{II,tc}$
30	0,15	35,71	204098,4	51,42557	2,278	0,3730
28	0,15	33,76	198591,2	49,14496	2,383	0,3732
24	0,15	30,07	188084,3	44,89516	2,613	0,3722
20	0,05	25,00	181541,3	39,85018	2,984	0,3637

Fonte: Elaborado pelo Autor, 2019.

Analisando a Tabela 31 percebe-se que ao aumentar a temperatura ambiente, a temperatura de condensação, o custo total e a exergia destruída aumentaram, enquanto que o COP diminuiu. Ao analisar a eficiência exergética para as temperaturas ambientes de

20°C e 30°C percebe-se que houve uma variação de apenas 2,56%, portanto a eficiência exergética é praticamente constante com a variação da temperatura ambiente.

Comparando os parâmetros descritos na Tabela 31 para temperatura de 20°C e 30°C percebe-se que a temperatura de condensação, o custo e a exergia destruída aumentaram, respectivamente, 46,84%, 12,43% e 29,05%, enquanto que o COP diminuiu 30,99%.

Vale ressaltar que a maior variação do custo ocorreu quando variou-se a temperatura ambiente de 24°C para 28°C (5,59%), enquanto que a maior variação da exergia destruída foi de 20°C para 24°C (12,66%).

Comparando as Tabelas 28 e 31, nota-se que para temperatura ambiente igual a 20°C o custo total do ciclo subcrítico operando com R404A e com R1234yf é praticamente o mesmo, enquanto que para as demais temperaturas ambientes o custo total com R404A é maior que com R1234yf. Já a irreversibilidade do ciclo subcrítico operando com R404A é maior que a irreversibilidade do ciclo operando com R1234yf para todas a faixa de temperaturas ambientes analisada. Para a temperatura ambiente igual a 20°C, o custo total e a exergia destruída do ciclo subcrítico operando com R404A é 0,07% e 11,73% maior que do ciclo subcrítico operando com R123yf, enquanto que para a temperatura ambiente igual a 30°C esse aumento é de 2,83% e 10,39%, respectivamente.

Para uma temperatura ambiente igual a 20°C o COP do ciclo subcrítico operando com R1234yf é 9,83% maior do que do ciclo subcrítico operando com R404A, enquanto que para uma temperatura ambiente igual a 30°C essa diferença é de 6,80%. Ressalta-se também que para toda a faixa de temperaturas ambiente analisada nas Tabelas 28 e 31 o COP do ciclo subcrítico com R1234yf é maior do que com o R404A.

Analisando as temperaturas de condensação descrita nas Tabelas 28 e 31 nota-se que para as temperaturas ambientes iguais a 24°C e 30°C a temperatura de condensação do ciclo subcrítico operando com R404A e com R1234yf é praticamente a mesma, enquanto que para as temperaturas ambientes iguais a 20°C e 28°C a temperatura de condensação do ciclo subcrítico operando com R1234yf é 6,36% menor e 6,30% maior, respectivamente, quando comparada com a do ciclo subcrítico usando R404A.

7. CONCLUSÕES

Conforme os objetivos propostos neste trabalho, foram elaborados e implementados modelos termoeconômicos no *software* EES para os ciclos de refrigeração transcrito e subcrítico para obtenção de uma solução ótima para cada ciclo proposto, considerando-se o efeito da temperatura ambiente na relação custo e eficiência energética.

Por meio dos modelos matemáticos desenvolvidos e das soluções ótimas apresentadas, observou-se que a eficiência exergética do ciclo subcrítico é praticamente constante com a variação da temperatura ambiente.

Analisando as Tabelas 21 e 28, para as temperaturas ambientes analisadas, o COP do ciclo subcrítico é, em média, 15,2% maior do que o do ciclo transcrito e o custo total do ciclo subcrítico é, em média, 17,9% maior do que o do ciclo transcrito. Comparando o COP e o custo do ciclo subcrítico operando com R1234yf com o do ciclo transcrito, percebe-se que ambos são, em média, 25,24% e 19,10% maiores, respectivamente. Dessa forma, percebe-se que para decidir qual dos ciclos é melhor para uma determinada faixa de temperatura ambiente, deve-se sempre levar em conta a relação entre custo e o desempenho.

Analisando os resultados obtidos da solução ótima do diagrama de Pareto, percebe-se que a faixa de valores para os pesos nos quais se tem uma melhor relação do custo em detrimento da eficiência do ciclo para o ciclo subcrítico é maior que para o ciclo transcrito. Assim existem maiores combinações de valores entre custo e eficiência com foco no custo para o ciclo subcrítico do que para o ciclo transcrito, enquanto que para o ciclo transcrito existem maiores combinações de valores entre custo e eficiência com foco na eficiência.

Analisando as variáveis termodinâmicas para a solução ótima do ciclo transcrito e do ciclo subcrítico descritas nas Tabelas 20 e 27, nota-se que para o ciclo subcrítico o compressor de alta temperatura, o trocador de calor em cascata, o evaporador de média temperatura e a válvula de expansão VE1 são os componentes que mais contribuem para a irreversibilidade do ciclo e consequentemente para a diminuição da eficiência exergética.

No ciclo transcrito as variáveis termodinâmicas para a solução ótima do ciclo que mais contribuem para a irreversibilidade do ciclo e consequentemente para a diminuição da eficiência exergética são o compressor de alta temperatura, evaporador de média temperatura, a válvula de expansão VE1 e o resfriador de gás.

Verificando as variáveis termodinâmicas para a solução ótima do ciclo subcrítico e transcrito descrita nas Tabelas 20 e 27, percebe-se que a área dos evaporadores de média temperatura em ambos os ciclos estão na mesma ordem de grandeza, enquanto que

a área do evaporador de baixa temperatura para o ciclo subcrítico é aproximadamente 2,5 vezes maior que do ciclo transcrito.

As áreas dos trocadores de calor interno SLHX1 e SLHX2 em ambos os ciclos se comparadas com as áreas dos outros trocadores de calor é muito menor, portanto os trocadores de calor interno tem um impacto muito pequeno no custo de aquisição dos trocadores de calor.

Em contrapartida, para o ciclo subcrítico, o condensador e o trocador de calor em cascata são os trocadores de calor que possuem o maior custo de aquisição entre os trocadores de calor, enquanto que para o ciclo transcrito, os maiores responsáveis no custo total de aquisição dos trocadores de calor são o evaporador de média temperatura e o resfriador de gás.

Nota-se também que para ambos os ciclos a parcela do custo total que possui maior impacto é o custo de aquisição e manutenção. Ressalta-se que a parcela do custo de aquisição e manutenção quando comparada com a parcela do custo ambiental e do custo de operação para o ciclo subcrítico é respectivamente 2,6 e 3,8 vezes maior, enquanto que para o ciclo transcrito é 1,3 e 1,8 vezes maior. Assim conclui-se que o custo de aquisição e manutenção tem um impacto maior no custo total do ciclo subcrítico em comparação com o ciclo transcrito.

Quando se compara o ciclo subcrítico com o fluido R404A com o fluido R1234yf na região de alta temperatura para toda a faixa de temperatura ambiente analisada, nota-se que a irreversibilidade e o custo total do ciclo diminuem quando se utiliza o R1234yf como fluido refrigerante. Vale ressaltar que a substituição do R404A pelo R1234yf também reduz o potencial de aquecimento global (GWP) de 3800 para 6, o que aliado ao aumento do COP e a redução do custo total pode ser uma justificativa para a substituição do R404A pelo R1234yf.

O COP do ciclo subcrítico operando com o fluido refrigerante R1234yf é em média 6,23% maior que o COP do ciclo subcrítico operando com R404A, enquanto que o custo é 3,10% menor.

Comparando o custo total e a exergia destruída do ciclo subcrítico para as soluções ótimas apresentadas nas Tabelas 28 e 31 operando com R404A e com R1234yf percebe-se que a substituição do R404A pelo R1234yf tem maior impacto sobre a irreversibilidade do que sobre o custo total do ciclo subcrítico. Ao trocar o fluido refrigerante R404A pelo R1234yf percebe-se uma diminuição tanto na exergia destruída quanto do custo para a faixa de temperatura ambiente analisada.

7.1 Sugestões para trabalhos futuros

- Simular o ciclo subcrítico com outros fluidos refrigerantes para verificar o impacto que os fluidos têm na análise termoeconômica do ciclo;
- Comparar termoeconômicamente a influência que outros fluidos refrigerantes têm sobre o ciclo subcrítico e sua relação com o transcrito;
- Avaliar a influência que a taxa de circulação da bomba do ciclo subcrítico tem sobre a irreversibilidade e o custo;
- Desenvolver uma relação matemática para a pressão ideal do resfriador de gás em função da temperatura ambiente;
- Implementar outros métodos de otimização multiobjetivo;
- Avaliar outras funções de custo para aquisição dos equipamentos.

REFERÊNCIAS

AMINYAVARI, M.; NAJAFI, B.; SHIRAZI, A.; RINALDI, F. **Exergetic, economic and environmental (3E) analyses, and multiobjective optimization of a CO₂/NH₃ cascade refrigeration system**. Applied Thermal Engineering. Vol. 65, p. 42 – 50, 2014.

Arroyo, J. E. C. **Heurísticas e metaheurísticas para otimização combinatória multi-objetivo**. Tese de doutorado, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP. 2002.

ASHRAE, STANDARD 34-2013. **Designation and Classification of Refrigerants (ANSI Approved)**. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, GA.

ÁVILLA, S.L. **Otimização Multiobjetivo e Análise de Sensibilidade para Concepção de Dispositivos**. Tese de doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Santa Catarina, SC. 2006

BALLESTER, S.M.; CORBERÁN, J.M.; MACIÁ, J.G. **Numerical model for microchannel condensers and gas coolers: Part II e Simulation studies and model comparison**. International Journal of Refrigeration. Vol. 36. P. 192 – 202, 2013.

BANDARRA FILHO, E.P. **Estudo da transferência de calor em ebulição convectiva de refrigerantes halogenados em tubos horizontais**. 1997. Dissertação (Mestrado). Universidade de São Paulo, São Paulo.

BEJAN, A.; KRAUS, A.D. **Heat Transfer Handbook**. John Wiley & Sons, Inc., 2003, 1399 p., Hoboken, NJ.

BEJAN, A. **Advanced engineering thermodynamics**. 2. ed. J. Wiley: New York, 1997.

BRASIL. MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE, **A Camada de Ozônio**. Disponível em: <<http://www.mma.gov.br/clima/protecao-da-camada-de-ozonio/a-camada-de-ozonio>>. Acesso em: 02 Setembro 2017.

BRASIL. MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE, **Efeito Estufa e Aquecimento Global**. Disponível em: < <http://www.mma.gov.br/informma/item/195-efeito-estufa-e-aquecimento-global>>. Acesso em: 03 Setembro 2017.

BRASIL. Ministério do Meio ambiente, CONAMA. **Resolução CONAMA nº 342 de 25 de setembro de 2003**. Disponível em:< <http://www.mma.gov.br/port/conama/res/res03/res34203.xml>>. Acesso em: 12 de Julho 2017.

BRASIL. MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE, **Protocolo de Kyoto**. Disponível em: < <http://www.mma.gov.br/clima/convencao-das-nacoes-unidas/protocolo-de-quioto>>. Acesso em: 14 Setembro 2017.

BRASIL. MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE, **Convenção de Viena e Protocolo de Montreal**. Disponível em:< <http://www.mma.gov.br/clima/protecao-da-camada-de-ozonio/convencao-de-viena-e-protocolo-de-montreal>>. Acesso em: 11 Setembro 2017.

CARVALHO, B.Y.K.; **Um estudo sobre a aplicação de compressores de capacidade variável e de duplo estágio em ciclos transcíticos de refrigeração com CO₂**. 2015. Dissertação (Pós Graduação). Universidade Federal de Santa Catarina, Santa Catarina.

ÇENGEL, Y.; BOLES, M. **Termodinâmica**. McGraw-Hill, São Paulo, 5 ed., 2006.

Çengel, Y.A.. **“Transferência de Calor e Massa – Uma abordagem prática”**, Mc. Graw Hill, São Paulo, 3ª ed., 2009.

CHAGAS, J.A.C. **Indústria de alimentos – Evolução da refrigeração no setor alimentício**. Portal EA. Disponível em: <<http://www.engenhariaarquitectura.com.br/noticias/impressao/Default.aspx?noticia=1128>>. Acesso em: 12 Julho 2017.

COULSON, J.M.; RICHARDSON, J.F. **Chemical engineering**. 3ed. Vol. VI, Oxford Butterworth-Heinemann, 2002. 1229 p.

Chemours. Disponível em: <https://www.chemours.com/Refrigerants/pt_BR/news_events/news/ed24_noticias_1.html>. Acesso em: 12 Julho 2017.

CLETO, L.T. **Uso de fluidos naturais em sistemas de Refrigeração e Ar Condicionado**. Aplicações de CO₂ como fluido refrigerante no setor de refrigeração industrial. Ministério do Meio Ambiente. São Paulo. 2008.

DAI, B.; LIU, S.; ZHU, K.; SUN, Z.; MA, Y. **Thermodynamic performance evaluation of transcritical carbon dioxide refrigeration cycle integrated with thermoelectric subcooler and expander**. Energy, The International Journal. Vol. 122, p. 787 – 800, 2017.

Deb, K. (2001). **Multi-objective optimization using evolutionary algorithms**. John Wiley & Sons, New York.

FARTAJ, A.; TING, D.S.K.; YANG, W.W. **Second law analysis of the transcritical CO₂ refrigeration cycle**. Energy Conversion and Management. Vol. 45, p. 2269 – 2281, 2004.

Ferraz, F.; Gomes, M. **Histórico da Refrigeração. Fluidos Refrigerantes. Apostila da disciplina Refrigeração**. Santo Amaro, Bahia, 2008. Centro Federal de Educação Tecnológica da Bahia – CEFET-BA.

GETU, H.M.; BANSAL, P.K. **Thermodynamic analysis of an R744–R717 cascade refrigeration system**. International Journal of Refrigeration. Vol. 31, p. 45 - 54, 2006.

GULLO, P.; HAFNER, A.; BANASIAK, K. **Transcritical R744 refrigeration systems for supermarket applications: Current status and future perspectives**. International Journal of Refrigeration. p. 1 – 96, 2018.

HARUHISA, Y.; MASAJI, Y.; KENZO, M.; GAKU, S. **Introduction of Transcritical Refrigeration Cycle Utilizing CO₂ as Working Fluid**. International Compressor Engineering Conference. Purdue University. 2004.

LEE, H.S. **Thermal Design Heat Sinks, Thermoelectrics, Heat Pipes, Compact Heat Exchangers, and Solar Cells**. John Wiley & Sons, Inc. 646p. 2011

INCROPERA, F.P., BERGMAN, T.L., DEWITT, D.P. (2008), **Fundamentos de transferência de calor e de massa**, 6ª ed., Editora LTC, Rio de Janeiro-RJ, 643p

INOKUTY, H. **Graphical Method of finding compression pressure of CO₂ refrigerating machine for maximum coefficient of performance**. Proceedings of the 5th IIR International Congress of Refrigeration. Anais... p.185–192, 1928. Rome, Italy.

JAIN, V.; SACHDEVA, G.; KACHHWAHA, S.S. **Energy, exergy, economic and environmental (4E) analyses based comparative performance study and optimization of vapor compression-absorption integrated refrigeration system**. Energy. Vol. 91, p. 816 – 832, 2015.

JAIN, V.; SACHDEVA, G.; KACHHWAHA, S. S.; PATEL, B. **Thermo-economic analyses based multi-objective optimization of vapor compression-absorption cascaded refrigeration system using NSGA-II technique**. Energy Conversion and Management, v. 113, p. 230-242, 2016.

KAKAÇ, S., et al. **Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design**, 2nd ed., CRC Press, Boca Raton, 2002.

KLEIN, S.A., **EES – Engineering Equation Solver**, Version 10, 2015, F-Chart Software, <http://fchart.com>

KIM, M.H.; BULLARD, C.W. **Air Side Thermal Hydraulic Performance of Multi-Louvered Fin Aluminium Heat Exchangers**. International Journal of Refrigeration. Vol. 25, p. 390 - 400, 2002.

KUPPAN, T. **Heat Exchanger Design Handbook**. CRC Press, 2000.

KOCH, H.G.; NETO, O.S. **Estudo sobre refrigerantes**. UDESC, 2009. Disponível em: <<http://www.ebah.com.br/content/ABAAAah7oAF/ref-trabalho-sobre-refrigerantes>>. Acesso em: 16 Setembro 2017.

LEE, H. **Thermal Design Heat Sinks, Thermoelectrics, Heat Pipes, Compact Heat Exchangers, and Solar Cells**. Wiley e Sons, 2010.

LEME, N.P; ALVALÁ, P, **A camada de ozônio**. Disponível em: <http://www.geografia.fflch.usp.br/graduacao/apoio/Apoio/Apoio_Felicio/mudancas/05B-Ozonio.pdf>. Acesso em: 11 Setembro 2017.

LEE, T.S.; LIU, C.H.; CHEN, T.W. **Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade-condenser in CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems**. International Journal of Refrigeration. Vol. 29, p. 1100 - 1108, 2006.

