CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNÓLOGICA DE MINAS GERAIS Diretoria de Pesquisa e Pós-Graduação Programa de Pós-Graduação em Engenharia da Energia

Filipe Nogueira de Carvalho

SIMULAÇÃO TERMOECONÔMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO EM CASCATA E INTEGRADO ABSORÇÃO-COMPRESSÃO DE VAPOR

> Belo Horizonte 2019

Filipe Nogueira de Carvalho

SIMULAÇÃO TERMOECONÔMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO EM CASCATA E INTEGRADO ABSORÇÃO-COMPRESSÃO DE VAPOR

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 da Energia.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Eduardo Lopes Barbieri Coorientador: Prof. Dr. Ralney Nogueira de Faria

Belo Horizonte 2019

Carvalho, Filipe Nogueira de C331s Simulação termoeconômica de sistemas de refrigeração em cascata e integrado absorção-compressão de vapor. / Filipe Nogueira de Carvalho. - - Belo Horizonte, 2019. 122f. : il. Dissertação (mestrado) - Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais, Programa de Pós-Graduação em Engenharia da Energia em associação ampla com a Universidade Federal de São João Del Rei, 2019. Orientador: Prof. Dr. Paulo Eduardo Lopes Barbieri Coorientador: Prof. Dr. Ralney Nogueira de faria Bibliografia 1. Refrigeração. 2. Termodinâmica. 3. Otimização Multiobjetivo. I. Barbieri, Paulo Eduardo Lopes. II. Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais. III. Título CDD 621.56

Elaboração da ficha catalográfica pela Bibliotecária Elisângela Gonçalves Barbieri CRB-6: 2624 / CEFET-MG

Filipe Nogueira de Carvalho

SIMULAÇÃO TERMOECONÔMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO EM CASCATA E INTEGRADO ABSORÇÃO-COMPRESSÃO DE VAPOR

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 da Energia.

Aprovado em, _____ de _____ de _____.

Banca Examinadora

Prof^o. Dr<u>^o.</u> Paulo Eduardo Lopes Barbieri (orientador)

Prof^o. Dr<u>^o.</u> Ralney Nogueira de Faria (corientador)

Prof^o. Dr^o.

José Leôncio Fonseca de Souza

Prof^o. Dr^o. Raphael Nunes de Oliveira

DEDICATÓRIA

À minha família, que sempre está ao meu lado em todos os momentos da vida.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus pelo dom da vida e por estar comigo em todos os momentos, por me dar força e confiança.

Agradeço também ao apoio incondicional da minha família que me proporcionou todas as condições financeiras e emocionais para cumprir minha carreira acadêmica e profissional de forma ética e honrada.

Agradeço ao meu professor e orientador do mestrado, Paulo Eduardo Lopes Barbieri pela paciência e pela qualidade dos ensinamentos a mim repassados.

Agradeço aos professores e funcionários do CEFET-MG que sempre se mostrou uma instituição de excelência no ensino prestado, tanto em sua estrutura física como de corpo docente.

Agradeço aos profissionais que comigo trabalham na Fundação Ezequiel Dias, pelo companheirismo e profissionalismo que me incentivam na contínua busca pelo meu aprimoramento profissional e acadêmico.

RESUMO

O presente trabalho é composto por uma análise termoeconômica comparativa entre dois sistemas de refrigeração: Sistema de Refrigeração em Cascata por Compressão de Vapor (SRCCV) e Sistema de Refrigeração Integrado por Absorção e Compressão de Vapor (SIRACV). A análise termoeconômica compara os sistemas sob aspectos energéticos, exergéticos, econômicos e ambientais. O desenvolvimento de modelos matemáticos para cada um dos sistemas é realizado por meio do programa EES (Engineering Equation Solver). As funções otimizadas são a destruição de exergia e taxa de custo total (soma das taxas de custo de investimento, operação, manutenção e créditos de carbono) através da minimização destas funções. O método de otimização utilizado é o da soma ponderada dos objetivos, que consiste na transformação do problema multiobjetivo em um problema mono-objetivo através da atribuição de pesos para cada função a ser otimizada, ou seja, através da atribuição de diferentes pesos para cada parâmetro em estudo tem-se uma nova função que representa a relação linear para alcançar o resultado otimizado. No caso em questão as duas funções estudadas são a destruição de exergia e taxa de custo total. Na otimização multiobjetiva, o processo de escolha dentre as soluções otimizadas envolve a definição de um ponto de equilíbrio, também chamado de ponto ideal. Para se alcançar uma solução real dos mínimos valores das funções descritas de forma simultânea deve-se determinar qual a menor distância do ponto ideal à curva que define as soluções otimizadas. No estudo desenvolvido fica claro a vantagem do SRCCV em relação ao SIRACV, que demonstrou-se um sistema com um custo anual mais baixo, sendo este 38,67% menor do SRCCV em relação ao SIRACV, aliado a uma melhor eficiência exergética e energética, sendo sua destruição de exergia 34,40% menor do SRCCV em relação ao SIRACV.