MAY, P. H. et al. **Economia do Meio Ambiente: Teoria e Prática**. Rio de Janeiro: Campus, 2003.

NELLIS, G.; KELIN, S. **Heat transfer**. New York, USA: Cambridge University, 2009. 997p

MENDES, V.P. **Refrigeração: Fluidos Refrigerantes**. Universidade Estadual do Maranhão. Disponível em: <http://www.ebah.com.br/content/ABAAAATdMAG/fluidosrefrigerantes>>. Acesso em: 16 Setembro 2017.

MONTAGNER, G. P. **Um Estudo da Aplicação de Ciclos Transcríticos de CO₂ em Sistemas Comerciais de Refrigeração**, 2013. Universidade Federal de Santa Catarina.

MORAES, I.S, **Efeito estufa e mudança climática global**. Disponível em: < <http://www.planosdiretores.com.br/downloads/T7.pdf>>. Acesso em: 11 Setembro 2017.

MORGADO, J, **Boletim da Sociedade Portuguesa da Química**. Lisboa. Dezembro 2009. Trimestral. ISSN 0870 – 1180.

MOSAFFA, A.H.; FARSHI, L.G.; FERREIRA, C.A.I.; ROSEN, M.A. **Exergoeconomic and environmental analyses of CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems equipped with different types of flash tank intercoolers**. Energy Conversion and Management. Vol. 117, p. 442 – 453, 2016.

PANTUJA JUNIOR, G., **Métodos de otimização multiobjetivo e de simulação aplicados ao problema de planejamento operacional de lavra em minas a céu aberto**. Dissertação, Escola de Minas da Universidade Federal de Ouro Preto, Ouro Preto, MG, 2011.

PINHEIRO, A.P.B. **Exigências ambientais impulsionam novas tecnologias – Compressores estão em alta**. Portal EA. Disponível em: < <http://www.engenhariaearquitetura.com.br/noticias/impressao/Default.aspx?noticia=126>>. Acesso em: 12 Julho 2017.

PINHEIRO, A.P.B. **Perspectiva e inovações na refrigeração comercial – Mercado brasileiro precisa de estímulo**. Portal EA. Disponível em: < <http://www.engenhariaearquitetura.com.br/noticias/impressao/Default.aspx?noticia=1161>>. Acesso em: 12 Julho 2017.

PINHEIRO, A.P.B. **Hidrocarbonetos, amônia e CO₂ avançam como alternativas – Aplicações específicas para cada tipo de fluido refrigerante**. Portal EA. Disponível em: < <http://www.engenhariaearquitetura.com.br/noticias/impressao/Default.aspx?noticia=981>>. Acesso em: 12 Julho 2017.

PUROHIT, N.; GUPTA, D.K.; DASGUPTA, M.S. **Energetic and economic analysis of trans-critical CO₂ booster system for refrigeration in warm climatic condition**. International Journal of Refrigeration. Vol. 80, p. 182 - 196, 2017.

PROTOCOLO DE KYOTO. Disponível em: < <http://protocolo-de-kyoto.info/>>. Acesso em: 14 Setembro 2017.

PREFEITURA DE BELO HORIZONTE. Disponível em: <<https://prefeitura.pbh.gov.br/noticias/estudo-realiza-medicao-de-altitudes-em-belo-horizonte>>. Acesso em 11 Setembro 2017.

PROTOCOLO DE MONTREAL, Brasil alcança meta para controle do buraco da camada de ozônio. Disponível em: <<http://www.protocolodemontreal.org.br/eficiente/sites/protocolodemontreal.org.br/pt-br/site.php?secao=noticias&pub=265>>. Acesso em: 11 Setembro 2017.

PROTOCOLO DE MONTREAL, A camada de ozônio e o risco ao planeta: compromissos assumidos. Disponível em: <<http://www.protocolodemontreal.org.br/eficiente/sites/protocolodemontreal.org.br/pt-br/site.php?secao=noticias&pub=151>>. Acesso em: 11 Setembro 2017.

RAZAYAN, O.; BEHBAHANINIA, A. **Thermoeconomic optimization and exergy analysis of CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems**. Energy, The International Journal. Vol. 36, p. 888 – 895, 2011.

SANAYE, S.; SHIRAZI, A. **Four E analysis and multi-objective optimization of an ice thermal energy storage for air-conditioning applications**. International Journal of Refrigeration. Vol. 36, p. 828 – 841. 2013.

SARKAR, J.; AGRAWAL, N. **Performance optimization of transcritical CO₂ cycle with parallel compression economization**. International Journal of Thermal Sciences. Vol. 49, p. 838 – 843, 2010.

SARKAR, J. **Optimization of Transcritical CO₂ Refrigeration Cycle with Parallel Compression Economization**. 15th ISME International Conference on Advances in Mechanical Engineering. Anais, p.1–6, 2008. Bhopal.

SAYYAADI H, NEJATOLAH M. **Multi-objective optimization of a cooling tower assisted vapor compression refrigeration system**. Int J Refrig 2011;34:243–56.

SAWALHA, S.; KARAMPOUR, M.; ROGSTAM, J. **Field measurements of supermarket refrigeration systems. Part I: Analysis of CO₂ trans-critical refrigeration systems**. Applied Thermal Engineering. Vol. 87, p. 633 – 647, 2015.

SILVA R. W. C., Paula B. L. 2009. **Causa do aquecimento global: antropogênica versus natural**. *Terræ Didática*, 5(1):42-49. Disponível em:<<http://www.ige.unicamp.br/terraedidatica/>>. Acesso em: 11 Setembro 2017.

SILVA, C, **Fluidos Refrigerantes**. Disponível em: <http://www.univasf.edu.br/~castro.silva/disciplinas/REFRIG/REFRIGERANTES.pdf>>. Acesso em: 16 Setembro 2017.

SILVA, A. **Eficiência Energética na refrigeração comercial – Fluidos sintéticos x CO₂**. Portal EA. Disponível em: <<http://www.engenhariaearquitetura.com.br/noticias/impressao/Default.aspx?noticia=307>>. Acesso em: 12 Julho 2017.

SILVA, A. **Evolução do CO₂ – Mercado tem potencial de aplicação**. Portal EA. Disponível em:<<http://www.engenhariaearquitetura.com.br/noticias/impressao/Default.aspx?noticia=608>>. Acesso em: 12 Julho 2017.

SINGH, S.; PUROHIT, N.; DASGUPTA, M.S. **Comparative study of cycle modification strategies for trans-critical CO₂ refrigeration cycle for warm climatic conditions**. Case Studies in Thermal Engineering. Vol. 7, p. 78 – 91, 2016.

SOUZA, L. M. P. e BANDARRA FILHO, E. P., 2011, CO₂ - Propriedades e aplicações, **21º POSMEC – Simpósio do Programa de Pós-graduação, UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA**, Faculdade de Engenharia Mecânica, Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica.

SHAH, R.K., SEKULIC, D.P. **Fundamentals of Heat Exchanger Design**, Wiley, New York, NY., 2003.

SHAN, K.W. **Handbook of air conditioning and refrigeration**. 2ed. McGraw-Hill, New York, NY. 2001.

SHAPIRO, H. N.; MORAN, M. J. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2009.

SHARMA, V.; FRICKE, B.; BANSAL, P. **Comparative analysis of various CO₂ configurations in supermarket refrigeration systems**. International Journal of Refrigeration. Vol. 46, p. 86 - 99, 2014.

SHIN, E.; PARK, C.; CHO, H. **Theoretical analysis of performance of a two-stage compression CO₂ cycle with two different evaporating temperatures**. International Journal of Refrigeration. Vol. 40, p. 164-175, 2014.

STOECKER, W.F.; JONES, J.W. **Refrigeração e Ar Condicionado**, 2ed. São Paulo, McGraw-Hill, 1985.

STOECKER, W.F.; JABARDO, J.M. **Refrigeração Industrial**. Trad. de J.M. Saiz Jabardo. São Paulo, Editora Edgard Blucher Ltda, 1994.

TASSOU, S.A.; GE, Y.T. **Thermodynamic analysis of transcritical CO₂ booster refrigeration systems in supermarket**. Energy Conversion and Management. Vol. 52, p. 1868 – 1875, 2011.

TICONA, WALDO GONZALO CANCINO. **Algoritmos evolutivos multi-objetivo para a reconstrução de árvores filogenéticas**. Tese de doutorado, ICMC, USP, São Carlos, SP.,(2003).

TSAMOS, K.M.; GE, Y.T.; SANTOSA, I.; TASSOU, S.A.; BIANCHI, G.; MYLONA, Z. **Energy analysis of alternative CO₂ refrigeration system configurations for retail food applications in moderate and warm climates**. Energy Conversion and Management. 2017.

UBUKATA, J. **Utilização de refrigerantes Naturais – CO₂, Hidrocarbonetos e amônia ganham importância**. Portal EA. Disponível em: <<http://www.engenhariaarquitectura.com.br/noticias/impressao/Default.aspx?noticia=1166>>. Acesso em: 12 Julho 2017.

UNISINOS. **Sistemas de Múltiplos Estágios e Múltiplos Evaporadores e Ciclos em Cascata**. Disponível em: http://professor.unisinos.br/mhmac/Refrigeracao/CAP5_REx1.pdf>. Acesso em: 17 Setembro 2017.

UNEP. Disponível em: <http://www.unep.fr/ozonaction/information/mmcfiles/6265-p-publicacao_ozono.pdf>. Acesso em: 02 Setembro 2017.

UNESP, **Do que trata o Protocolo de Kyoto**. Disponível em: <https://acervodigital.unesp.br/bitstream/123456789/66267/7/7_protocolo_kyoto.pdf>. Acesso em: 14 Setembro 2017.

VAN WYLEN, G. J.; SONNTAG, R. E.; BORGNACKE, C. **Fundamentos da termodinâmica clássica**. 4. ed. São Paulo: E.Blucher, 2008.

YIN, J.M.; BULLARD, C.W.; HRNJAK, P.S. **R-744 gas cooler model development and validation**. International Journal of Refrigeration. Vol. 24. P. 692 – 701, 2001.

YUMRUTAS, R.; KUNDUZ, M.; KANOGLU, M. **Exergy analysis of vapor compression refrigeration systems**. Exerxy, an International Journal. Vol. 2, p. 266 – 272, 2002.

APÊNDICE A - Cálculo das áreas dos trocadores de calor do ciclo subcrítico

A.1 Cálculo da área do trocador de calor em cascata

Para o cálculo da área do trocador de calor em cascata, o modelo adotado do trocador será o de casco-tubo com R404A no lado dos tubos e R744 no lado do casco. As dimensões do trocador casco-tubo adotado estão presente em Razayan et.al. (2011). Primeiramente, para o cálculo do coeficiente convectivo do lado do casco (h_{casco}), foi adotada a rotina *Call cond_horizontal_n_cylinders* do EES, que considera condensação sobre feixe de tubos, cuja correlação está presente em Nellis et.al (2009). Como parâmetro de entrada em tal rotina, o número de tubos no trocador de calor é calculado conforme a Equação A.1, descrito em Coulson et.al (2002) e presente no anexo A.

$$N_t = k_1 \cdot \left(\frac{D_{casco}}{D_{ext,tubo,casc}} \right)^{n_1} \quad (A.1)$$

Na Equação A.1, D_{casco} e $D_{ext,tubo,casc}$, dados em metros, representa o diâmetro do casco e o diâmetro externo do tubo, respectivamente. k_1 e n_1 são constantes definidas em Coulson et.al (2002).

No cálculo do coeficiente convectivo do lado dos tubos foi adotado evaporação dentro dos tubos. Inicialmente foi definida a vazão mássica em cada tubo (Equação A.2), o diâmetro interno dos tubos (Equação A.3) e as propriedades do fluido refrigerante, como número de Prandtl, condutividade térmica, viscosidade dinâmica da fase líquida e da fase vapor e massa específica da fase líquida e da fase vapor.

$$\dot{m}_{tubo} = \frac{\dot{m}_3}{N_t} \quad (A.2)$$

$$D_{int,tubo,casc} = D_{ext,tubo,casc} - 2 \cdot e_{tubo,casc} \quad (A.3)$$

Na Equação A.3, $e_{tubo,casc}$ representa a espessura do tubo no trocador de calor em cascata, em metros. Na Equação A.2, $\dot{m}_3$, dado em $\frac{kg}{s}$, é a vazão mássica de entrada do R404A.

Com os parâmetros calculados pelas Equações A.1 e A.2, determina-se o coeficiente convectivo da fase líquida do R404A através das Equações A.4, A.5 e A.6, conforme Incropera et.al (2008).

$$Re_{D,R404A} = \frac{4.\dot{m}_{tubo}}{\pi.D_{int,tubo,casc}.\mu_{R404A,L}} \quad (A.4)$$

$$NU_{D,R404A} = 0,023.Red_{R404A}^{\left(\frac{4}{5}\right)}.Pr_{R404A}^{0,4} \quad (A.5)$$

$$h_{int,L} = \frac{NU_{D,R404A}.k_{R404A}}{D_{int,tubo,casc}} \quad (A.6)$$

Na Equação A.4, calcula-se o número de Reynolds ($Re_{D,R404A}$), onde $\mu_{R404A,L}$ representa a viscosidade dinâmica do R404A da fase líquida em $\frac{kg}{m.s}$. Na Equação A.5, calcula-se o número de Nusselt do R404A da fase líquida, onde Pr_{R404A} significa o número de Prandtl. Por fim, a Equação A.6 fornece o valor do coeficiente convectivo do R404A na fase líquida, onde k_{R404A} , dado em $\frac{W}{m.K}$, representa a condutividade térmica do R404A.

Como o R404A está na região de saturação, foi usado o parâmetro de Martinelli em função do título, com o intuito de chegar a um valor médio do parâmetro de Martinelli ao longo do escoamento para encontrar o valor do coeficiente convectivo do R404A. Segundo Coulson et.al (2002), o valor do parâmetro de Martinelli pode ser calculado pela Equação A.7.

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x_{t,i}}{x_{t,i}}\right)^{0,9} \cdot \left(\frac{\rho_{R404A,V}}{\rho_{R404A,L}}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\mu_{R404A,L}}{\mu_{R404A,V}}\right)^{0,1} \quad (A.7)$$

Na Equação A.7, $\rho_{R404A,V}$ e $\rho_{R404A,L}$ representam a massa específica do R404A na fase vapor e líquida respectivamente em $\frac{kg}{m^3}$. $\mu_{R404A,V}$ e $\mu_{R404A,L}$, dado em $\frac{kg}{m.s}$, correspondem a viscosidade dinâmica do R404A na fase vapor e líquida. Por fim, $x_{t,i}$ representa um incremento no título, que vai desde o valor do título do R404A na entrada do condensador em cascata (x_3) até o valor do título do R404A na saída do condensador (x_4), com um incremento de 0,1.

Com o valor do X_{tt} , foi calculado o valor médio do parâmetro de Martinelli ($\bar{X}_{tt}$), Equação A.8, para ser usado na correlação de Chaddock e Buzard (1986) apud Bandarra Filho (1997), para o cálculo do coeficiente convectivo no interior dos tubos, Equação A.9.

$$\bar{X}_{tt} = \sum_i^n \frac{\bar{X}_{tt,i}}{n} \quad (A.8)$$

$$h_{R404A} = 3,83.h_{int}.\bar{X}_{tt}^{0,81}.\frac{0,785}{\bar{X}_{tt}} \quad (A.9)$$

Para o cálculo da área do trocador de calor em cascata, primeiramente foi calculado a taxa de transferência de calor no trocador de calor em cascata em Watts, Equação A.10, a

condutividade térmica dos tubos de cobre em função da média das temperaturas de entrada (T_3) e saída (T_4) do R404A e a média logarítmica das temperaturas (ΔT_{ML}), Equação A.11, conforme Incropera et.al (2008).

$$\dot{Q}_{cond,casc} = \dot{m}_3 \cdot (h_4 - h_3) \quad (A.10)$$

$$\Delta T_{ML} = T_7 - T_3 \quad (A.11)$$

Na Equação A.11 observa-se que para o cálculo da área de troca de calor foi considerado que toda a transferência de calor ocorre na região de mudança de fase, ou seja, a região de vapor superaquecido foi desconsiderada.

Por fim, segundo Kakaç et.al (2002), o coeficiente global de transferência de calor pode ser calculado pela Equação A.12. Combinando a Equação A.12 com a Equação A.13 chega-se no valor da área do condensador em cascata.

$$U_{casc} = \frac{1}{\frac{r_{ext}}{r_{int}} \frac{1}{h_{R404A}} + \frac{r_{ext} \ln \frac{r_{ext}}{r_{int}}}{k_{cobre,casc}} + \frac{1}{h_{casco}}} \quad (A.12)$$

$$A_{cond,casc} = \frac{\dot{Q}_{cond,cas}}{U_{casc} \cdot F \cdot \Delta T_{ML}} \quad (A.13)$$

Na Equação A.12, r_{ext} e r_{int} significam o raio externo e o raio interno do tubo no condensador em cascata. Na Equação A.13, F é um fator de correção para o tipo de trocador de calor, que segundo Incropera et.al (2008), para mudança de fase, F é igual a 1.

A.2 Cálculo da área do condensador

Para o cálculo da área do condensador foi definido que o modelo adotado será tubo aletado resfriado a ar com R404A como fluido refrigerante dentro dos tubos e que todo o calor é trocado na região de mudança de fase. As dimensões do trocador tubo aletado adotado estão presente em Razayan et.al. (2011). Primeiramente, foram definidas as propriedades do ar em função da temperatura ambiente (T_{amb}), da P_{BH} e da umidade relativa do ar (UR_{amb}) que foi considerada igual a 0,5. Posteriormente, com as dimensões do condensador, foram definidos, segundo Shah et.al (2003), alguns parâmetros geométricos como o comprimento do condensador, diâmetro interno dos tubos, espaçamento das aletas e diâmetro do colarinho, conforme as Equações A.14, A.15, A.16 e A.17.

$$L_{2,cond,sc} = N_{f,cond,sc} \cdot SL_{cond,sc} \quad (A.14)$$

$$D_{int,cond,sc} = D_{ext,cond,sc} - 2 \cdot e_{tubo,cond,sc} \quad (A.15)$$

$$S_{aletas,cond,sc} = \frac{1}{N_{aletas,cond,sc}} \quad (A.16)$$

$$D_{col,cond,sc} = D_{ext,cond,sc} + 2 \cdot e_{aletas,cond,sc} \quad (A.17)$$

Na Equação A.14, $N_{f,cond,sc}$ e $SL_{cond,sc}$ representam o número de fileiras de tubo e o passo longitudinal dos tubos, consecutivamente, onde $SL_{cond,sc}$ é dado em metros. Na Equação A.15 $D_{ext,cond,sc}$ e $e_{tubo,cond,sc}$ dados em metros, significam o diâmetro externo dos tubos no condensador e a espessura do tubo, respectivamente. Na Equação A.16, $N_{aletas,cond,sc}$ representa o número de aletas por metro e na Equação A.17, $e_{aletas,cond,sc}$ significa a espessura das aletas, em metro.

Posteriormente, para o cálculo do coeficiente convectivo do ar foi adotado que a velocidade de escoamento do ar ($V_{frontal,cond,sc}$) é igual a 3 m/s, conforme Shan (2001). De posse da velocidade, foi calculada a vazão mássica de ar, a área frontal do condensador e a área interna dos tubos através das Equações A.18, A.19 e A.20, respectivamente, conforme Shah et.al (2003).

$$\dot{m}_{ar,cond,sc} = \frac{\dot{Q}_{ar,cond,sc}}{c_{p,ar,cond,sc} \cdot (T_{s,ar,cond,sc} - T_{amb})} \quad (A.18)$$

$$A_{frontal,cond,sc} = \frac{\dot{m}_{ar,cond,sc}}{\rho_{ar,cond,sc} \cdot V_{frontal,cond,sc}} \quad (A.19)$$

$$A_{int,cond,sc} = A_{frontal,cond,sc} \cdot L_{2,cond,sc} \cdot \frac{\pi \cdot D_{int,cond,sc}}{SL_{cond,sc} \cdot ST_{cond,sc}} \quad (A.20)$$

Na Equação A.18, $c_{p,ar,cond,sc}$, dado em $\frac{J}{kg \cdot K}$, significa o calor específico do ar e $T_{s,ar,cond,sc}$ representa a temperatura de saída do ar no condensador que foi definida conforme a Equação A.21, onde T_1 representa a temperatura de saída do R404A do condensador, em Celsius. A taxa de transferência de calor do ar no condensador ($\dot{Q}_{ar,cond,sc}$) é igual ao $|\dot{Q}_{cond}|$. Na Equação A.19, $\rho_{ar,cond,sc}$ representa a massa específica do ar no condensador, dada em $\frac{kg}{m^3}$. Na Equação A.20, $ST_{cond,sc}$, dado em metros, significa o passo transversal dos tubos.

$$T_{s,ar,cond,sc} = T_1 - 5 \quad (A.21)$$

Para o cálculo do coeficiente convectivo do ar, foi adotado passo triangular equilátero de tubos contendo seis fileiras e usado à correlação de Briggs e Young (1963), descrita por Bejan et.al (2003), conforme as Equações A.22, A.23 e A.24.

$$Re_{D,ar,cond,sc} = \frac{\rho_{ar,cond,sc} \cdot V_{frontal,cond,sc} \cdot D_{col,cond,sc}}{\mu_{ar,cond,sc}} \quad (A.22)$$

$$NU_{D,ar,cond,sc} = 0,134 \cdot Re_{D,ar,cond,sc}^{0,681} \cdot Pr_{ar,cond,sc}^{\left(\frac{1}{3}\right)} \cdot \left(\frac{2 \cdot (S_{aletas,cond,sc} - e_{aletas,cond,sc})}{D_{col,cond,sc} - D_{ext,cond,sc}} \right)^{0,2} \cdot \left(\frac{S_{aletas,cond,sc} - e_{aletas,cond,sc}}{e_{aletas,cond,sc}} \right)^{0,1134} \quad (A.23)$$

$$h_{ar,cond,sc} = \frac{NU_{D,ar,cond,sc} \cdot k_{ar,cond,sc}}{D_{col,cond,sc}} \quad (A.24)$$

Na Equação A.22, $\mu_{ar,cond,sc}$ representa a viscosidade dinâmica do ar no condensador em $\frac{kg}{m \cdot s}$. Na Equação A.23, $Pr_{ar,cond,sc}$ corresponde ao número de Prandtl do ar. Na Equação A.24, $k_{ar,cond,sc}$ significa a condutividade térmica do ar dada em $\frac{W}{m \cdot K}$.

Para o cálculo do coeficiente convectivo do R404A no interior dos tubos foi usado a rotina *Call cond_horizontaltube_avg* do EES, que possui como parâmetros de entrada o título inicial do R404A ($x_{i,cond,sc}$), o título final do R404A ($x_{f,cond,sc}$), a temperatura de saturação do R404A que é a temperatura de saída do R404A do condensador, a temperatura da parede do tubo no condensador que foi adotada como a média entre a temperatura de condensação com a temperatura média do ar, conforme Equação A.25, onde T_1 representa a temperatura na saída do condensador em Celsius e a vazão mássica de R404A no interior dos tubos, descrita pela Equação A.26.

$$T_{parede,tubo,cond,sc} = \frac{(T_1 + \frac{T_{amb} + T_{s,ar,cond,sc}}{2})}{2} \quad (A.25)$$

$$\dot{m}_{cond,sc} = \frac{\dot{m}_1}{N_{f,cond,sc}} \quad (A.26)$$

Por fim, para o cálculo da área do condensador, foi calculada a média logarítmica das temperaturas (Equação A.27) e o coeficiente global de transferência de calor, descrito na Equação A.28, conforme Kakaç et.al (2002). No cálculo do coeficiente global de transferência de calor foi desprezada a resistência térmica de condução nos tubos. Combinando a Equação A.27 e A.28 com a Equação A.29 chega-se ao valor da área do condensador tubo aletado.

$$\Delta T_{ML,cond,sc} = \frac{\Delta T_{2,cond,sc} - \Delta T_{1,cond,sc}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{2,cond,sc}}{\Delta T_{1,cond,sc}}\right)} \quad (A.27)$$

$$U_{cond,sc} = \left(\frac{A_{total,cond,sc}}{A_{int,cond,sc}} \cdot \frac{1}{h_{R404A,cond,sc}} + \frac{1}{h_{ar,cond,sc}} \right)^{-1} \quad (A.28)$$

$$A_{total,cond,sc} = \frac{\dot{Q}_{ar,cond,sc}}{U_{cond,sc} \cdot F \cdot \Delta T_{ML,cond,sc}} \quad (A.29)$$

Na Equação A.27, $\Delta T_{2,cond,sc}$ é definido como a diferença entre a temperatura do fluido quente de saída e do fluido frio de entrada, conforme Equação A.30, e $\Delta T_{1,cond,sc}$ é a diferença entre o fluido quente de entrada e o fluido frio de saída (Equação A.31), ambos em Celsius. Na Equação A.29 F é um fator de correção para o tipo de trocador de calor, que para mudança de fase, segundo Incropera et.al (2008), vale 1,0.

$$\Delta T_{2,cond,sc} = T_1 - T_{amb} \quad (A.30)$$

$$\Delta T_{1,cond,sc} = T_1 - T_{s,ar,cond,sc} \quad (A.31)$$

A.3 Cálculo das áreas dos evaporadores de baixa e média temperatura

Para o cálculo da área nos evaporadores foi definido que o modelo adotado será tubo aletado resfriado a ar com R744 como fluido refrigerante dentro dos tubos e que todo o calor é trocado na região de mudança de fase. As dimensões do tubo aletado estão presente em Razayan et.al. (2011).

A metodologia adotada para o cálculo da área do evaporador de baixa temperatura e do de média temperatura é a mesma metodologia apresentada no cálculo da área do condensador. Foi adotado que a temperatura do espaço refrigerado é 10 graus Celsius a mais que a temperatura de saturação, ou seja, para o evaporador de baixa temperatura a temperatura do espaço refrigerado é de -20°C e para o evaporador de média temperatura é de 5°C.

Outra diferença que existe do modelo do condensador para dos evaporadores é que foi adotado que a temperatura de saída do ar nos evaporadores será 5°C maior que a temperatura de saturação de cada um dos evaporadores, conforme as Equações A.32 e A.33.

$$T_{s,ar,evap,LT,sc} = T_{sat,15} + 5 \quad (A.32)$$

$$T_{s,ar,evap,MT,sc} = T_{sat,13} + 5 \quad (A.33)$$

Por fim, a última diferença entre o modelo dos condensadores para os dos evaporadores é que no condensador foi adotada uma rotina do EES para condensação no interior dos tubos. Já para os evaporadores foi adotada a rotina *flow_boiling_avg* do EES, que considera evaporação no interior dos tubos, onde os parâmetros de entrada são a vazão mássica no interior dos tubos (Equação A.34 e A.35), a velocidade mássica do R744 (Equação A.36 e A.37), o título de entrada e saída do R744, a temperatura da parede do tubo dos evaporadores (Equação A.38 e A.39) e o fluxo de calor no evaporador (Equação A.40 e A.41).

$$\dot{m}_{evap,LT,sc} = \frac{\dot{m}_{15}}{N_{f,evap,LT,sc}} \quad (A.34)$$

$$\dot{m}_{evap,MT,sc} = \frac{\dot{m}_{13}}{N_{f,evap,MT,sc}} \quad (A.35)$$

$$G_{evap,LT,sc} = \frac{\dot{m}_{evap,LT,sc}}{\pi \cdot \frac{D_{int,evap,LT,sc}^2}{4}} \quad (A.36)$$

$$G_{evap,MT,sc} = \frac{\dot{m}_{evap,MT,sc}}{\pi \cdot \frac{D_{int,evap,MT,sc}^2}{4}} \quad (A.37)$$

$$T_{parede,evap,LT,sc} = \frac{(T_{sat,15} + \frac{(T_{espaço refrigerado,LT,sc} + T_{s,ar,evap,LT,sc})}{2})}{2} \quad (A.38)$$

$$T_{parede,evap,MT,sc} = \frac{(T_{sat,13} + \frac{(T_{espaço refrigerado,MT,sc} + T_{s,ar,evap,MT,sc})}{2})}{2} \quad (A.39)$$

$$q''_{evap,LT,sc} = U_{evap,LT,sc} \cdot (T_{parede,evap,LT,sc} - T_{evap,CO2,LT,sc}) \quad (A.40)$$

$$q''_{evap,MT,sc} = U_{evap,MT,sc} \cdot (T_{parede,evap,MT,sc} - T_{evap,CO2,MT,sc}) \quad (A.41)$$

Nas Equações A.34 e A.35, $\dot{m}_{15}$ e $\dot{m}_{13}$, dados em $\frac{kg}{s}$, representa a vazão mássica de R744 nos evaporadores de baixa e de média temperatura, respectivamente, e $N_{f,evap,LT,sc}$ e $N_{f,evap,MT,sc}$ representa o número de fileiras de tubo nos evaporadores de baixa e média temperatura, consecutivamente. Nas Equações A.36 e A.37, $D_{int,evap,LT,sc}$ e $D_{int,evap,MT,sc}$ correspondem ao diâmetro interno dos tubos nos evaporadores de baixa e média temperatura, em metro, respectivamente. Nas Equações A.38 e A.39, $T_{sat,15}$ e $T_{sat,13}$ correspondem a temperatura de saturação do evaporador de baixa e média temperatura, consecutivamente. $T_{espaço refrigerado,LT,sc}$ e $T_{espaço refrigerado,MT,sc}$ representam as temperaturas dos espaços refrigerados dos evaporadores de baixa e média temperatura,

respectivamente, enquanto $T_{s,ar,evap,LT,sc}$ e $T_{s,ar,evap,MT,sc}$ indicam as temperaturas de saída do ar nos evaporadores de baixa e média temperatura, respectivamente. Nas Equações A.40 e A.41, $U_{evap,LT,sc}$ e $U_{evap,MT,sc}$, dados em $\frac{W}{m^2 \cdot K}$, representam os coeficientes globais de transferência de calor dos evaporadores de baixa e média temperatura, respectivamente, enquanto $T_{evap,CO2,LT,sc}$ e $T_{evap,CO2,MT,sc}$ correspondem as temperaturas de evaporação do R744 nos evaporadores de baixa e média temperatura, consecutivamente, em Celsius.

A.4 Cálculo das áreas dos trocadores de calor de Interno SLHX1 e SLHX2

Para o cálculo do modelo dos trocadores de calor interno SLHX1 e SLHX2, foi definido que o modelo adotado será tubos concêntricos. Para o SLHX1 o fluido refrigerante é o R404A e para o SLHX2 o fluido é o R744. As dimensões dos tubos concêntricos estão em Jain et.al (2015). Primeiramente apresenta-se o modelo do cálculo da área do SLHX1. Dessa forma, para o cálculo do coeficiente convectivo do interior dos tubos (fluido frio), definiram-se as propriedades do R404A em função da pressão de entrada (P_4) e da temperatura média entre a entrada e a saída do R404A, conforme Equação A.42.

$$T_{f,int,SLHX1,sc} = \frac{(T_4 + T_5)}{2} \quad (A.42)$$

Segundo Incropera et.al (2008), calcula-se o número de Reynolds, conforme Equação A.43, uma vez que o escoamento é turbulento e o número de Prandtl é maior que 0,7. Posteriormente, conforme Equação A.44 calcula-se o número de Nusselt, onde o valor de n na Equação A.44 é igual a 0,4, uma vez que o fluido está aquecendo, conforme Incropera et.al (2008). Por fim determinou-se o coeficiente convectivo interno, segundo Equação A.45.

$$Re_{D,int,SLHX1,sc} = \frac{4 \cdot \dot{m}_4}{\pi \cdot D_{int,SLHX1,sc} \cdot \mu_{int,SLHX1,sc}} \quad (A.43)$$

$$NU_{D,int,SLHX1,sc} = 0,023 \cdot Re_{D,int,SLHX1,sc}^{\frac{4}{5}} \cdot Pr_{int,SLHX1,sc}^n \quad (A.44)$$

$$h_{int,SLHX1,sc} = \frac{NU_{D,int,SLHX1,sc} \cdot k_{int,SLHX1,sc}}{D_{int,SLHX1,sc}} \quad (A.45)$$

Na Equação A.43, $\dot{m}_4$, dado em $\frac{kg}{s}$, representa a vazão mássica de entrada do R404A. $\mu_{int,SLHX1,sc}$ corresponde a viscosidade dinâmica do R404A em $\frac{kg}{m \cdot s}$. $D_{int,SLHX1,sc}$ dado em metros, significa o diâmetro interno do SLHX1. Na Equação A.44, $Pr_{int,SLHX1,sc}$

corresponde ao número de Prandtl interno do R404A. Na Equação A.45, $k_{int,SLHX1,sc}$ representa a condutividade térmica do R404A interno, dado em $\frac{W}{m \cdot K}$.

Para o cálculo do coeficiente convectivo na região anular do SLHX1, primeiramente foram definidas as propriedades do R404A em função da pressão de entrada (P_1) e da temperatura média entre a entrada (T_1) e na saída (T_2) do R404A na região anular, conforme Equação A.46. Posteriormente definiu-se o diâmetro hidráulico, através da Equação A.47.

$$T_{f,anular,SLHX1,sc} = \frac{(T_1 + T_2)}{2} \quad (A.46)$$

$$D_{h,SLHX1,sc} = (D_{ext,SLHX1,sc} - 2 \cdot e_{ext,SLHX1,sc}) - (D_{int,SLHX1,sc} + 2 \cdot e_{int,SLHX1,sc}) \quad (A.47)$$

Na Equação A.47, $D_{ext,SLHX1,sc}$, $D_{int,SLHX1,sc}$, $e_{ext,SLHX1,sc}$ e $e_{int,SLHX1,sc}$, dados em metro, correspondem ao diâmetro externo, ao diâmetro interno, a espessura do tubo externo e a espessura do tubo interno do SLHX1, respectivamente.