Palavras-Chave: Refrigeração, Otimização multiobjetivo, Análise termoeconômica.

ABSTRACT

THERMOECONOMIC SIMULATION OF CASCADE AND INTEGRATED ABSORPTION-VAPOR COMPRESSION REFRIGERATION SYSTEMS

The present work is composed by a comparative thermoeconomic analysis between two refrigeration systems: Vapor Compression Cascade Refrigeration System (SRCCV) and Integrated Refrigeration System by Absorption and Vapor Compression (SIRACV). The thermoeconomic analysis compares the systems under energy, exergic, economic and environmental aspects. The development of mathematical models for each of the systems is performed through the EES (Engineering Equation Solver) program. The optimized functions are exergy destruction and total cost rate (sum of cost rates for investment, operation, maintenance and carbon credits) by minimizing these functions. The optimization method used is the weighted sum of the objectives, which consists in transforming the multiobjective problem into a monoobjective problem by assigning weights for each objective, this can be achieved by assigning different weights for each goal, then a new function that represents the linear relationship between all the objectives is found. In present case the two objective functions are exergy destruction and total cost rate. In multiobjective optimization, the process of choosing among optimized solutions involves the definition of an equilibrium point, also called the ideal point. In order to achieve a real solution of the minimum values of the described functions simultaneously one must determine which is the smallest distance from the ideal point to the curve that defines the optimized solutions. In the study the advantage of SRCCV in relation to SIRACV was demonstrated. SRCCV has a cost 38.67% lower than SIRACV. Also SRCCV has a better exergetic efficiency and energy, with its destruction of exergy 34.40% lower than SIRACV.

Keywords: Refrigeration, Multiobjective optimization, Thermoeconomic analysis.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Ciclo de Carnot Reverso23
Figura 2 – Sistema de Refrigeração por Compressão de Vapor24
Figura 3 – Sistema de Refrigeração por Absorção25
Figura 4 – Sistemas de Refrigeração em Cascata por Compressão de Vapor 27
Figura 5 - Sistema Integrado de Refrigeração por Absorção e Compressão de
Vapor
Figura 6 – Sistemas de Refrigeração em Cascata por Compressão de Vapor 37
Figura 7 - Sistema Integrado de Refrigeração por Absorção e Compressão de
Vapor45
Figura 8 – Valores otimizados de custo e exergia destruída para o SRCCV \dots 65
Figura 9 - Valores otimizados de custo e exergia destruída para o SIRACV 66
Figura 10 - Valores normalizados de custo e exergia destruída para o SRCCV
Figura 11 - Valores normalizados de custo e exergia destruída para o SIRACV
Figura 12 - Custos de investimento e manutenção, ambiental e operacional do
SRCCV e SIRACV71
Figura 13 – Exergia destruída nos componentes do SRCCV e SIRACV72
Figura 14 – COP`s do SRCCV e SIRACV73
Figura 15 – Área dos trocadores de calor para o SRCCV e SIRACV

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Resultados dos estudos bibliográficos	35
Tabela 2 – Geração de entropia e destruição de exergia no SRCCV	41
Tabela 3 – Geração de entropia e destruição de exergia no SIRACV	51
Tabela 4 – Características termodinâmicas do caso base	54
Tabela 5 – Características de custo do caso base	55
Tabela 6 – Características termodinâmicas da parte de absorção	56
Tabela 7 – Faixa das variáveis de decisão – SRCCV	58
Tabela 8 – Faixa das variáveis de decisão – SIRACV	58
Tabela 9 – Dados de entrada SRCCV	61
Tabela 10 – Comparativo dos resultados do SRCCV	62
Tabela 11 – Dados de entrada SIRACV	63
Tabela 12 – Comparativo dos resultados do SIRACV	64
Tabela 13 – Valores das funções otimizadas para o SRCCV e SIRACV	68
Tabela 14 – Valores das variáveis otimizadas para o SRCCV e SIRACV	68
Tabela 15 – Parâmetros termodinâmicos otimizados para o SRCCV e SIRACV	69
Tabela 16 – Parâmetros de custo otimizados para o SRCCV e SIRACV	70
Tabela 17 – Variáveis de entrada dos trocadores de calor	80

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

Abesco	Associação Brasileira das Empresas de Serviços de Conservação de Energia
Abras	Associação Brasileira de Supermercados
ABS	Absorvedor
В	Bomba
С	Celsius
C_2H_6	Etano
C_3H_8	Propano
CAT	Compressor de Alta Temperatura
CBT	Compressor de Baixa Temperatura
CO ₂	Dióxido de Carbono
COMP	Compressor
COND	Condensador
COP	Coeficiente de Desempenho
CuO	Óxido de Cobre
EES	Engineering Equation Solver
Esp	Espessura
EVAP	Evaporador
FM	Fator de Manutenção
FRC	Fator de Recuperação de Capital
GER	Gerador
GWh	Gigawatt-hora
GWP	Potencial de Aquecimento Global
H ₂ O	Água
HFC	Hidrofluorcarbono
К	Kelvin
kW	Quilowatt