Segundo Incropera et.al (2008), o número de Reynolds, para um escoamento turbulento e com número de Prandtl maior que 0,7, para a região anular é dada pela Equação A.48 e o número de Nusselt pela Equação A.49, onde o valor de n é igual a 0,3, uma vez que o fluido está resfriando. De posse do número de Reynolds e do número de Nusselt, obtemos o coeficiente convectivo do R404A para a região anular, conforme Equação A.50.

$$Re_{D,anular,SLHX1,sc} = \frac{4 \cdot \dot{m}_1}{\pi \cdot ((D_{ext,SLHX1,sc} - 2 \cdot e_{ext,SLHX1,sc}) + (D_{int,SLHX1,sc} + 2 \cdot e_{int,SLHX1,sc})) \cdot \mu_{anular,SLHX1,sc}} \quad (A.48)$$

$$NU_{D,anular,SLHX1,sc} = 0,023 \cdot Re_{D,anular,SLHX1,sc}^{\frac{4}{5}} \cdot Pr_{anular,SLHX1,sc}^n \quad (A.49)$$

$$h_{anular,SLHX1,sc} = \frac{NU_{D,anular,SLHX1,sc} \cdot k_{anular,SLHX1,sc}}{D_{h,SLHX1,sc}} \quad (A.50)$$

Na Equação A.48, $\dot{m}_1$ representa a vazão mássica de R404A na região anular do trocador de calor em $\frac{kg}{s}$ e $\mu_{anular,SLHX1,sc}$ corresponde a viscosidade dinâmica do R404A na região anular em $\frac{kg}{m \cdot s}$. Na Equação A.49, $Pr_{anular,SLHX1,sc}$ significa o número de Prandtl na região anular e $k_{anular,SLHX1,sc}$, na Equação A.50, representa a condutividade térmica do R404A em $\frac{W}{m \cdot K}$.

Segundo Kakaç et.al (2002), o coeficiente global de transferência de calor para o trocador de calor SLHX1 é dado pela Equação A.51 e a média logarítmica das temperaturas

é dada pela Equação A.52. Combinando a Equação A.51 com a Equação A.53, obtemos o valor da área do trocador de calor interno SLHX1.

$$U_{SLHX1,sc} = \frac{1}{\frac{r_{ext,SLHX1,sc}}{r_{int,SLHX1,sc}} \frac{1}{h_{int,SLHX1,sc}} + \frac{r_{ext,SLHX1,sc} \ln \frac{r_{ext,SLHX1,sc}}{r_{int,SLHX1,sc}}}{k_{cobre,SLHX1,sc}} + \frac{1}{h_{anular,SLHX1,sc}}} \quad (A.51)$$

$$\Delta T_{ML,SLHX1,sc} = \frac{\Delta T_{2,SLHX1,sc} - \Delta T_{1,SLHX1,sc}}{\ln \left(\frac{\Delta T_{2,SLHX1,sc}}{\Delta T_{1,SLHX1,sc}} \right)} \quad (A.52)$$

$$A_{SLHX1,sc} = \frac{\dot{Q}_{SLHX1,sc}}{U_{SLHX1,sc} \cdot F \cdot \Delta T_{ML,SLHX1,sc}} \quad (A.53)$$

Na Equação A.51, $r_{ext,SLHX1,sc}$ e $r_{int,SLHX1,sc}$ correspondem ao raio externo e ao raio interno do SLHX1 em metros, conforme Equação A.54 e A.55, respectivamente, e $k_{cobre,SLHX1,sc}$ a condutividade térmica do cobre do tubo interno do trocador de calor em $\frac{W}{m \cdot K}$. Na Equação A.52, $\Delta T_{2,SLHX1,sc}$ é definido como a diferença entre a temperatura do fluido quente de saída e do fluido frio de entrada, conforme Equação A.56, e $\Delta T_{1,SLHX1,sc}$ é a diferença entre o fluido quente de entrada e o fluido frio de saída (Equação A.57), ambos em Celsius. Na Equação A.53, F é um fator de correção para o tipo de trocador de calor, que para tubos concêntricos, segundo Incropera et.al (2008), vale 1. $\dot{Q}_{SLHX1,sc}$ corresponde a taxa de transferência de calor do SLHX1, em Watts, dado pela Equação A.58.

$$r_{ext,SLHX1,sc} = \frac{D_{int,SLHX1,sc}}{2} + e_{int,SLHX1,sc} \quad (A.54)$$

$$r_{int,SLHX1,sc} = \frac{D_{int,SLHX1,sc}}{2} \quad (A.55)$$

$$\Delta T_{2,SLHX1,sc} = T_2 - T_4 \quad (A.56)$$

$$\Delta T_{1,SLHX1,sc} = T_1 - T_5 \quad (A.57)$$

$$\dot{Q}_{SLHX1,sc} = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_2) \quad (A.58)$$

Na Equação A.58, $\dot{m}_1$, dado em $\frac{kg}{s}$, corresponde à vazão mássica de R404A na entrada do SLHX1 e h_1 e h_2 correspondem às entalpias de entrada e saída do R404A, respectivamente, em $\frac{kJ}{kg}$.

O modelo para o cálculo da área do SLHX2 é o mesmo modelo descrito para o cálculo da área do SLHX1. As dimensões do SLHX2 são as mesmas do SLHX1. A diferença entre os dois trocadores é que o SLHX1 possui como fluido refrigerante o R404A e o SLHX2 o R744. Outra diferença é que os estados termodinâmicos envolvidos no SLHX1 são os

estados 1, 2, 4 e 5, enquanto que no SLHX2 os estados termodinâmicos envolvidos são 10, 11, 15 e 16, respectivamente, conforme Figura 29.

APÊNDICE B - Cálculo das áreas dos trocadores de calor do ciclo transcrito

B.1 Cálculo das áreas dos trocadores de calor de Interno SLHX1 e SLHX2

Para o cálculo das áreas dos trocadores de calor interno SLHX1 e SLHX2, foi definido que o modelo adotado será tubos concêntricos com R744 como fluido refrigerante. Para o SLHX2 do ciclo transcrito, o modelo do cálculo da área é o mesmo modelo dos trocadores de calor interno SLHX1 e SLHX2 descrito para o ciclo subcrítico. A diferença é que os índices 1, 2, 4 e 5 referentes aos estados termodinâmicos no SLHX1 do ciclo subcrítico serão substituídos pelos índices 2, 3, 15 e 16, respectivamente, do ciclo transcrito.

No SLHX1 do ciclo transcrito, o cálculo do coeficiente convectivo para a região anular obedece ao mesmo roteiro de cálculo descrito no modelo do SLHX1 do ciclo subcrítico. Para o cálculo do coeficiente convectivo para a região interna do trocador de calor interno, foi usada uma rotina do EES, uma vez que está ocorrendo evaporação do R744, diferente do modelo descrito do SLHX1 do ciclo subcrítico.

Primeiramente, definiu-se a condutividade térmica do cobre, $k_{cobre,SLHX1,tc}$, através da temperatura média entre a entrada e saída do R744 do lado frio, conforme Equação B.1, dadas em Celsius.

$$T_{f,int,SLHX1,tc} = \frac{T_2 + T_3}{2} \quad (B.1)$$

Posteriormente, definiu-se a velocidade mássica do R744 no interior do tubo através da Equação B.2. O $r_{ext,SLHX1,tc}$ e o $r_{int,SLHX1,tc}$ do SLHX1 do ciclo transcrito é o mesmo definido no ciclo subcrítico conforme as Equações A.54 e A.55. O fluxo de calor interno no SLHX1 foi definido pela Equação B.3, onde T_{16} corresponde à temperatura de saída do R744 do lado quente e T_2 a temperatura de entrada do R744 do lado frio, ambos em Celsius.

$$G_{int,SLHX1,tc} = \frac{\dot{m}_2}{\pi \cdot \frac{D_{int,SLHX1,tc}^2}{4}} \quad (B.2)$$

$$q''_{int,SLHX1,tc} = U_{SLHX1,tc} \cdot (T_{16} - T_2) \quad (B.3)$$

De posse do $D_{int,SLHX1,tc}$, da velocidade mássica do R744 no interior do tubo ($G_{int,SLHX1,tc}$), do fluxo de calor no interior do tubo ($q''_{int,SLHX1,tc}$), do título de entrada do R744 do lado frio (x_2) e do título de saída do R744 do lado frio (x_3), calcula-se o coeficiente convectivo interno do R744 através da rotina *Flow Boiling Avg* do EES.

Segundo Kakaç et.al (2002), o coeficiente global de transferência de calor para o trocador de calor SLHX1 é dado pela Equação B.4 e a média logarítmica das temperaturas é dada pela Equação B.5. Combinando a Equação B.4, B.5 e B.6, obtém-se o valor da área do trocador de calor interno SLHX1.

$$U_{SLHX1,tc} = \frac{1}{\frac{r_{ext,SLHX1,tc}}{r_{int,SLHX1,tc}} + \frac{1}{h_{int,SLHX1,tc}} + \frac{r_{ext,SLHX1,tc} \ln \frac{r_{ext,SLHX1,tc}}{r_{int,SLHX1,tc}}}{k_{cobre,SLHX1,tc}} + \frac{1}{h_{anular,SLHX1,tc}}} \quad (B.4)$$

$$\Delta T_{ML,SLHX1,tc} = \frac{\Delta T_{2,SLHX1,tc} - \Delta T_{1,SLHX1,tc}}{\ln \left(\frac{\Delta T_{2,SLHX1,tc}}{\Delta T_{1,SLHX1,tc}} \right)} \quad (B.5)$$

$$A_{SLHX1,tc} = \frac{\dot{Q}_{SLHX1,tc}}{U_{SLHX1,tc} \cdot F \cdot \Delta T_{ML,SLHX1,tc}} \quad (B.6)$$

Na Equação B.5, $\Delta T_{2,SLHX1,tc}$ é definido como a diferença entre a temperatura do fluido quente de saída e do fluido frio de entrada, conforme Equação B.7, e $\Delta T_{1,SLHX1,tc}$ é a diferença entre o fluido quente de entrada e o fluido frio de saída (Equação B.8), ambos em Celsius, segundo Incropera et.al (2008). Na Equação B.6, F é um fator de correção para o tipo de trocador de calor, que para tubos concêntricos, segundo Incropera et.al (2008), vale 1. $\dot{Q}_{SLHX1,tc}$ corresponde a taxa de transferência de calor do SLHX1, em Watts, dado pela Equação B.9.

$$\Delta T_{2,SLHX1,tc} = T_{16} - T_2 \quad (B.7)$$

$$\Delta T_{1,SLHX1,tc} = T_{15} - T_3 \quad (B.8)$$

$$\dot{Q}_{SLHX1,tc} = \dot{m}_2 \cdot (h_3 - h_2) \quad (B.9)$$

Na Equação B.9, $\dot{m}_2$, dado em $\frac{kg}{s}$, corresponde à vazão mássica de R744 na entrada do SLHX1 do lado frio e h_2 e h_3 correspondem às entalpias de entrada e saída do R744 do lado frio, respectivamente, em $\frac{kJ}{kg}$.

B.2 Cálculo das áreas dos evaporadores de baixa e média temperatura

Para o cálculo das áreas nos evaporadores do ciclo transcrito foi definido que o modelo adotado será tubo aletado resfriado a ar, com R744 como fluido refrigerante dentro dos tubos e que todo o calor é trocado na região de mudança de fase. As dimensões do tubo aletado estão presente em Razayan et.al. (2011).

O roteiro de cálculo adotado para calcular a área do evaporador de baixa temperatura do ciclo transcrito é o mesmo adotado para o ciclo subcrítico. A diferença é que os índices 14 e 15 referentes aos estados termodinâmicos do evaporador LT do ciclo subcrítico foi substituído pelos índices 10 e 11 referentes aos estados termodinâmicos do evaporador LT do ciclo transcrito, nesta ordem. No evaporador de média temperatura do ciclo transcrito, a diferença entre o modelo adotado para o modelo do ciclo subcrítico também esta nos índices, uma vez que os índices 12 e 13 do ciclo subcrítico foi substituído pelos índices 7 e 8 do ciclo transcrito, respectivamente.

B.3 Cálculo da área do resfriador de gás

Para o cálculo da área do resfriador de gás (*gás cooler*), foi definido que o modelo adotado será tubo aletado resfriado a ar, com aletas do tipo *louvered* e com R744A como fluido refrigerante dentro dos tubos. As dimensões do tubo aletado estão presente em Kim et.al (2002).

Primeiramente, foi definido as propriedades do ar através da sua temperatura de entrada, definida como a temperatura ambiente. A temperatura de saída do ar foi definida como dois graus a menos que a temperatura de saída do R744 do resfriador de gás, conforme Equação B.10. As propriedades do R744 foram definidas através da temperatura média entre a entrada e a saída do resfriador de gás, todas em Celsius.

$$T_{s,ar} = T_1 - 2^{\circ}\text{C} \quad (\text{B.10})$$

Definido as propriedades do ar e do R744, calculou-se algumas propriedades geométricas do resfriador de gás, conforme apresentado em Lee (2011), representadas pelas Equações de B.11 a B.29. As Equações de B.11 a B.29 representam, respectivamente, passo da aleta, altura da aleta, comprimento do corte da grelha, passo do tubo, altura do Louver, largura externa do tubo, comprimento da aleta, número total de passes do lado do ar, número total de aletas, área primária do lado do ar, número de louveres, área total das aletas, área total da superfície do lado do ar, área mínima de fluxo

livre do lado do ar, área frontal do ar, diâmetro hidráulico do ar, porosidade do lado do ar, volume do trocador do lado do ar, densidade de área de superfície do lado do ar.

$$p_f = \frac{1}{N_{f,a}} \quad (\text{B.11})$$

$$s_f = \sqrt{b^2 + p_f^2} \quad (\text{B.12})$$

$$L_{Louv} = 0,85 \cdot s_f \quad (\text{B.13})$$

$$p_t = b + H_t \quad (\text{B.14})$$

$$l_h = l_p \cdot \sin \theta \quad (\text{B.15})$$

$$W_t = L_2 \quad (\text{B.16})$$

$$L_f = W_t \quad (\text{B.17})$$

$$N_{pg} = \frac{L_1 - H_t}{b + H_t} \quad (\text{B.18})$$

$$n_{t,aletas} = \frac{L_3}{p_f} \cdot N_{pg} \quad (\text{B.19})$$

$$A_p = (2 \cdot (L_2 - H_t) + \pi \cdot H_t) \cdot L_3 \cdot (N_{pg} + 1) - 2 \cdot \delta \cdot L_2 \cdot n_{t,aletas} \quad (\text{B.20})$$

$$n_{louv} = \left(\frac{L_f}{l_p} - 1 \right) \cdot n_{t,aletas} \quad (\text{B.21})$$

$$A_f = 2 \cdot (s_f \cdot L_2 + s_f \cdot \delta) \cdot n_{t,aletas} + 2 \cdot L_{Louv} \cdot \delta \cdot n_{louv} \quad (\text{B.22})$$

$$A_{t,2} = A_f + A_p \quad (\text{B.23})$$

$$A_{c,2} = b \cdot L_3 \cdot N_{pg} - (\delta \cdot (s_f - L_{Louv}) + L_{Louv} \cdot l_h) \cdot n_{t,aletas} \quad (\text{B.24})$$

$$A_{fr,2} = L_3 \cdot L_1 \quad (\text{B.25})$$

$$D_{h,2} = 4 \cdot A_{c,2} \cdot \frac{L_2}{A_{t,2}} \quad (\text{B.26})$$

$$\sigma_2 = \frac{A_{c,2}}{A_{fr,2}} \quad (\text{B.27})$$

$$V_{hx2} = L_2 \cdot L_3 \cdot b \cdot N_{pg} \quad (\text{B.28})$$

$$\beta_2 = \frac{A_{t,2}}{V_{hx2}} \quad (\text{B.29})$$

Na Equação B.11, $N_{f,a}$ representa a densidade de aletas por metro. Na Equação B.12, b corresponde, em metros, ao espaçamento dos tubos. Na Equação B.15, l_p significa o passo do louver em metros. Na Equação B.16, L_2 representa a largura do trocador de

calor em metros. Na Equação B.18, L_1 , dado em metros, corresponde ao comprimento do trocador de calor. Na Equação B.20, δ representa a espessura das aletas em metros.