LiBr	Brometo de Lítio
MME	Ministério de Minas e Energia
MWh	Megawatt-hora
NH ₃	Amônia
R134A	Tetrafluoroetano
R22	Clorodifluorometano
R290	Propano
R717	Amônia
SIRACV	Sistemas Integrados de Refrigeração por Absorção e Compressão de Vapor
SRA	Sistemas de Refrigeração por Absorção
SRCCV	Sistemas de Refrigeração em Cascata por Compressão de Vapor
SRCV	Sistemas de Refrigeração por Compressão de Vapor
тсс	Trocador de Calor em Cascata
TCS	Trocador de Calor da Solução
Ton	Toneladas
TOPSIS	Técnica para Ordenar a Preferência por Similaridade para uma Solução Ideal
TWh	Terawatt-hora
VEAT	Válvula de Expansão de Alta Temperatura
VEBT	Válvula de Expansão de Baixa Temperatura
VES	Válvula de Expansão da Solução
VRP	Válvula Redutora de Pressão

LISTA DE SÍMBOLOS

Ż	Taxa de transferência de calor	[kW]
Ś	Taxa de geração de entropia	$\left[\begin{array}{c} \frac{kJ}{kg} \end{array} \right]$
Ŵ	Potência	[kW]
'n	Vazão mássica	[<u>kg</u>]
A	Área	[m ²]
С	Calor específico	$\left[\frac{kJ}{kgK}\right]$
С	Custo de aquisição	[US\$]
d	Diâmetro	[m]
Ex	Exergia específica	$\left[\frac{kJ}{kg}\right]$
F	Fator de incrustação	$\left[\frac{m^2K}{kW}\right]$
g	Aceleração da gravidade	$\left[\frac{m}{s^2}\right]$
h	Coeficiente de convecção	$\left[\frac{kW}{m^2K}\right]$
h	Entalpia específica	$\left[\frac{kJ}{kg}\right]$
Н	Horas de operação	[h]
k	Condutividade térmica	$\left[\frac{kW}{mK}\right]$
L	Comprimento do tubo	[m]

m	Massa	[ton]
Р	Pressão	[kPa]
S	Entropia específica	$\left[\frac{kJ}{kgK}\right]$
т	Temperatura	[°C]
t	Tempo de operação	[Anos]
U	Coeficiente global de transferência de calor	$\left[\frac{kW}{m^2K}\right]$
u	Velocidade	$\left[\frac{m}{s}\right]$
D	Diâmetro	[m]

λ	Fator de conversão de emissão de eletricidade	$\left[\frac{kg}{kWh}\right]$
σ	Tensão superficial	$\left[\frac{N}{m}\right]$
Г	Vazão mássica total por metro de área molhada	$\left[\frac{kg}{ms}\right]$
π	Número PI	[-]
μ	Viscosidade dinâmica	$\left[\frac{kg}{ms}\right]$
Σ	Somatório	[-]
η_{II}	Eficiência pela segunda lei da termodinâmica	[-]
ε	Efetividade Térmica do Trocador de Calor	[-]
η	Eficiência	[-]
ρ	Massa específica	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

SÍMBOLOS SUBSCRITOS

ABS	Absorvedor
GER	Gerador
h	Hidráulico
i	Interno
I	Líquido
ml	Média Logarítmica
0	Externo
р	Pressão constante
S	Superfície
Sat	Saturação
SIRACV	Sistemas Integrados de Refrigeração por Absorção e Compressão de Vapor
SRCCV	Sistemas de Refrigeração em Cascata por Compressão de Vapor
Т	Total
TCC	Trocador de Calor em Cascata
TCS	Trocador de Calor da Solução
v	Vapor
VEAT	Válvula de Expansão de Alta Temperatura
VEBT	Válvula de Expansão de Baixa Temperatura
w	Fluido refrigerante
CAT	Compressor de Alta Temperatura
CBT	Compressor de Baixa Temperatura

COND	Condensador
D	Destruída
EVAP	Evaporador
Κ	Fronteira
Р	Pressão
S	Isentrópico
е	Entrada
т	Mecânico
S	Saída

SÍMBOLOS ADIMENSIONAIS

х	Concentração em massa
R _P	Razão de compressão
Ex*	Exergia específica normalizada
C*	Custo de aquisição normalizado
f	Fator de circulação
Nu	Número de Nusselt
fr	Fator de atrito
Re	Número de Reynolds
Pr	Número de Prandtl
No	Número de tubos
N*	Número de tubos dividido pelo número de passes
Pass	Número de passes

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	19
1.1 OBJETIVO GERAL	20
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	22
 2.1 REFRIGERAÇÃO 2.1.1 Ciclo de Refrigeração por Compressão de Vapor 2.1.2 Ciclo de Refrigeração por Absorção de Vapor 2.1.3 Sistemas de Refrigeração em Cascata por Compressão de Vapor (SRCCV) 	 22 23 25 26
 2.1.4 Sistemas Integrados de Refrigeração Absorção-Compressão de Vapor (SIRACV) 3 MODELO MATEMÁTICO 	30 .36
3.1 SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO EM CASCATA POR COMPRESSÃO DE VAPOR (SRCCV) 3.1.1 Modelo energético do SRCCV 3.1.2 Modelo exergético do SRCCV	36 36 41 42
3.2 SISTEMA INTEGRADO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO E COMPRESSÃO DE V (SIRACV)	VAPOR 43
 3.2.1 Modelo energético do SIRACV 3.2.2 Modelo exergético do SIRACV 3.2.3 Modelo econômico do SIRACV 	44 50 52
4. METODOLOGIA	54
 4.1 SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO EM CASCATA POR COMPRESSÃO DE VAPOR (SRCCV) 4.2 SISTEMA INTEGRADO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO E COMPRESSÃO DE V (SIRACV)	55 VAPOR 56 57
5. RESULTADOS E DISCUSSÕES	61
 5.1 ANÁLISE COMPARATIVA DO MODELO 5.1.1 Análise Comparativa do SRCCV 5.1.2 Análise Comparativa do SIRACV 5.2 RESULTADOS PARA O SRCCV E SIRACV 	61 61 63 65
6. CONCLUSÕES	75
6.1 - SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	76
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	77
APÊNDICE A - MÉTODO DE CÁLCULO PARA A ÁREA DOS TROCADORES DE CALO SRCCV E DO SIRACV APÊNDICE B - PROGRAMA PARA AS SIMULAÇÕES DESENVOLVIDO NO <i>EES</i>	OR DO 80 87

Nesse sentido, por apresentarem elevada relevância no consumo de energia, não só no meio residencial, mas também no industrial e comercial, surgiu-se a necessidade de conhecer melhor o funcionamento dos sistemas de refrigeração em busca de análises e, posteriormente, aperfeiçoamento de projetos. A maneira tradicional de avaliar o desempenho de um sistema de refrigeração consiste na realização de testes experimentais normalizados. Além de dispendiosos, esses ensaios demandam tempo, o que eleva, em muito, os custos de seu desenvolvimento. Uma alternativa aos ensaios experimentais consiste na utilização de modelos matemáticos para simular o comportamento dos sistemas de refrigeração.

A utilização de Sistemas Integrados de Refrigeração por Absorção e Compressão de Vapor (SIRACV) pode representar alternativa aos Sistemas de Refrigeração em Cascata por Compressão de Vapor (SRCCV), pois sistemas integrados requerem menos energia elétrica que o ciclo de compressão de vapor equivalente e o ciclo de absorção possibilita o processo de refrigeração utilizando fontes alternativas de energia térmica. Estas fontes alternativas podem ser desde fontes renováveis como energia solar ou rejeitos térmicos de outros processos, tendo em vista que a matriz energética brasileira não é 100% renovável, a redução do consumo de energia elétrica da rede representa também uma redução da emissão de gases estufa.

1.1 Objetivo Geral

O presente trabalho visa o desenvolvimento de uma simulação termoeconômica de um Sistema de Refrigeração em Cascata por Compressão de Vapor (SRCCV) comparado a um Sistema Integrado de Refrigeração por Absorção e Compressão de Vapor (SIRACV).

Os objetivos específicos são:

- Modelar um Sistema Integrado de Refrigeração por Absorção e Compressão de Vapor (SIRACV).
- Modelar um Sistema de Refrigeração em Cascata por Compressão de Vapor (SRCCV).
- Investigar os parâmetros de projeto que influenciam os sistemas modelados.
- Encontrar valores ótimos de parâmetros do projeto por meio da minimização das funções de destruição de exergia e custo total anual do sistema (soma

dos custos de investimento e manutenção, operação e ambiental) através da otimização dos sistemas SIRACV e SRCCV.

• Comparar o desempenho do SIRACV que utiliza R744 e água com brometo de lítio o SRCCV convencional, utilizando R744 e R717.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo apresenta uma revisão bibliográfica sobre os Sistemas de Refrigeração por Compressão de Vapor (SRCV), em cascata, por absorção e os Sistemas Integrados de Refrigeração por Absorção e Compressão de Vapor (SIRACV), com relação a análises referentes a otimização termoeconômica e ambiental.