Para o cálculo do coeficiente convectivo do lado do ar, foi adotado que a velocidade do ar ($V_{ar,gc}$) será de 3 m/s, conforme Shan (2001) e que a taxa de transferência de calor do lado do ar será igual a $|\dot{Q}_{gas\ cooler}|$. A vazão mássica de ar, em $\frac{kg}{s}$, foi calculada através da combinação das Equações B.30 e B.31 e a velocidade mássica do ar foi calculada através da Equação B.32.

$$\dot{m}_{ar,gc} = \rho_{ar,gc} \cdot V_{ar,gc} \cdot A_{fr,2} \quad (B.30)$$

$$\dot{Q}_{ar} = \dot{m}_{ar,gc} \cdot c_{p,ar,gc} \cdot (T_{e,ar} - T_{s,ar}) \quad (B.31)$$

$$G_2 = \frac{\dot{m}_{ar,gc}}{A_{c,2}} \quad (B.32)$$

Na Equação B.30, $\rho_{ar,gc}$ representa a massa específica do ar em $\frac{kg}{m^3}$. Na Equação B.31, $c_{p,ar,gc}$, dado em $\frac{J}{kg \cdot K}$, corresponde ao calor específico do ar a pressão constante. O número de Reynolds é dado pela Equação B.33, o fator de Colburn pela Equação B.34 e o coeficiente convectivo do ar pela Equação B.35. Todas as equações são apresentadas em Lee (2011).

$$Re_{D,2} = \frac{G_2 \cdot D_{h,2}}{\mu_{ar,gc}} \quad (B.33)$$

$$J_2 = Re_{D,2}^{-0,49} \cdot \left(\frac{\theta}{90}\right)^{0,27} \cdot \left(\frac{p_f}{l_p}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{b}{l_p}\right)^{-0,29} \cdot \left(\frac{W_t}{l_p}\right)^{-0,23} \cdot \left(\frac{L_{louver}}{l_p}\right)^{0,68} \cdot \left(\frac{p_t}{l_p}\right)^{-0,28} \cdot \left(\frac{\delta}{l_p}\right)^{-0,05} \quad (B.34)$$

$$h_{ar,gc} = \frac{J_2 \cdot G_2 \cdot c_{p,ar,gc}}{Pr^{\frac{2}{3}}} \quad (B.35)$$

Para o cálculo do coeficiente convectivo do R744, primeiramente definiu-se o número total de tubos do lado do R744, conforme Equação B.36. Posteriormente, calculou-se a área total de troca de calor do lado do refrigerante (Equação B.37), a área mínima de fluxo livre (Equação B.38) e o diâmetro hidráulico do R744 (Equação B.39), conforme Lee (2011).

$$N_t = N_{pg} + 1 \quad (B.36)$$

$$A_{t,1} = (2 \cdot (L_2 - H_t) + \pi \cdot (H_t - 2 \cdot \delta_w)) \cdot L_3 \cdot N_t \quad (B.37)$$

$$A_{c,1} = \left((L_2 - H_t) \cdot (H_t - 2 \cdot \delta_w) + \frac{\pi}{4} \cdot (H_t - 2 \cdot \delta_w)^2 \right) \cdot \frac{N_t}{N_p} \quad (B.38)$$

$$D_{h,1} = \frac{4 \cdot A_{c,1} \cdot L_3}{A_{t,1}} \quad (B.39)$$

Na Equação B.37, δ_w , dado em metros, corresponde à espessura do tubo. Com as propriedades geométricas para o lado do R744 definidas, calculou-se a velocidade mássica e o número de Reynolds do refrigerante, conforme as Equações B.40 e B.41, respectivamente.

$$G_1 = \frac{\dot{m}_1}{A_{c,1}} \quad (B.40)$$

$$Re_{D,1} = \frac{G_1 \cdot D_{h,1}}{\mu_{CO2}} \quad (B.41)$$

Para o cálculo do coeficiente convectivo do R744, conforme Kakaç et.al (2002), foi calculado o fator de atrito através da Equação B.42, o número de Nusselt pela Equação B.43 e o coeficiente convectivo pela Equação B.44.

$$f_1 = (1,58 \cdot \ln Re_{D,1} - 3,28)^{-2} \quad (B.42)$$

$$Nu_{D,1} = \frac{f_1}{2} \cdot \left(\frac{(Re_{D,1} - 1000) \cdot Pr_{CO2}}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{f_1}{2}\right)^{0,5} \cdot \left(Pr_{CO2}^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \right) \quad (B.43)$$

$$h_{CO2,gc} = \frac{Nu_{D,1} \cdot k_{CO2}}{D_{h,1}} \quad (B.44)$$

Na Equação B.43, Pr_{CO2} representa o número de Prandtl do R744. Na Equação B.44, k_{CO2} corresponde à condutividade térmica do R744 em $\frac{W}{m \cdot K}$. Para o cálculo da área do resfriador de gás, segundo kakaç et.al (2002), primeiramente definiu-se o coeficiente global de transferência de calor através da Equação B.45 e a média logarítmica das temperaturas conforme a Equação B.46. Combinando a equação B.45 com a Equação B.47, obtém-se a área do resfriador de gás.

$$U_{gc} = \frac{1}{\frac{A_{gc}}{A_{t,1}} \cdot \frac{1}{h_{CO2,gc}} + \frac{1}{h_{ar,gc}}} \quad (B.45)$$

$$\Delta T_{ML,gc} = \frac{\Delta T_{2,gc} - \Delta T_{1,gc}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{2,gc}}{\Delta T_{1,gc}}\right)} \quad (B.46)$$

$$|\dot{Q}_{gas\ cooler}| = U_{gc} \cdot A_{gc} \cdot \Delta T_{ML,gc} \quad (B.47)$$

Na Equação B.46, $\Delta T_{2,gc}$ é definido como a diferença entre a temperatura do fluido quente de saída e do fluido frio de entrada, conforme Equação B.48, e $\Delta T_{1,gc}$ é a diferença entre o fluido quente de entrada e o fluido frio de saída (Equação B.49), ambos em Celsius, conforme Incropera et.al (2008).

$$\Delta T_{2,gc} = T_1 - T_{e,ar} \quad (B.48)$$

$$\Delta T_{1,gc} = T_{17} - T_{s,ar} \quad (B.49)$$

APÊNDICE C – Programa para simulação do ciclo subcrítico desenvolvido no EES

```
$INCLUDE Trocadores_Calor.LIB
```

```
"Modelagem do sistema secundário em cascata combinado com CO2"
```

```
"#####"  
"ANÁLISE TERMODINÂMICA"  
"#####"
```

```
"Apresentação dos equipamentos com os respectivos estados de entrada e saída"
```

```
"Ciclo com R404A"
```

```
"Condensador - Entrada: Estado 6 ; Saída: Estado 1"
```

```
"Trocador de Calor interno (SLHX1) - Entrada: Estado 1 e 4 ; Saída: Estado 2 e 5"
```

```
"Válvula de expansão 1 - Entrada: Estado 2 ; Saída: Estado 3"
```

```
"Condensador em cascata - Entrada: Estado 3 e 18 ; Saída: Estado 4 e 7"
```

```
"Compressor de alta temperatura (HTC) - Entrada: Estado 5 ; Saída: Estado 6"
```

```
"Ciclo com CO2"
```

```
"Tanque - Entrada: Estado 7 e 13 ; Saída: Estado 8 e 9"
```

```
"Bomba de líquido - Entrada: Estado 9 ; Saída: Estado 10"
```

```
"Trocador de calor interno (SLHX2) - Entrada: Estado 10 e 15 ; Saída: Estado 11 e 16"
```

```
"Evaporador de média temperatura - Entrada: Estado 12 ; Saída: Estado 13"
```

```
"Válvula de expansão 2 - Entrada: 11 ; Saída: Estado 14"
```

```
"Evaporador de baixa temperatura - Entrada: Estado 14 ; Saída: Estado 15"
```

```
"Evaporador de média temperatura - Entrada: Estado 12 ; Saída: Estado 13"
```

```
"Compressor de baixa temperatura (LTC) - Entrada: Estado 16 ; Saída: Estado 17"
```

```
"Definição de alguns parâmetros para todo o ciclo"
```

```
$reference R744 IIR
```

```
Q_dot_evap_MT = 120 [kW]          " a -5°C"
```

```
Q_dot_evap_LT = 65 [kW]          " a -30°C"
```

```
T_amb = 30 [°C]
```

```
deltaT_sup_MT = 10 [°C]
```

```
deltaT_sup_LT = 10 [°C]
```

```
eta_comp = 0,65
```

```
epsilon = 0,4
```

```
T_aproximação = 3,0 [°C]
```

```
CR = 1,5 "Taxa de circulação da Bomba"
```

```
{peso = 0}
```

```
"Estado 1"
```

```
{T[1] = T_amb + Delta_T_amb}
```

```
x[1] = 0
```

```
P[1]=pressure(R404A;T=T[1];x=x[1])
```

```
"Estado definido com os dados do artigo inicialmente"
```

```
h[1]=enthalpy(R404A;T=T[1];x=x[1])
```

```
s[1]=entropy(R404A;T=T[1];x=x[1])
```

```
"Estado 2 "
```

```
P[2] = P[1]
```

$T[2] = \text{temperature}(R404A; P=P[2]; h=h[2])$
 $s[2] = \text{entropy}(R404A; h=h[2]; P=P[2])$
 $x[2] = \text{quality}(R404A; P=P[2]; h=h[2])$

"Estado 3"

$h[3] = h[2]$
 $P[3] = P[4]$
 $s[3] = \text{entropy}(R404A; T=T[3]; h=h[3])$
 $x[3] = \text{quality}(R404A; T=T[3]; h=h[3])$

"Estado 4"

$T[4] = T[3]$
 $x[4] = 1$
 $s[4] = \text{entropy}(R404A; x=x[4]; T=T[4])$
 $P[4] = \text{pressure}(R404A; T=T[4]; x=x[4])$
 $h[4] = \text{enthalpy}(R404A; T=T[4]; x=x[4])$

"Estado 5"

$P[5] = P[4]$
 $T[5] = \text{temperature}(R404A; P=P[5]; h=h[5])$
 $s[5] = \text{entropy}(R404A; h=h[5]; P=P[5])$
 $x[5] = \text{quality}(R404A; P=P[5]; h=h[5])$

"Estado 6"

$P[6] = P[1]$
 $h[6] = h[5] - ((h[5] - h_{6s})/\eta_{\text{comp}})$
 $s_{6s} = s[5]$
 $h_{6s} = \text{enthalpy}(R404A; s=s_{6s}; P=P[6])$
 $T[6] = \text{temperature}(R404A; P=P[6]; h=h[6])$
 $s[6] = \text{entropy}(R404A; h=h[6]; P=P[6])$

"Estado 7"

$P[7] = P[13]$
 $T[7] = \text{temperature}(R744; P=P[7]; h=h[7])$
 - Estado Definido
 $s[7] = \text{entropy}(R744; h=h[7]; P=P[7])$
 $x[7] = \text{quality}(R744; T=T[7]; P=P[7])$

"Atraves do balanço de energia no tanque encontro $h[7]$ "

"Estado 8"

$P[8] = P[13]$
 $x[8] = 1$
 $h[8] = \text{enthalpy}(R744; x=x[8]; P=P[8])$
 $s[8] = \text{entropy}(R744; x=x[8]; P=P[8])$
 $T[8] = \text{temperature}(R744; P=P[8]; x=x[8])$

"Estado Definido inicialmente com os dados do artigo"

"Estado 9"

$P[9] = P[13]$
 $x[9] = 0$
 $T[9] = \text{temperature}(R744; P=P[9]; x=x[9])$
 $h[9] = \text{enthalpy}(R744; x=x[9]; P=P[9])$
 $s[9] = \text{entropy}(R744; x=x[9]; P=P[9])$

"Estado Definido inicialmente com os dados do artigo"

"Estado 10"

$P[10] = P[9]$
 $T[10] = T[9]$
 $h[10] = h[9]$
 $s[10] = s[9]$
 $x[10] = x[9]$

"Estado Definido inicialmente com os dados do artigo"

"Estado 11"

$P[11] = P[13]$
 $s[11] = \text{entropy}(R744; h=h[11]; P=P[11])$
 da efetividade do SLHX2"
 $T[11] = \text{temperature}(R744; P=P[11]; h=h[11])$
 $x[11] = \text{quality}(R744; h=h[11]; P=P[11])$

"Estado definido depois de calculado o $h[11]$ através da efetividade do SLHX2"

"Estado 12"

$P[12] = P[11]$
 $T[12] = T[11]$
 $h[12] = h[11]$
 $s[12] = s[11]$
 $x[12] = x[11]$

"Estado 12 igual ao estado 11"

"Estado 13"

$T_{\text{sat_13}} = -5 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$
 $T[13] = T_{\text{sat_13}} + \Delta T_{\text{sup_MT}}$
 $\{P_{\text{tanque}} = 3046\}$
 $\{P[13] = P_{\text{tanque}}\}$
 $P[13] = p_{\text{sat}}(R744; T=T_{\text{sat_13}})$
 $h[13] = \text{enthalpy}(R744; T=T[13]; P=P[13])$
 superaquecimento"
 $s[13] = \text{entropy}(R744; T=T[13]; P=P[13])$
 $x[13] = \text{quality}(R744; P=P[13]; T=T[13])$

"AQUI ENCONTRO A $T[13]$ "

"Estado Definido inicialmente com o superaquecimento"

"Estado 14"

$P[14] = P[15]$
 $h[14] = h[11]$ "Com o estado 11 definido através do balanço de energia do SLHX2, estado 14 definido"
 $T[14] = \text{temperature}(R744; P=P[14]; h=h[14])$
 $s[14] = \text{entropy}(R744; h=h[14]; P=P[14])$
 $x[14] = \text{quality}(R744; P=P[14]; h=h[14])$

"Estado 15"

$T_{\text{sat_15}} = -30 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$
 $T[15] = T_{\text{sat_15}} + \Delta T_{\text{sup_LT}}$
 $P[15] = p_{\text{sat}}(R744; T=T_{\text{sat_15}})$
 $s[15] = \text{entropy}(R744; T=T[15]; P=P[15])$
 $h[15] = \text{enthalpy}(R744; T=T[15]; P=P[15])$
 $x[15] = \text{quality}(R744; P=P[15]; T=T[15])$

"Aqui cálculo $T[15]$ "

"Estado Definido inicialmente com o superaquecimento"

"Estado 16"

$P[16] = P[15]$
 $T[16] = \text{temperature}(R744; P=P[16]; h=h[16])$
 balanço de energia do SLHX2"
 $s[16] = \text{entropy}(R744; h=h[16]; P=P[16])$
 $x[16] = \text{quality}(R744; P=P[16]; T=T[16])$

"Estado definido depois de calcular o $h[16]$ no balanço de energia do SLHX2"

"Estado 17"

$P[17] = P[13]$
 $h[17] = h[16] - ((h[16] - h_{17s})/\eta_{\text{comp}})$ "Com o estado 16 definido através do balanço de energia do SLHX2, encontro $h[17]$, estado definido"
 $s_{17} = s[16]$
 $h_{17s} = \text{enthalpy}(R744; s = s_{17}; P = P[17])$
 $s[17] = \text{entropy}(R744; h = h[17]; P = P[17])$
 $T[17] = \text{temperature}(R744; P = P[17]; h = h[17])$
 $x[17] = \text{quality}(R744; P = P[17]; T = T[17])$

"Estado 18"

$P[18] = P[13]$
 $s[18] = \text{entropy}(R744; h = h[18]; P = P[18])$ "Definido o estado 17 e 8, com balanço de energia no nó 8-17-18 encontro $h[18]$ - Estado definido"
 $T[18] = \text{temperature}(R744; P = P[18]; h = h[18])$
 $x[18] = \text{quality}(R744; P = P[18]; T = T[18])$

"-----Balanços de Energia-----"

"Trocador de calor interno SLHX1"

$m_{\text{dot}}[1] \cdot h[1] + m_{\text{dot}}[4] \cdot h[4] = m_{\text{dot}}[2] \cdot h[2] + m_{\text{dot}}[5] \cdot h[5]$ "Aqui defino o $h[5]$ depois de definir o $h[2]$ através da efetividade do SLHX2"

"Condensador em cascata"

$m_{\text{dot}}[3] \cdot h[3] + m_{\text{dot}}[18] \cdot h[18] = m_{\text{dot}}[4] \cdot h[4] + m_{\text{dot}}[7] \cdot h[7]$

"Tanque"

$m_{\text{dot}}[7] \cdot h[7] + m_{\text{dot}}[13] \cdot h[13] = m_{\text{dot}}[9] \cdot h[9] + m_{\text{dot}}[8] \cdot h[8]$

"Trocador de calor interno SLHX2"

$m_{\text{dot}}[10] \cdot h[10] + m_{\text{dot}}[15] \cdot h[15] = m_{\text{dot}}[11] \cdot h[11] + m_{\text{dot}}[16] \cdot h[16]$ "Aqui defino o $h[16]$ depois de definir o $h[11]$ através da efetividade do SLHX2"

"Nó 8-18-17"

$m_{\text{dot}}[8] \cdot h[8] + m_{\text{dot}}[17] \cdot h[17] = m_{\text{dot}}[18] \cdot h[18]$

"Evaporador de Média Carga"

$Q_{\text{dot_evap_MT}} = m_{\text{dot}}[13] \cdot (h[13] - h[12])$

"Evaporador de Baixa Carga"

$Q_{\text{dot_evap_LT}} = m_{\text{dot}}[15] \cdot (h[15] - h[14])$

"-----Balanços de Massa-----"