2.1 Refrigeração

A refrigeração consiste basicamente do processo de retirar o calor de uma fonte fria para reduzir ou manter a sua temperatura e transferir esse calor para uma fonte quente, entretanto para que este processo, não natural, ocorra há necessidade de se realizar trabalho. A refrigeração tem uma série de utilidades no cotidiano, desde a refrigeração doméstica, até aplicações comerciais, industriais, pesquisas de materiais, dentre outras.

A refrigeração doméstica visa gerar temperaturas agradáveis visando o conforto das pessoas, no caso da utilização em sistemas de ar condicionado, além da conservação e refrigeração de alimentos. Os outros tipos de refrigeração visam em geral proporcionar condições ideais para a realização de processos, transporte ou conservar produtos perecíveis.

Os ciclos de refrigeração surgiram a partir da reversão total do Ciclo de Carnot, criando assim o Ciclo de Carnot Reverso, Figura 1. Tal qual o original, o ciclo reverso idealiza o funcionamento perfeito de um sistema de refrigeração e também apresenta impossibilidades de implantação. O ciclo real mais utilizado é o Ciclo de Compressão de Vapor, onde um fluido refrigerante é vaporizado e condensado alternadamente e é comprimido na fase de vapor. Outros ciclos de refrigeração são: Ciclo de Refrigeração a Gás, Refrigeração por Absorção e Refrigeração Termoelétrica.



Figura 1 – Ciclo de Carnot Reverso

Fonte: Adaptado de ÇENGEL, 2012, p. 609

2.1.1 Ciclo de Refrigeração por Compressão de Vapor

Como mencionado anteriormente o Ciclo de Compressão de Vapor surge a partir de alterações no Ciclo de Carnot Reverso. Para torná-lo possível, essas alterações são a vaporização completa do fluido refrigerante antes do mesmo entrar no compressor e a substituição da turbina por um dispositivo de estrangulamento, como uma válvula de expansão ou um tubo capilar, Figura 2. Assim, o ciclo é composto de quatro processos ideais:

- 1-2 Compressão em um compressor adiabático
- 2-3 Rejeição de calor a pressão constante em um condensador
- 3-4 Estrangulamento em um dispositivo de expansão adiabático
- 4-1 Absorção de calor a pressão constante em um evaporador



Figura 2 – Sistema de Refrigeração por Compressão de Vapor

Fonte: Adaptado de ÇENGEL, 2012, p.610

Em um ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor o refrigerante no estado de vapor saturado entra no compressor e é comprimido isoentropicamente até a pressão do condensador, após a compressão o refrigerante passa de vapor saturado para vapor superaquecido (processo 1-2); já comprimido o refrigerante agora tem temperatura maior que a do meio para o qual ele vai rejeitar calor. No condensador o refrigerante rejeita calor isobaricamente até sair do estado de vapor super aquecido e passar para a fase de líquido saturado (processo 2-3); o refrigerante líquido agora é estrangulado isoentalpicamente, reduzindo sua pressão até a pressão do evaporador. Durante esse processo a sua temperatura torna-se menor que a temperatura do espaço refrigerado (processo 3-4); o fluido agora é uma mistura saturada, ele absorve calor do ambiente a ser refrigerado até que todo o liquido seja evaporado e o refrigerante atinja o estado de vapor saturado (processo 4-1); o vapor saturado entra novamente no compressor e reinicia o ciclo.

2.1.2 Ciclo de Refrigeração por Absorção de Vapor

A Refrigeração por Absorção implica na absorção do refrigerante por um meio de transporte, podendo ser um outro fluido ou uma substância que forme uma solução líquida. O sistema mais utilizado é água-amônia onde a amônia é o fluido refrigerante e a água o fluido absorvedor, outros sistemas comuns são água-brometo de lítio e água-cloreto de lítio. Tais sistemas se tornam economicamente atrativos se houver uma fonte de energia térmica de baixo custo acessível com temperaturas entre 100°C e 200°C, sendo que esta fonte pode ser desde gás, energia solar até rejeitos térmicos de algum processo industrial.

O sistema é similar ao de Compressão de Vapor, porém o compressor é substituído por um mecanismo mais complexo composto por um absorvedor, uma bomba, um gerador, uma válvula, um regenerador e um retificador como está demonstrado na Figura 3. Após passar por este mecanismo o refrigerante tem sua pressão elevada e segue o mesmo ciclo de compressão, ou seja, é resfriado e condensado no condensador, estrangulado e passa pelo evaporador para receber calor do meio a ser resfriado.