$m_{\text{dot}}[2] = m_{\text{dot}}[1]$
 $m_{\text{dot}}[3] = m_{\text{dot}}[2]$
 $m_{\text{dot}}[4] = m_{\text{dot}}[3]$
 $m_{\text{dot}}[5] = m_{\text{dot}}[4]$
 $m_{\text{dot}}[6] = m_{\text{dot}}[5]$
 $m_{\text{dot}}[7] + m_{\text{dot}}[13] = m_{\text{dot}}[9] + m_{\text{dot}}[8]$
 $m_{\text{dot}}[10] = m_{\text{dot}}[9]$

```

m_dot_[11] = m_dot_[10]
m_dot_[11] = m_dot_[12] + m_dot_[14]
m_dot_[13] = m_dot_[12]
m_dot_[15] = m_dot_[14]
m_dot_[16] = m_dot_[15]
m_dot_[17] = m_dot_[16]
m_dot_[18] = m_dot_[17] + m_dot_[8]
m_dot_[9]/m_dot_[8] = CR    "Taxa de circulação da Bomba"

"-----Efetividade dos trocadores de calor de linha-----"

"SLHX1"

cp_4=cp(R744;T=T[4];P=P[4])

epsilon = (m_dot_[1]*(h[1] - h[2]))/(m_dot_[4]*cp_4*(T[1] - T[4])) "Dessa relação encontro o h[2]"

"SLHX2"

cp_15=cp(R744;T=T[15];P=P[15])

epsilon = (m_dot_[10]*(h[10] - h[11]))/(m_dot_[15]*cp_15*(T[10] - T[15])) "Dessa relação encontro o h[11]"

"Temperatura de aproximação"

T_aproximação = T[7] - T[3]

"-----Cálculo das Potências dos compressores e da Bomba-----"

"Compressor de Baixa Temperatura"

W_dot_LT = m_dot_[16]*(h[16] - h[17])

W_dot_LT_custo = abs(W_dot_LT)

"Compressor de Alta Temperatura"

W_dot_MT = m_dot_[5]*(h[5] - h[6])

W_dot_MT_custo = abs(W_dot_MT)

"Bomba"

W_dot_bomba = 0,01*(W_dot_LT + W_dot_MT)

W_dot_bomba_custo = abs(W_dot_bomba)

"Cálculo do calor rejeitado pelo condensador"

Q_dot_condensador = m_dot_[1]*(h[1]-h[6])
Q_dot_cond = abs(Q_dot_condensador)

"-----Balanço de Exergia-----"

"Estado Morto"

P_atm = 101325 [Pa]                "Pressão atmosférica"
g = 9,81 [m/s^2]
H = 852 [m]                        "Altura de Belo Horizonte com relação ao nível do mar"

```

$$R = 287 \text{ [J/(kg}\cdot\text{K)]}$$

$$T_o = T_{amb}$$

$$P_o = P_{BH}/1000$$

"Constante do ar para 25°C e 100kPa"

"Dado em °C"

$$P_{BH} = P_{atm} - \rho_{ar_BH} \cdot g \cdot H$$

$$P_{BH} = \rho_{ar_BH} \cdot R \cdot (T_o + 273)$$

"P_{BH} dada em Pa e ρ_{ar_BH} dada em kg/m³"

"Adotando modelo de gás ideal para o ar"

$$h_o = \text{enthalpy}(\text{Air}; T = T_o)$$

$$s_o = \text{entropy}(\text{Air}; T = T_o; P = P_o)$$

"Compressor de Baixa Temperatura"

$$X_{destruida_comp_LT} = -W_{dot_LT} + m_{dot_16} \cdot ((h[16] - h[17]) - ((T_o + 273) \cdot (s[16] - s[17])))$$

"Compressor de Alta Temperatura"

$$X_{destruida_comp_MT} = -W_{dot_MT} + m_{dot_5} \cdot ((h[5] - h[6]) - ((T_o + 273) \cdot (s[5] - s[6])))$$

"Evaporador de Média Carga"

$$X_{destruida_evap_MT} = (1 - ((T_o + 273) / (T[13] + 273))) \cdot Q_{dot_evap_MT} + m_{dot_12} \cdot ((h[12] - h[13]) - ((T_o + 273) \cdot (s[12] - s[13])))$$

"Evaporador de Baixa Carga"

$$X_{destruida_evap_LT} = (1 - ((T_o + 273) / (T[15] + 273))) \cdot Q_{dot_evap_LT} + m_{dot_14} \cdot ((h[14] - h[15]) - ((T_o + 273) \cdot (s[14] - s[15])))$$

"Trocador de calor de linha SLHX1"

$$X_{destruida_SLHX1} = m_{dot_1} \cdot ((h[1] - h[2]) - (T_o + 273) \cdot (s[1] - s[2])) + m_{dot_4} \cdot ((h[4] - h[5]) - (T_o + 273) \cdot (s[4] - s[5]))$$

"Trocador de calor de linha SLHX2"

$$X_{destruida_SLHX2} = m_{dot_10} \cdot ((h[10] - h[11]) - (T_o + 273) \cdot (s[10] - s[11])) + m_{dot_15} \cdot ((h[15] - h[16]) - (T_o + 273) \cdot (s[15] - s[16]))$$

"Condensador"

$$X_{destruida_condensador} = (1 - ((T_o + 273) / (T[1] + 273))) \cdot Q_{dot_condensador} + m_{dot_1} \cdot ((h[6] - h[1]) - ((T_o + 273) \cdot (s[6] - s[1])))$$

"Válvula de Expansão 1"

$$X_{destruida_VE1} = m_{dot_2} \cdot ((h[2] - h[3]) - ((T_o + 273) \cdot (s[2] - s[3])))$$

"Válvula de Expansão 2"

$$X_{destruida_VE2} = m_{dot_14} \cdot ((h[11] - h[14]) - ((T_o + 273) \cdot (s[11] - s[14])))$$

"Tanque"

$$X_{destruida_tanque} = m_{dot_7} \cdot ((h[7] - h_o) - ((T_o + 273) \cdot (s[7] - s_o))) + m_{dot_13} \cdot ((h[13] - h_o) - ((T_o + 273) \cdot (s[13] - s_o))) - m_{dot_8} \cdot ((h[8] - h_o) - ((T_o + 273) \cdot (s[8] - s_o))) - m_{dot_9} \cdot ((h[9] - h_o) - ((T_o + 273) \cdot (s[9] - s_o)))$$

"Condensador em cascata"

$$X_{\text{destruida_cond_cascata}} = m_{\text{dot}}[3] * ((h[3] - h[4]) - (T_o + 273) * (s[3] - s[4])) + m_{\text{dot}}[18] * ((h[18] - h[7]) - (T_o + 273) * (s[18] - s[7]))$$

"-----COP pela 1° Lei-----"

$$\text{COP}_{1_lei} = (Q_{\text{dot_evap_MT}} + Q_{\text{dot_evap_LT}}) / \text{abs}(W_{\text{dot_LT}} + W_{\text{dot_MT}})$$

"-----COP pela 2° Lei-----"

$$\text{COP}_{\text{reversivel}} = (Q_{\text{dot_evap_MT}} + Q_{\text{dot_evap_LT}}) / \text{abs}(W_{\text{dot_LT_reversivel}} + W_{\text{dot_MT_reversivel}})$$

$$W_{\text{dot_LT_reversivel}} = m_{\text{dot}}[16] * ((h[16] - h[17]) - (T_o + 273) * (s[16] - s[17]))$$

$$W_{\text{dot_MT_reversivel}} = m_{\text{dot}}[5] * ((h[5] - h[6]) - (T_o + 273) * (s[5] - s[6]))$$

"-----Eficiência do sistema pela segunda lei-----"

$$\eta_{II} = 1 - (\text{exergia_destruída}) / (\text{exergia_fornecida})$$

$$\text{exergia_destruída} = X_{\text{destruida_comp_LT}} + X_{\text{destruida_comp_MT}} + X_{\text{destruida_evap_MT}} + X_{\text{destruida_evap_LT}} + X_{\text{destruida_SLHX1}} + X_{\text{destruida_SLHX2}} + X_{\text{destruida_condensador}} + X_{\text{destruida_VE1}} + X_{\text{destruida_VE2}} + X_{\text{destruida_tanque}} + X_{\text{destruida_cond_cascata}}$$

$$\text{exergia_fornecida} = \text{abs}(W_{\text{dot_LT}} + W_{\text{dot_MT}} + W_{\text{dot_bomba}})$$

"#####"

"TROCADORES DE CALOR"

"#####"

"Valores do Coeficiente Globas de Transferência de Calor"

$$U_{\text{SLHX2}} = 3595$$

$$U_{\text{SLHX1}} = 12652$$

$$U_{\text{evap_MT}} = 95,59$$

$$U_{\text{evap_LT}} = 95,6$$

$$U_{\text{cond_sc}} = 98,71$$

$$U_{\text{cas}} = 220,5$$

"-----TROCADOR DE CALOR DE LINHA SLHX2-----"

{Call

slhx2(T[10];T[11];T[15];T[16];P[10];P[15];m_dot[10];m_dot[15];h[10];h[11];U_SLHX2;A_SLHX2)}

$$Q_{\text{dot_SLHX2}} = m_{\text{dot}}[10] * (h[10] - h[11]) * \text{convert}(\text{kW}; W)$$

$$\Delta T_{2_SLHX2} = T[11] - T[15] \quad \text{"T_quente_sai - T_frio_entra"} \quad \text{"Equação 11.17 do livro do incropera 6° edição, para escoamento em contra corrente"}$$

$$\Delta T_{1_SLHX2} = T[10] - T[16] \quad \text{"T_quente_entra - T_frio_sai"} \quad \text{"Equação 11.17 do livro do incropera 6° edição, para escoamento em contra corrente"}$$

$$T_{\text{ML_SLHX2}} = (\Delta T_{2_SLHX2} - \Delta T_{1_SLHX2}) / \ln(\Delta T_{2_SLHX2} / \Delta T_{1_SLHX2})$$

"Equação 11.15 do livro do incropera 6° edição"

$$Q_dot_SLHX2 = U_SLHX2 * A_SLHX2 * T_ML_SLHX2$$

"-----TROCADOR DE CALOR DE LINHA SLHX1-----"

{Call slhx1(T[1];T[2];T[4];T[5];m_dot_[1];P[1];P[4];m_dot_[4];h[2];h[1];U_SLHX1;A_SLHX1)}

$$Q_dot_SLHX1 = m_dot_1 * (h[1] - h[2]) * \text{convert}(kW;W)$$

delta_T_2_SLHX1 = T[2] - T[4] "T_quente_sai - T_frio_entra" "Equação 11.17 do livro do incropera 6° edição, para escoamento em contra corrente"

delta_T_1_SLHX1 = T[1] - T[5] "T_quente_entra - T_frio_sai" "Equação 11.17 do livro do incropera 6° edição, para escoamento em contra corrente"

T_ML_SLHX1 = (delta_T_2_SLHX1 - delta_T_1_SLHX1) / ln(delta_T_2_SLHX1 / delta_T_1_SLHX1)
"Equação 11.15 do livro do incropera 6° edição"

$$Q_dot_SLHX1 = U_SLHX1 * A_SLHX1 * T_ML_SLHX1$$

"-----EVAPORADOR DE MÉDIA CARGA MT-----"

{Call evapmt(Q_dot_evap_MT;m_dot_[13];P_BH;T[12];U_evap_MT;A_total_evap_MT)}

$$T_evap_CO2_MT = T[12]$$

$$T_saida_ar_evap_MT = T_evap_CO2_MT + 5$$

T_espaco_refrigerado_MT = 5 [°C] "Adotei que o temperatura do fluido (ar) do espaço refrigerado é 10 graus a mais que a temperatura de saturação" "Não retirar esse dado quando for juntar o programa"

$$Q_dot_ar_evap_MT = \text{abs}(Q_dot_evap_MT) * 1000 \quad \text{"Veze 1000 para converter kJ em J"}$$

DELTAT_ML_evap_MT = (DELTAT_2_evap_MT - DELTAT_1_evap_MT) / ln(DELTAT_2_evap_MT / DELTAT_1_evap_MT) "Equação 11.15 do Livro do Incropera da 6° Edição"

DELTAT_2_evap_MT = T_saida_ar_evap_MT - T_evap_CO2_MT
"T_quente_saida - T_frio_entrada" "Equação 11.17 do Livro do Incropera da 6° Edição - Trocador em Contracorrente"

DELTAT_1_evap_MT = T_espaco_refrigerado_MT - T_evap_CO2_MT "T_quente_entrada - T_frio_saida"

$$Q_dot_ar_evap_MT = U_evap_MT * A_total_evap_MT * DELTAT_ML_evap_MT$$

"-----EVAPORADOR DE BAIXA CARGA LT-----"

{Call evaplt(Q_dot_evap_LT;m_dot_[15];x[14];P_BH;T[14];U_evap_LT;A_total_evap_LT) }

$$T_evap_CO2_LT = T[14]$$

$$T_saida_ar_evap_LT = T_evap_CO2_LT + 5$$

T_espaco_refrigerado_LT = -20 [°C] "Adotei que o temperatura do fluido (ar) do espaço refrigerado é 10 graus a mais que a temperatura de saturação" "Não retirar esse dado quando for juntar o programa"

$$Q_dot_ar_evap_LT = \text{abs}(Q_dot_evap_LT) * 1000 \quad \text{"Veze 1000 para converter kJ em J"}$$

$DELTA_{ML_evap_LT} = (DELTA_{2_evap_LT} - DELTA_{1_evap_LT}) / \ln(DELTA_{2_evap_LT} / DELTA_{1_evap_LT})$ "Equação 11.15 do Livro do Incropera da 6ª Edição"

$DELTA_{2_evap_LT} = T_{saida_ar_evap_LT} - T_{evap_CO2_LT}$ "T quente_saida - T_frio_entrada"
"Equação 11.17 do Livro do Incropera da 6ª Edição - Trocador em Contracorrente"

$DELTA_{1_evap_LT} = T_{espaco_refrigerado_LT} - T_{evap_CO2_LT}$ "T quente_entrada - T_frio_saida"

$Q_{dot_ar_evap_LT} = U_{evap_LT} * A_{total_evap_LT} * DELTA_{ML_evap_LT}$

"-----CONDENSADOR-----"

$T_{cond_R404A} = T[1]$ "Não retirar essa informação quando for juntar os programas"

$\Delta T_{cond} = 5$

$T_{saida_ar_cond_sc} = T_{cond_R404A} - \Delta T_{cond}$

$Q_{dot_ar_cond_sc} = \text{abs}(Q_{dot_condensador}) * 1000$ "Vezes 1000 para converter kJ em J"

$DELTA_{ML_cond_sc} = (DELTA_{2_cond_sc} - DELTA_{1_cond_sc}) / \ln(DELTA_{2_cond_sc} / DELTA_{1_cond_sc})$ "Equação 11.15 do Livro do Incropera da 6ª Edição"

$DELTA_{2_cond_sc} = T_{cond_R404A} - T_{amb}$ "T quente_saida - T_frio_entrada"
"Equação 11.17 do Livro do Incropera da 6ª Edição - Trocador em Contracorrente"

$DELTA_{1_cond_sc} = T_{cond_R404A} - T_{saida_ar_cond_sc}$ "T quente_entrada - T_frio_saida"

$Q_{dot_ar_cond_sc} = U_{cond_sc} * A_{total_cond} * DELTA_{ML_cond_sc}$

"-----CONDENSADOR EM CASCATA-----"

$Q_{dot_cas} = m_{dot_3} * (h[4] - h[3]) * \text{convert}(kW;W)$

$T_{ML_cas} = T[7] - T[3]$ "Equação 11.15 do livro do incropera 6ª edição"

$Q_{dot_cas} = U_{cas} * A_{cascata} * T_{ML_cas}$

"#####"

"MODELO ECONÔMICO"

"#####"

"Funções custo dos equipamentos do ciclo subcrítico"

"As funções custos presente abaixo foram retirados do artigo do Mosaffa - Exergoeconomic and environmental analyses of CO2/NH3 cascade refrigeration systems equipped with different types of flash tank intercoolers - Pasta: Artigos Custo - Artigo referência 1"

$Z_{cond_cas} = 383,5 * A_{cascata}^{0,65}$

$Z_{compressor_LT} = 10167,5 * W_{dot_LT_custo}^{0,46}$

$Z_{compressor_MT} = 9624,2 * W_{dot_MT_custo}^{0,46}$

$$Z_{\text{evap_LT}} = 1397 \cdot A_{\text{total_evap_LT}}^{0,89}$$

$$Z_{\text{evap_MT}} = 1397 \cdot A_{\text{total_evap_MT}}^{0,89}$$

$$Z_{\text{cond}} = 1397 \cdot A_{\text{total_cond}}^{0,89}$$

$$Z_{\text{valvula_1}} = 114,5 \cdot m_{\text{dot_1}}^2$$

$$Z_{\text{valvula_2}} = 114,5 \cdot m_{\text{dot_14}}^2$$

$$Z_{\text{tanque}} = 280,3 \cdot (m_{\text{dot_7}} + m_{\text{dot_13}})^{0,67}$$

$$Z_{\text{SLHX1}} = 516,621 \cdot A_{\text{SLHX1}} + 268,45$$

"Função custo retirada do artigo do Jain - Energy, exergy, economic and environmental (4E) analyses based comparative performance study and optimization of vapor compression-absorption integrated refrigeration system - Pasta: Artigos custo - Artigo 1"

$$Z_{\text{SLHX2}} = 516,621 \cdot A_{\text{SLHX2}} + 268,45$$

"Função custo retirada do artigo do Jain - Energy, exergy, economic and environmental (4E) analyses based comparative performance study and optimization of vapor compression-absorption integrated refrigeration system - Pasta: Artigos custo - Artigo 1"

$$Z_{\text{total_sc}} = Z_{\text{cond_cas}} + Z_{\text{compressor_LT}} + Z_{\text{compressor_MT}} + Z_{\text{evap_LT}} + Z_{\text{evap_MT}} + Z_{\text{cond}} + Z_{\text{valvula_1}} + Z_{\text{valvula_2}} + Z_{\text{tanque}} + Z_{\text{SLHX1}} + Z_{\text{SLHX2}}$$

"Função referente ao custo de aquisição e manutenção"

$$i = 0,14$$

"Taxa de juros - 14% ao ano"

$$t = 15$$

[anos] "Período de vida em anos estimado do equipamento"

$$FM = 1,06$$

"Fator de manutenção"

$$N_{\text{horas}} = 7000$$

[horas/ano] "Número de horas de trabalho dos equipamentos do sistema"

$$FRC = (i \cdot (1+i)^t) / ((1+i)^t - 1)$$

"Fator de recuperação de capital"

$$Z_{\text{dot_aquis_man}} = (Z_{\text{total_sc}} \cdot FRC \cdot FM) / (3600 \cdot N_{\text{horas}})$$

$$Z_{\text{aquis_man_ano}} = Z_{\text{total_sc}} \cdot FRC \cdot FM$$

"Função referente ao custo de operação do sistema"

$$C_{\text{elet}} = 0,06$$

[US\$/kWh] "Custo unitário da eletricidade"

$$Z_{\text{dot_oper}} = (W_{\text{dot_MT_custo}} + W_{\text{dot_LT_custo}} + W_{\text{dot_bomba_custo}}) \cdot C_{\text{elet}} / 3600$$

$$Z_{\text{oper_ano}} = (W_{\text{dot_MT_custo}} + W_{\text{dot_LT_custo}} + W_{\text{dot_bomba_custo}}) \cdot C_{\text{elet}} \cdot N_{\text{horas}}$$

"Função referente ao custo ambiental"

$$\phi_{\text{co2}} = 0,968$$

[kg/kWh] "Fator de conversão de emissão de eletricidade da rede"

$$CAE = (W_{\text{dot_LT_custo}} + W_{\text{dot_MT_custo}} + W_{\text{dot_bomba_custo}}) \cdot N_{\text{horas}}$$

"Consumo anual de eletricidade"

$$C_{\text{co2}} = 90/1000$$

[US\$/kg] "Custo unitário de penalidade devido a emissão de CO2" "Dividi por 1000 para transformar tonelada em Quilograma"

$$m_{\text{co2}} = \phi_{\text{co2}} \cdot CAE$$

"Quantidade de emissão de CO2"

$$Z_{\text{dot_amb}} = (m_{\text{co2}} \cdot C_{\text{co2}}) / (3600 \cdot N_{\text{horas}})$$

$$Z_{\text{amb_ano}} = m_{\text{co2}} * C_{\text{co2}}$$

"Função taxa de custo total"

$$Z_{\text{dot_total}} = Z_{\text{dot_aquis_man}} + Z_{\text{dot_oper}} + Z_{\text{dot_amb}} \quad \text{"custo em \$/s"}$$

$$Z_{\text{total_ano}} = Z_{\text{aquis_man_ano}} + Z_{\text{oper_ano}} + Z_{\text{amb_ano}} \quad \text{"Custo em \$/ano"}$$

$$\{Z_{\text{total_ano}} = (Z_{\text{dot_aquis_man}} + Z_{\text{dot_oper}} + Z_{\text{dot_amb}}) * (3600 * N_{\text{horas}})\}$$

"#####"

"OTIMIZAÇÃO"

"#####"

"-----Parâmetros da otimização-----"

"Variação de temperatura do trocador de calor em cascata - T_aproximação "

"Taxa de circulação da bomba - CR "

"Função a ser otimizada através da soma ponderada dos objetivos"

$$\text{OPT}_2 = \text{sqrt}((\text{peso} * (Z_{\text{total_ano}} / 1000)^2 + (1 - \text{peso}) * (\text{exergia_destruída})^2))$$

$$\text{OPT}_3 = \text{sqrt}((\text{peso} * (\text{exergia_destruída})^2 + (1 - \text{peso}) * (Z_{\text{total_ano}} / 1000)^2))$$

"Cálculo da solução ótima(menor distância entre as soluções ótimas) do diagrama de pareto"

$$\text{menor_distancia}_2 = \text{sqrt}((Z_{\text{total_ano}} - Z_{\text{total_min}})^2 + (\text{exergia_destruída} - \text{exergia_destruída_min})^2)$$

APÊNDICE D – Programa para simulação do ciclo transcrito desenvolvido no EES

```
$INCLUDE Trocadores_Calor.LIB
```

```
"Modelagem do sistema de reforço transcrito de CO2 com válvula de expansão a montante"
```

```
"#####"
```

```
"ANÁLISE TERMODINÂMICA"
```

```
"#####"
```

```
"Apresentação dos equipamentos com os respectivos estados de entrada e saída"
```

```
"Resfriador de Gás - Entrada: Estado 17 ; Saída: Estado 1"
```

```
"Válvula de Expansão 1 - Entrada: Estado 1 ; Saída: Estado 2"
```

```
"Trocador de Calor Interno 1 (SLHX1) - Entrada: Estados 2 e 15 ; Saída: Estados 3 e 16"
```

```
"Tanque - Entrada: Estado 3 ; Saída: Estados 4 e 6"
```

```
"Trocador de calor interno 2 (SLHX2) - Entrada: Estados 6 e 11 ; Saída: Estados 9 e 12"
```

```
"Válvula de Expansão 2 - Entrada: Estado 9 ; Saída: Estado 10"
```

```
"Evaporador de Baixa temperatura - Entrada: Estado 10 ; Saída: Estado 11"
```

```
"Compressores de Baixa Pressão - Entrada: Estado 12 ; Saída: Estado 13"
```

```
"Válvula de Expansão 3 - Entrada: Estado 6 ; Saída: Estado 7"
```

```
"Evaporador de Média Temperatura - Entrada: Estado 7 ; Saída: Estado 8"
```

```
"Compressores de Alta Pressão - Entrada: Estado 16 ; Saída: Estado 17"
```

```
"Válvula de Expansão 4 - Entrada: Estado 4 ; Saída: Estado 5"
```

```
"Definição de alguns parâmetros para todo o ciclo"
```

```
$reference R744 IIR
```

```
Q_dot_evap_MT = 120 [kW]          " a -5°C"
```

```
Q_dot_evap_LT = 65 [kW]          " a -30°C"
```

```
P_tanque = 3000 [kPa]
```

```
T_amb = 30 [°C]
```

```
deltaT_sup_MT = 10 [°C]
```

```
deltaT_sup_LT = 10 [°C]
```

```
eta_comp = 0,65
```

```
epsilon = 0,8
```

```
"Estado 1"
```

```
T[1]=if(T_amb;0;10;10;if(T_amb;18;T_amb + 10;T_amb +  
10;if(T_amb;22;28;28;if(T_amb;25;28;28;T_amb + 3)))) "Estado Definido pelos dados do artigo"  
{P[1]=if(T_amb;18;0;0;if(T_amb;22;6900;6900;if(T_amb;25;7500;7500;1000*(0,0021*(T_amb^2)+0,13  
516*T_amb+2,2487))))}  
h[1]=enthalpy(R744;T=T[1];P=P[1])  
s[1]=entropy(R744;T=T[1];P=P[1])  
x[1]=quality(R744;P=P[1];T=T[1])
```

```
"Estado 2"
```

```
P[2] = P_tanque
```

```
h[2] = h[1] "Estado Definido inicialmente"
```

```
T[2]=temperature(R744;P=P[2];h=h[2])
```

s[2]=**entropy**(R744;h=h[2];P=P[2])
 x[2]=**quality**(R744;P=P[2];h=h[2])

"Estado 3"

P[3] = P_tanque
 T[3]=**temperature**(R744;P=P[3];h=h[3])
 s[3]=**entropy**(R744;h=h[3];P=P[3])
 x[3]=**quality**(R744;P=P[3];h=h[3])

"Estado definido através da efetividade do SLHX1"

"Estado 4"

P[4] = P_tanque
 x[4] = 1
 T[4]=**temperature**(R744;P=P[4];x=x[4])
 h[4]=**enthalpy**(R744;x=x[4];P=P[4])
 s[4]=**entropy**(R744;x=x[4];P=P[4])

"Estado Definido inicialmente"

"Estado 5"

P[5] = P[8]
 h[5] = h[4]
 T[5]=**temperature**(R744;P=P[5];h=h[5])
 s[5]=**entropy**(R744;h=h[5];P=P[5])
 x[5]=**quality**(R744;P=P[5];h=h[5])

"Estado Definido inicialmente"

"Estado 6"

P[6] = P_tanque
 x[6] = 0
 T[6]=**temperature**(R744;P=P[6];x=x[6])
 h[6]=**enthalpy**(R744;x=x[6];P=P[6])
 s[6]=**entropy**(R744;x=x[6];P=P[6])

"Estado Definido inicialmente"

"Estado 7"

P[7] = P[8]
 h[7] = h[6]
 T[7]=**temperature**(R744;P=P[7];h=h[7])
 s[7]=**entropy**(R744;h=h[7];P=P[7])
 x[7]=**quality**(R744;P=P[7];h=h[7])

"Estado Definido inicialmente"

"Estado 8"

T_sat_8 = -5 [°C]
 T[8] = T_sat_8 + deltaT_sup_MT
 P[8]=**p_sat**(R744;T=T_sat_8)
 h[8]=**enthalpy**(R744;T=T[8];P=P[8])
 s[8]=**entropy**(R744;T=T[8];P=P[8])
 x[8]=**quality**(R744;P=P[8];T=T[8])

"AQUI ENCONTRO A T[8]"

"Estado Definido inicialmente com o superaquecimento"

"Estado 9"

P[9] = P_tanque
 T[9]=**temperature**(R744;P=P[9];h=h[9])
 s[9]=**entropy**(R744;h=h[9];P=P[9])
 x[9]=**quality**(R744;P=P[9];h=h[9])

"Estado Definido depois de usar a relação da efetividade no SLHX2"

"Estado 10"

$P[10] = P[11]$
 $h[10] = h[9]$
 $T[10] = \text{temperature}(R744; P=P[10]; h=h[10])$ "Estado Definido depois de definido o estado 9"
 $s[10] = \text{entropy}(R744; h=h[10]; P=P[10])$
 $x[10] = \text{quality}(R744; P=P[10]; h=h[10])$

"Estado 11"

$T_{\text{sat_11}} = -30 \text{ [}^\circ\text{C]}$
 $T[11] = T_{\text{sat_11}} + \text{delta}T_{\text{sup_LT}}$ "Aqui cálculo T[11]"
 $P[11] = p_{\text{sat}}(R744; T=T[11])$
 $s[11] = \text{entropy}(R744; T=T[11]; P=P[11])$ "Estado Definido inicialmente com o superaquecimento"
 $h[11] = \text{enthalpy}(R744; T=T[11]; P=P[11])$
 $x[11] = \text{quality}(R744; P=P[11]; T=T[11])$

"Estado 12"

$P[12] = P[11]$
 $T[12] = \text{temperature}(R744; P=P[12]; h=h[12])$ "Estado definido através do balanço de energia no SLHX2, depois de encontrar o estado 9 através da efetividade do SLHX2"
 $s[12] = \text{entropy}(R744; h=h[12]; P=P[12])$

"Estado 13"

$P[13] = P[8]$
 $h[13] = h[12] - ((h[12] - h_{13s})/\eta_{\text{comp}})$
 $s_{13} = s[12]$
 $h_{13s} = \text{enthalpy}(R744; s=s_{13}; P=P[13])$ "Estado definido depois de definido o estado 12"
 $T[13] = \text{temperature}(R744; P=P[13]; h=h[13])$
 $s[13] = \text{entropy}(R744; h=h[13]; P=P[13])$

"Estado 14"

$P[14] = P[8]$
 $T[14] = \text{temperature}(R744; P=P[14]; h=h[14])$ "Estado Definido através do balanço de energia no nó 8-13-14"
 $s[14] = \text{entropy}(R744; h=h[14]; P=P[14])$

"Estado 15"

$P[15] = P[8]$
 $T[15] = \text{temperature}(R744; P=P[15]; h=h[15])$
 $s[15] = \text{entropy}(R744; h=h[15]; P=P[15])$ "Estado Definido através do balanço de energia no nó 5-14-15"

"Estado 16"

$P[16] = P[8]$
 $T[16] = \text{temperature}(R744; P=P[16]; h=h[16])$ "Estado definido através do balanço de energia no SLHX1"
 $s[16] = \text{entropy}(R744; h=h[16]; P=P[16])$
 $x[16] = \text{quality}(R744; P=P[16]; T=T[16])$
 "Estado 17"

$P[17] = P[1]$
 $h[17] = h[16] - ((h[16] - h_{17s})/\eta_{\text{comp}})$
 $s_{17} = s[16]$
 $h_{17s} = \text{enthalpy}(R744; s=s_{17}; P=P[17])$ "Estado Definido depois de definido o estado 16"
 $T[17] = \text{temperature}(R744; P=P[17]; h=h[17])$
 $s[17] = \text{entropy}(R744; h=h[17]; P=P[17])$

"-----Balanços de Energia-----"

"Trocador de calor de linha SLHX1"

$m_{\dot{2}}h[2] + m_{\dot{15}}h[15] = m_{\dot{3}}h[3] + m_{\dot{16}}h[16]$ "Aqui calculo o $h[16]$, logo defini-se o estado 16"

"Trocador de calor de linha SLHX2"

$m_{\dot{9}}h[6] + m_{\dot{11}}h[11] = m_{\dot{9}}h[9] + m_{\dot{12}}h[12]$ "Aqui calculo o $h[12]$, logo define-se o estado 12"

"Tanque"

$m_{\dot{3}}h[3] = m_{\dot{6}}h[6] + m_{\dot{4}}h[4]$

"Nó 8-13-14"

$m_{\dot{14}}h[14] = m_{\dot{13}}h[13] + m_{\dot{8}}h[8]$ "Aqui calculo o $h[14]$, logo defini-se o estado 14"

"Nó 5-14-15"

$m_{\dot{15}}h[15] = m_{\dot{14}}h[14] + m_{\dot{5}}h[5]$ "Aqui calculo o $h[15]$, logo defini-se o estado 15"

"Evaporador de Média Carga"

$Q_{\dot{\text{evap}}_{\text{MT}}} = m_{\dot{8}}(h[8] - h[7])$

"Evaporador de Baixa Carga"

$Q_{\dot{\text{evap}}_{\text{LT}}} = m_{\dot{11}}(h[11] - h[10])$

"-----Balanços de Massa-----"

$m_{\dot{1}} = m_{\dot{2}}$
 $m_{\dot{2}} = m_{\dot{3}}$
 $m_{\dot{3}} = m_{\dot{4}} + m_{\dot{6}}$
 $m_{\dot{4}} = m_{\dot{5}}$
 $m_{\dot{6}} = m_{\dot{7}} + m_{\dot{9}}$
 $m_{\dot{7}} = m_{\dot{8}}$
 $m_{\dot{9}} = m_{\dot{10}}$
 $m_{\dot{10}} = m_{\dot{11}}$
 $m_{\dot{11}} = m_{\dot{12}}$
 $m_{\dot{12}} = m_{\dot{13}}$
 $m_{\dot{14}} = m_{\dot{8}} + m_{\dot{13}}$
 $m_{\dot{15}} = m_{\dot{14}} + m_{\dot{5}}$
 $m_{\dot{15}} = m_{\dot{16}}$
 $m_{\dot{16}} = m_{\dot{17}}$

"-----Efetividade dos trocadores de calor de linha-----"

"SLHX1"

$cp_{15} = cp(R744; T=T[15]; P=P[15])$

$\epsilon = (m_{\dot{2}}(h[3] - h[2])) / (m_{\dot{15}}cp_{15}(T[15] - T[2]))$ "Aqui cálculo $h[3]$ "

"SLHX2"

```

cp_11=cp(R744;T=T[11];P=P[11])      "Estado 6 e 11 já foram definidos inicialmente"

epsilon = (m_dot_[9]*(h[6] - h[9]))/(m_dot_[11]*cp_11*(T[6] - T[11]))      "Aqui cálculo h[9]"

"-----Cálculo das Potências dos compressores-----"

"Compressor de Baixa Pressão"

W_dot_LT = m_dot_[12]*(h[12] - h[13])

W_dot_LT_custo = abs(W_dot_LT)

"Compressor de Alta Pressão"

W_dot_HT = m_dot_[16]*(h[16] - h[17])

W_dot_HT_custo = abs(W_dot_HT)

"Cálculo do calor rejeitado pelo gás cooler"

Q_dot_gas_cooler = m_dot_[1]*(h[1]-h[17])

"-----Balço de Exergia-----"

"Estado Morto"

P_atm = 101325 [Pa]                      "Pressão atmosférica"
g = 9,81 [m/s^2]
H = 750 [m]                             "Altura de Belo Horizonte com relação ao nível do mar"
R = 287 [J/(kg*K)]                      "Constante do ar para 25°C e 100kPa"
T_o = T_amb                             "Dado em °C"
P_o = P_BH/1000

P_BH = P_atm - ro_ar_BH*g*H              "P_BH dada em Pa e ro_ar_BH dada em kg/m^3"
P_BH = ro_ar_BH*R*(T_o+273)             "Adotando modelo de gás ideal para o ar"

h_o=enthalpy(Air;T=T_o)

s_o=entropy(Air;T=T_o;P=P_o)

"Compressor de Baixa Pressão"

X_destruida_comp_LT = -W_dot_LT + m_dot_[12]*((h[12] - h[13]) - ((T_o+273)*(s[12] - s[13])))

"Compressor de Alta Pressão"

X_destruida_comp_HT = -W_dot_HT + m_dot_[16]*((h[16] - h[17]) - ((T_o+273)*(s[16] - s[17])))

"Evaporador de Média Carga"

X_destruida_evap_MT = (1-((T_o+273)/(T[8]+273)))*Q_dot_evap_MT + m_dot_[8]*((h[7]-h[8])-(T_o+273)*(s[7]-s[8]))

"Evaporador de Baixa Carga"

X_destruida_evap_LT = (1-(T_o+273)/(T[11] + 273))*Q_dot_evap_LT + m_dot_[10]*((h[10] - h[11]) - ((T_o+273)*(s[10] - s[11])))

"Trocador de calor de linha SLHX1"