Figura 3 – Sistema de Refrigeração por Absorção

Fonte: Adaptado de ÇENGEL, 2012, p.634

O mecanismo funciona da seguinte maneira: após o vapor saturado sair do evaporador ele entra no absorvedor onde volta a formar mistura líquida com o meio de transporte, nesses casos a solubilidade é proporcionalmente inversa a temperatura, de modo que é retirado calor da mistura para que o máximo de refrigerante possa ser absorvido. A solução, agora rica em refrigerante, é bombeada para o gerador, onde calor é fornecido para a mistura a fim de vaporizar novamente o refrigerante e assim separá-lo da mistura, o vapor rico em refrigerante passa então pelo retificador para separar qualquer solvente que tenha saído do gerador junto com o soluto, após a retificação o gás volta para o condensador e inicia o ciclo. O restante da mistura que está quente e fraco em refrigerante passa por um regenerador onde transfere parte do calor para a solução que está indo para o gerador a fim de melhorar o rendimento térmico. É então estrangulada até a pressão do absorvedor e da continuidade ao processo.

2.1.3 Sistemas de Refrigeração em Cascata por Compressão de Vapor (SRCCV)

Muitas vezes as aplicações industriais impostas aos sistemas exigem temperaturas baixas, gerando um grande intervalo entre as temperaturas da zona a ser resfriada e a zona para onde se rejeita calor. Após sair do evaporador o fluido é comprimido até uma temperatura superior à da zona, sendo assim, para grandes intervalos de temperatura serão necessários grandes intervalos de pressão, requerendo compressores maiores, que possuem um maior custo de aquisição e consomem mais energia. Uma solução para esse problema é executar a refrigeração em estágios, colocando dois ou mais ciclos para operarem em série.

A integração dos ciclos é realizada conectando-se o evaporador de um ciclo com o condensador do outro, como demonstrado na Figura 4. Com isso o calor rejeitado no condensador do processo 2-3 é utilizado para evaporar o fluido refrigerante do evaporador do processo 8-5 em um trocador de calor.

O sistema integrado ao conectar 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 (Figura 4).





Fonte: O autor

Em sistemas de refrigeração que operam a uma elevada diferença de temperatura de condensação e temperatura de evaporação, o emprego de um sistema de refrigeração de único estágio não é vantajoso economicamente devido ao fato de uma alta taxa de compressão implicar em um baixo coeficiente de desempenho (COP) em relação a um Sistema de Refrigeração em Cascata por Compressão de Vapor segundo REZAYAN E BEHBAHANINIA (2011).

Muitos estudos vêm sendo realizados para investigar o desempenho de diferentes fluidos refrigerantes e combinações dos parâmetros de operação visando obter uma configuração economicamente viável e que tenha uma boa eficiência termodinâmica.

REZAYAN E BEHBAHANINIA (2011) desenvolveram um estudo de otimização termoeconômica e análise exergética aplicados a um SRCCV em que os fluidos de trabalho eram o par CO₂ e NH₃. Para o referido caso as constantes do processo de otimização eram a capacidade de refrigeração, temperatura ambiente e temperatura do espaço refrigerado. Quatro parâmetros foram escolhidos como variáveis que seriam otimizadas: temperatura de condensação da amônia, temperatura de evaporação do dióxido de carbono, temperatura de condensação do dióxido de carbono e diferença de temperatura no trocador de calor em cascata. O objetivo da análise termoeconômica é determinar os valores otimizados do custo anual total do sistema, que inclui o custos relativos a exergia destruída devido a eletricidade consumida pelos compressores e ventiladores e o custo de aquisição e manutenção em uma base anual do sistema. Os resultados demonstraram que a maior destruição de exergia ocorreu no condensador e variou em 33,49% em relação ao caso base. O menor valor de destruição de exergia ocorreu na válvula de expansão do dióxido de carbono e variou em 5,2% em relação ao caso base. O custo total anual do sistema otimizado foi reduzido em 9,34% em relação ao caso base.

DA SILVA *et al.* (2012) desenvolveram um estudo sobre eficiência energética e aspectos climáticos de três diferentes sistemas de refrigeração usados em supermercados. Os ciclos de refrigeração estudados foram dois ciclos de expansão direta e único estágio, sendo um com utilização do fluido HFC-404A e o outro HFC-22, comparados a um SRCCV a base de CO₂ e HFC-404A. O resultado encontrado foi uma redução na massa de fluido refrigerante de 47 kg no SRCCV em relação aos sistemas de único estágio. Tal resultado é importante considerando-se a minimização do potencial de aquecimento global (GWP) em caso de vazamento nos sistemas. Há inúmeras vantagens ao se adotar o SRCCV para aplicações de supermercado, como: redução do consumo de energia elétrica (variando de 13 a 24% no caso em estudo), menor taxa de compressão e aumento da vida útil do compressor de CO₂, redução dos diâmetros da tubulação de CO₂, baixo custo de aquisição do CO₂, maior entalpia, grau de subresfriamento e capacidade de refrigeração, baixo GWP e menores taxas de emissão de carbono, instalações reduzidas e menores custos com manutenção.

MA et al. (2014) apresentaram um estudo sobre SRCCV com CO_2 e NH₃ em que o objetivo foi a maximização do COP do ciclo de refrigeração. O modelo desenvolvido foi usado para estudo da influência dessa maximização nos demais parâmetros do sistema. Os resultados demonstraram que as diferenças de temperatura entre os três trocadores de calor (evaporador, condensador e condensador em cascata) e os fatores de efetividade (ϵ) do condensador e do evaporador são os principais fatores para determinar a configuração dos três trocadores de calor. Tal modelo contribuiu para a melhora no desempenho e otimização de SRCCV a base de CO₂ e NH₃. Sob as condições do estudo foi demonstrado que a redução em 1 °C na diferença de temperatura entre os fluidos que trocam calor no condensador em cascata resulta em um aumento de 2,3% no COP do sistema.

Em um estudo sobre SRCCV em que os fluidos de trabalho eram o CO₂/NH₃, investigou-se através da modelagem matemática os aspectos econômicos, ambientais e exergéticos desse sistema. O objetivo do estudo foi determinar o melhor projeto para o sistema através de uma análise multi-objetiva. A eficiência exergética e a taxa de custo total do sistema (incluindo os custos de aquisição, manutenção, operacionais e de emissão de CO2) foram tomadas como funções objetivo. Uma série de soluções otimizadas foram calculadas e um ponto ótimo de operação foi escolhido utilizando o método de decisão TOPSIS (Técnica para Ordenar a Preferência por Similaridade para uma Solução Ideal). Os resultados demonstraram que o ponto ótimo corresponde a uma eficiência exergética de 45,89% e uma taxa de custo total de 0,01099 US\$.s⁻¹. Para uma capacidade de refrigeração de 50 kW o custo anual total calculado foi de US\$ 277,07 segundo AMINYAVARI *et al.* (2014)

NASRUDDIN et al. (2016) realizaram um estudo de otimização multi-objetiva de um SRCCV, usando o refrigerante C_3H_8 no circuito de alta temperatura e uma mistura de C_2H_0/CO_2 no circuito de baixa temperatura. A temperatura de evaporação, condensação, condensação da mistura de C₂H₆/CO₂, e a fração de massa de CO₂ foram escolhidas como variáveis a ser otimizadas. Enquanto a capacidade de refrigeração, temperatura do espaço refrigerado e temperatura ambiente foram escolhidas como constantes. O propósito da pesquisa foi desenvolver um SRCCV em que os pontos de operação são definidos em termos de aspectos econômicos e termodinâmicos. Para isso duas funções objetivo foram simultaneamente otimizadas: o custo anual total, que é composto por custo de capital somado ao custo operacional e a exergia total destruída no sistema. Tal resultado foi alcançado determinando-se a temperatura ótima de operação do sistema e a fração de CO₂ para que o sistema tenha a mínima destruição de exergia e custo anual. Os resultados demonstraram que para uma otimização multi-objetiva o sistema terá a melhor combinação econômica e termodinâmica nos seguintes pontos de operação: Temperatura de Evaporação de -49°C; Temperatura de Condensação de 56 °C; Temperatura de Evaporação no Trocador de Calor Cascata de -9,96 °C; Diferença de Tempertaura no

Trocador de Calor Cascata de 3,37 °C e fração de $CO_2 = 0,68$ com um total de exergia destruída de 39876 W e um custo anual total de US\$ 5.107,59.

2.1.4 Sistemas Integrados de Refrigeração Absorção-Compressão de Vapor (SIRACV)

Quando o ciclo de refrigeração em cascata, conforme descrito anteriormente, interliga um ciclo de compressão de vapor com um ciclo de absorção, como demonstrado na figura 5, ele é denominado Sistema Integrado de Refrigeração Absorção-Compressão de Vapor segundo Jain et al, 2016.

Figura 5 – Sistema Integrado de Refrigeração por Absorção e Compressão de Vapor



Fonte: O autor

KAIROUANI E NEHDI (2006) desenvolveram um estudo comparativo entre um SIRACV e um SRCCV convencional, tendo como base uma análise termodinâmica. O objetivo do trabalho foi verificar a possibilidade do uso de uma fonte de energia geotérmica para alimentar o gerador do ciclo de absorção. Os refrigerantes utilizados no ciclo de compressão foram o R717, R22 e R134a, para o ciclo de absorção o par NH₃-H₂O. A temperatura da fonte de energia geotérmica varia de 343-349 K e o gerador opera à temperatura de 335 K. Os resultados demonstraram que o COP do SIRACV são significativamente maiores que os do SRCCV, podendo ser aumentado de 37-54%, sob as mesmas condições de operação: temperatura de evaporação de 263 K e temperatura de condensação de 308 K. Para a aplicação piloto em estudo, a capacidade de refrigeração é de 464 kW para o R717 e 415 kW para o R134a e R22.