```

$$X_{\text{destruida_SLHX1}} = m_{\text{dot_2}} * ((h[2] - h[3]) - (T_o + 273) * (s[2] - s[3])) + m_{\text{dot_15}} * ((h[15] - h[16]) - (T_o + 273) * (s[15] - s[16]))$$

"Trocador de calor de linha SLHX2"

$$X_{\text{destruida_SLHX2}} = m_{\text{dot_9}} * ((h[6] - h[9]) - (T_o + 273) * (s[6] - s[9])) + m_{\text{dot_11}} * ((h[11] - h[12]) - (T_o + 273) * (s[11] - s[12]))$$

"Gas Cooler"

$$X_{\text{destruida_gas_cooler}} = (1 - (T_o + 273) / (T[1] + 273)) * Q_{\text{dot_gas_cooler}} + m_{\text{dot_1}} * ((h[17] - h[1]) - ((T_o + 273) * (s[17] - s[1])))$$

"Válvula de Expansão 1"

$$X_{\text{destruida_VE1}} = m_{\text{dot_1}} * ((h[1] - h[2]) - ((T_o + 273) * (s[1] - s[2])))$$

"Válvula de Expansão 2"

$$X_{\text{destruida_VE2}} = m_{\text{dot_9}} * ((h[9] - h[10]) - ((T_o + 273) * (s[9] - s[10])))$$

"Válvula de Expansão 3"

$$X_{\text{destruida_VE3}} = m_{\text{dot_7}} * ((h[6] - h[7]) - ((T_o + 273) * (s[6] - s[7])))$$

"Válvula de Expansão 4"

$$X_{\text{destruida_VE4}} = m_{\text{dot_4}} * ((h[4] - h[5]) - ((T_o + 273) * (s[4] - s[5])))$$

"Tanque"

$$X_{\text{destruida_tanque}} = m_{\text{dot_3}} * ((h[3] - h_o) - ((T_o + 273) * (s[3] - s_o))) - m_{\text{dot_4}} * ((h[4] - h_o) - ((T_o + 273) * (s[4] - s_o))) - m_{\text{dot_6}} * ((h[6] - h_o) - ((T_o + 273) * (s[6] - s_o)))$$

"-----COP pela 1° Lei-----"

$$COP_{1_lei} = (Q_{\text{dot_evap_MT}} + Q_{\text{dot_evap_LT}}) / \mathbf{abs}(W_{\text{dot_LT}} + W_{\text{dot_HT}})$$

"-----COP pela 2° Lei-----"

$$COP_{\text{reversivel}} = (Q_{\text{dot_evap_MT}} + Q_{\text{dot_evap_LT}}) / \mathbf{abs}(W_{\text{dot_LT_reversivel}} + W_{\text{dot_HT_reversivel}})$$

$$W_{\text{dot_LT_reversivel}} = m_{\text{dot_12}} * ((h[12] - h[13]) - (T_o + 273) * (s[12] - s[13]))$$

$$W_{\text{dot_HT_reversivel}} = m_{\text{dot_16}} * ((h[16] - h[17]) - (T_o + 273) * (s[16] - s[17]))$$

"-----Eficiência do sistema pela segunda lei-----"

$$\eta_{II} = 1 - (\text{exergia_destruída}) / (\text{exergia_fornecida})$$

$$\begin{aligned} \text{exergia_destruída} = & X_{\text{destruida_comp_LT}} + X_{\text{destruida_comp_HT}} + X_{\text{destruida_evap_MT}} + \\ & X_{\text{destruida_evap_LT}} + X_{\text{destruida_SLHX1}} + X_{\text{destruida_SLHX2}} + X_{\text{destruida_gas_cooler}} \\ & + X_{\text{destruida_VE1}} + X_{\text{destruida_VE2}} + X_{\text{destruida_VE3}} + X_{\text{destruida_VE4}} + \\ & X_{\text{destruida_tanque}} \end{aligned}$$

$$\text{exergia_fornecida} = \mathbf{abs}(W_{\text{dot_LT}} + W_{\text{dot_HT}})$$

"#####"

```

"TROCADORES DE CALOR"
"#####"

U_SLHX2 = 3650 [W/(m^2*K)]

U_SLHX1 = 28880 [W/(m^2*K)]

U_gc = 80,02 [W/(m^2*K)]

U_evap_LT = 238,3 [W/(m^2*K)]

U_evap_MT = 109,48 [W/(m^2*K)]

"ÁREA DO SLHX2"

Q_dot_SLHX2 = m_dot_[11]*(h[12] - h[11])*convert(kW;W)

delta_T_2_SLHX2 = T[9] - T[11]      "T_quente_sai - T_frio_entra"      "Equação 11.17 do livro do
incropera 6° edição, para escoamento em contra corrente"

delta_T_1_SLHX2 = T[6] - T[12]      "T_quente_entra - T_frio_sai"      "Equação 11.17 do livro do
incropera 6° edição, para escoamento em contra corrente"

T_ML_SLHX2 = (delta_T_2_SLHX2 - delta_T_1_SLHX2)/ln(delta_T_2_SLHX2/delta_T_1_SLHX2)
"Equação 11.15 do livro do incropera 6°edição"

A_SLHX2 = Q_dot_SLHX2/(U_SLHX2*T_ML_SLHX2)

"ÁREA DO SLHX1"

Q_dot_SLHX1 = m_dot_[2]*(h[3] - h[2])*convert(kW;W)

delta_T_2_SLHX1 = T[16] - T[2]      "T_quente_sai - T_frio_entra"      "Equação 11.17 do livro do
incropera 6° edição, para escoamento em contra corrente"

delta_T_1_SLHX1 = T[15] - T[3]      "T_quente_entra - T_frio_sai"      "Equação 11.17 do livro do
incropera 6° edição, para escoamento em contra corrente"

T_ML_SLHX1 = (delta_T_2_SLHX1 - delta_T_1_SLHX1)/ln(delta_T_2_SLHX1/delta_T_1_SLHX1)
"Equação 11.15 do livro do incropera 6°edição"

A_SLHX1 = Q_dot_SLHX1/(U_SLHX1*T_ML_SLHX1)

"AREA DO GÁS COOLER"

DeltaT_ML_gc = (DeltaT_2_gc - DeltaT_1_gc)/ln(DeltaT_2_gc/DeltaT_1_gc)

DeltaT_2_gc = T[1] - T_entrada_ar    "T_quente_saida - T_frio_entrada"    "Equação 11.17
do Livro do Incropera da 6° Edição - Trocador em Contracorrente"

DeltaT_1_gc = T[17] - T_saida_ar     "T_quente_entrada - T_frio_saida"

T_entrada_ar = T_amb

T_saida_ar = T[1] - 2

Q_dot_gc = m_dot_[1]*(h[17] - h[1])*1000  "Veze 1000 para converter KW em W"

A_gc = Q_dot_gc/(U_gc*DeltaT_ML_gc)

```


"ÁREA DO EVAPORADOR LT"

$DELTA_{ML_evap_LT} = (DELTA_{2_evap_LT} - DELTA_{1_evap_LT}) / \ln(DELTA_{2_evap_LT} / DELTA_{1_evap_LT})$ "Equação 11.15 do Livro do Incropera da 6ª Edição"

$DELTA_{2_evap_LT} = \text{abs}(T_{saida_ar_evap_LT} - T_{evap_CO2_LT})$
 "T quente_saida - T frio_entrada" "Equação 11.17 do Livro do Incropera da 6ª Edição - Trocador em Contracorrente"

$DELTA_{1_evap_LT} = \text{abs}(T_{espaco_refrigerado_LT} - T_{evap_CO2_LT})$ "T quente_entrada - T frio_saida"

$T_{espaco_refrigerado_LT} = -20[^\circ\text{C}]$ "Adotei que o temperatura do fluido (ar) do espaço refrigerado é 10 graus a menos que a temperatura de saturação"

$T_{saida_ar_evap_LT} = T_{evap_CO2_LT} + 5 [^\circ\text{C}]$

$T_{evap_CO2_LT} = T[10]$

$Q_{dot_ar_evap_LT} = \text{abs}(Q_{dot_evap_LT}) * 1000$ "Veze 1000 para converter kJ em J"

$A_{total_evap_LT} = Q_{dot_ar_evap_LT} / (U_{evap_LT} * DELTA_{ML_evap_LT})$

"ÁREA DO EVAPORADOR MT"

$DELTA_{ML_evap_MT} = (DELTA_{2_evap_MT} - DELTA_{1_evap_MT}) / \ln(DELTA_{2_evap_MT} / DELTA_{1_evap_MT})$ "Equação 11.15 do Livro do Incropera da 6ª Edição"

$DELTA_{2_evap_MT} = T_{saida_ar_evap_MT} - T_{evap_CO2_MT}$
 "T quente_saida - T frio_entrada" "Equação 11.17 do Livro do Incropera da 6ª Edição - Trocador em Contracorrente"

$DELTA_{1_evap_MT} = T_{espaco_refrigerado_MT} - T_{evap_CO2_MT}$ "T quente_entrada - T frio_saida"

$T_{espaco_refrigerado_MT} = 5 [^\circ\text{C}]$ "Adotei que o temperatura do fluido (ar) do espaço refrigerado é 10 graus a mais que a temperatura de saturação"

$T_{saida_ar_evap_MT} = T_{evap_CO2_MT} + 5 [^\circ\text{C}]$

$T_{evap_CO2_MT} = T[7]$

$Q_{dot_ar_evap_MT} = \text{abs}(Q_{dot_evap_MT}) * 1000$ "Veze 1000 para converter kJ em J"

$A_{total_evap_MT} = Q_{dot_ar_evap_MT} / (U_{evap_MT} * DELTA_{ML_evap_MT})$

{ "-----TROCADOR DE CALOR DE LINHA SLHX2-----"

Call slhx2(T[11];T[12];P[11];m_dot_[11];T[6];T[9];P[6];h[12];h[11];U_SLHX2;A_SLHX2)

"-----TROCADOR DE CALOR DE LINHA SLHX1-----"

Call

slhx1(T[15];T[16];P[15];m_dot_[15];T[2];P[2];m_dot_[2];x[2];x[3];h[3];h[2];T[3];U_SLHX1;A_SLHX1)

"-----GÁS COOLER-----"

Call gascooler(T[17];T[1];P[1];h[17];h[1];m_dot_[1];T_amb;P_o:U_gc;A_gc;J_2;h_2)

"-----EVAPORADOR DE BAIXA CARGA LT-----"

Call evaplt(Q_dot_evap_LT;m_dot_[11];T[10];x[10];P_BH:U_evap_LT;A_total_evap_LT)

"-----EVAPORADOR DE MÉDIA CARGA MT-----"

Call evapmt(Q_dot_evap_MT;m_dot_[8];x[7];P_BH;T[7]:U_evap_MT;A_total_evap_MT)}

"#####"

"MODELO ECONÔMICO"

"#####"

"Funções custo dos equipamentos do ciclo transcrito"

"As funções custos presente abaixo foram retirados do artigo do Mosaffa - Exergoeconomic and environmental analyses of CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems equipped with different types of flash tank intercoolers - Pasta: Artigos Custo - Artigo referência 1"

$Z_{compressor_LT} = 10167,5 \cdot W_{dot_LT_custo}^{0,46}$

$Z_{compressor_HT} = 9624,2 \cdot W_{dot_HT_custo}^{0,46}$

$Z_{evap_LT_tc} = 1397 \cdot A_{total_evap_LT}^{0,89}$

$Z_{evap_MT_tc} = 1397 \cdot A_{total_evap_MT}^{0,89}$

$Z_{gas_cooler} = 1397 \cdot A_{gc}^{0,89}$

$Z_{valvula_1} = 114,5 \cdot m_{dot_2}$

$Z_{valvula_2} = 114,5 \cdot m_{dot_{10}}$

$Z_{valvula_3} = 114,5 \cdot m_{dot_7}$

$Z_{valvula_4} = 114,5 \cdot m_{dot_5}$

$Z_{tanque} = 280,3 \cdot (m_{dot_3})^{0,67}$

$Z_{SLHX1} = 516,621 \cdot A_{SLHX1} + 268,45$ "Função custo retirada do artigo do Jain - Energy, exergy, economic and environmental (4E) analyses based comparative performance study and optimization of vapor compression-absorption integrated refrigeration system - Pasta: Artigos custo - Artigo 1"

$Z_{SLHX2} = 516,621 \cdot A_{SLHX2} + 268,45$ "Função custo retirada do artigo do Jain - Energy, exergy, economic and environmental (4E) analyses based comparative performance study and optimization of vapor compression-absorption integrated refrigeration system - Pasta: Artigos custo - Artigo 1"

$Z_{total_tc} = Z_{compressor_LT} + Z_{compressor_HT} + Z_{evap_LT_tc} + Z_{evap_MT_tc} + Z_{gas_cooler} + Z_{valvula_1} + Z_{valvula_2} + Z_{valvula_3} + Z_{valvula_4} + Z_{tanque} + Z_{SLHX1} + Z_{SLHX2}$

"Função referente ao custo de aquisição e manutenção"

$i = 0,14$ "Taxa de juros - 14% ao ano"

$t = 15$ "anos" "Período de vida em anos estimado do equipamento"

FM = 1,06 "Fator de manutenção"

N_horas = 7000 "horas/ano" "Número de horas de trabalho dos equipamentos do sistema"

FRC = $(i*(1+i)^t)/((1+i)^t - 1)$ "Fator de recuperação de capital"

Z_dot_aquis_man = $(Z_total_tc * FRC * FM) / (3600 * N_horas)$

Z_aquis_man_ano = $Z_total_tc * FRC * FM$

"Função referente ao custo de operação do sistema"

C_elet = 0,06 [US\$/kWh] "Custo unitário da eletricidade"

Z_dot_oper = $(W_dot_HT_custo + W_dot_LT_custo) * C_elet / 3600$

Z_oper_ano = $(W_dot_HT_custo + W_dot_LT_custo) * C_elet * N_horas$

"Função referente ao custo ambiental"

phi_co2 = 0,968 [kg/kWh] "Fator de conversão de emissão de eletricidade da rede"

CAE = $(W_dot_LT_custo + W_dot_HT_custo) * N_horas$ "Consumo anual de eletricidade"

C_co2 = 90/1000 [US\$/kg] "Custo unitário de penalidade devido a emissão de CO2" "Dividi por 1000 para transformar tonelada em Quilograma"

m_co2 = $phi_co2 * CAE$ "Quantidade de emissão de CO2"

Z_dot_amb = $((m_co2) * C_co2) / (3600 * N_horas)$

Z_amb_ano = $m_co2 * C_co2$

"Função taxa de custo total"

Z_dot_total = $Z_dot_aquis_man + Z_dot_oper + Z_dot_amb$

{Z_total_ano = $Z_dot_total * 3600 * N_horas$ }

Z_total_ano = $Z_aquis_man_ano + Z_oper_ano + Z_amb_ano$

"#####"

"OTIMIZAÇÃO"

"#####"

"-----Parâmetros da otimização-----"

"Pressão do Reservatório - P_tanque"

"Efetividade dos Trocadores de Calor Interno - epsilon"

Função a ser otimizada através da soma ponderada dos objetivos"

OPT_2 = $\text{sqrt}((\text{peso} * (Z_total_ano / 1000)^2 + (1 - \text{peso}) * (\text{exergia_destruída})^2))$

OPT_3 = $\text{peso} * (Z_total_ano / 1000) + (1 - \text{peso}) * (\text{exergia_destruída})$

"Cálculo da solução ótima (menor distância entre as soluções ótimas) do diagrama de pareto"

menor_distancia_2 = $\text{sqrt}((Z_total_ano - Z_total_min)^2 + (\text{exergia_destruída} - \text{exergia_destruída_min})^2)$

Anexo A – Parâmetros dimensionais do trocador de calor em cascata

Table 12.4. Constants for use in equation 12.3

Triangular pitch, $p_t = 1.25d_o$					
No. passes	1	2	4	6	8
K_1	0.319	0.249	0.175	0.0743	0.0365
n_1	2.142	2.207	2.285	2.499	2.675
Square pitch, $p_t = 1.25d_o$					
No. passes	1	2	4	6	8
K_1	0.215	0.156	0.158	0.0402	0.0331
n_1	2.207	2.291	2.263	2.617	2.643