JAIN *et al.* (2013) desenvolveram um estudo comparativo entre um SIRACV e um SRCCV para a capacidade de refrigeração de 66,67 kW. O resultado obtido foi uma redução de 61% no consumo de energia elétrica e um aumento de 155% no COP do SIRACV em relação ao SRCCV convencional. Estudou-se também o efeito dos parâmetros de operação, como superaquecimento, sub-resfriamento e capacidade de refrigeração utilizando-se diferentes fluidos, como o R410A, R407C e R134a, e o resultado encontrado foi similar ao do R22, o que assegurou que tais refrigerantes podem ser bons substitutos para o R22.

CIMSIT (2014) conduziu um estudo de análise energética e exergética sobre um SIRACV, cujo objetivo foi determinar qual o melhor par de fluidos para o ciclo de absorção, com isso os pares LiBr-H₂O e NH₃-H₂O foram comparados. No ciclo de compressão de vapor foi utilizado apenas o refrigerante R134a. No caso da aplicação do uso de LiBr-H₂O chegou-se ao resultado de um COP 27% maior e a exergia total destruída 20% menor se comparado ao refrigerante NH₃-H₂O. Baseado nesse resultado foi feito um novo estudo de primeira e segunda leis da termodinâmica para diferentes temperaturas dos componentes do sistema e utilizando-se o fluido LiBr-H₂O no ciclo de absorção e para o ciclo de compressão de vapor os refrigerantes NH₃, R134a, R410A e CO₂. Os resultados indicaram que o COP do sistema aumenta com o aumento das temperaturas do gerador e evaporador e diminui com o aumento da temperatura do condensador e do absorvedor. Além disso, foi determinado que a melhor eficiência termodinâmica foi alcançada pelo conjunto NH₃/ LiBr-H₂O e a pior eficiência pelo CO₂/LiBr-H₂O.

CIMSIT *et al.* (2015) desenvolveram um estudo de análise termoeconômica, de um SIRACV com o par LiBr-H₂O no ciclo de absorção e R134a no ciclo de compressão. No estudo foi investigado qual o ponto ótimo da temperatura do gerador, do condensador, do absorvedor, de condensação no ciclo de compressão, efetividade do trocador de calor da mistura e eficiência isentrópica do compressor. Em relação ao caso base o custo mínimo foi reduzido em 3,3% o COP foi aumentado em 7% e a eficiência exergética do ciclo aumentada em 3,1%.

JAIN *et al.* (2015a) desenvolveram um estudo para dimensionar um SIRACV levando em conta o tamanho e os custos para aplicação de produção de água gelada em chillers, utilizando o refrigerante R410A no ciclo de compressão e o par H₂O-LiBr na seção de absorção. Tal estudo foi elaborado com o intuito de auxiliar engenheiros projetistas a fabricar e analisar combinações para tais sistemas. A maior limitação na implementação prática de um SIRACV é o tamanho e o custo da instalação, que foram otimizados através do método de busca direta por programação não linear. O objetivo principal da otimização foi de minimizar o custo total do sistema, que compreende os custos relacionados à eficiência exergética e os custos monetários. A apropriada variação nos parâmetros: temperatura do evaporador, condensador, gerador, absorvedor, trocador em cascasta, diferença de temperatura no trocador em cascasta e efetividade no trocador da mistura resultou na redução do custo anual do sistema em 11,9% com 22,4% na redução nos custos de investimento para o caso base. No estudo em questão a temperatura otimizada de condensação no trocador em cascata tem grande influência para o alcance dos melhores valores de operação do sistema.

JAIN *et al.* (2015b) conduziram um estudo de análise termodinâmica sobre um SIRACV composto de CO₂ no ciclo de compressão e o par H₂O-NH₃ no ciclo de absorção para determinar a temperatura otimizada para o trocador em cascata. A temperatura otimizada encontrada para o equipamento foi de –13 C para uma capacidade de refrigeração de 175 kW, temperatura do evaporador de –45 °C e temperatura do condensador de 35 °C. A temperatura ótima do trocador de calor maximiza o COP e minimiza a taxa irreversibilidade do sistema. Após a determinação dos parâmetros otimizados para o SIRACV foi desenvolvido um estudo comparativo em relação a um SRCCV e conclui-se que o consumo de energia foi reduzido em 60% e o COP foi aumentado em 153,6%.

JAIN *et al.* (2015c) conduziram um estudo comparativo entre um sistema de refrigeração comercial e três SIRACV de capacidade de refrigeração de 170 kW com três diferentes configurações: paralelo, série e uma combinação entre as duas

primeiras, baseada numa análise conjunta de energia, exergia, economia, e ambiental. Foi descoberto que a configuração em paralelo, em série e combinada reduzem o consumo de energia elétrica no compressor em 50%, 76,8% e 88,3% em relação ao sistema comercial. Consequentemente existe uma significativa redução na emissão de CO₂ adotando-se tais configurações. O estudo termoeconômico mostra que o custo operacional anual da planta é reduzido em 13,8% para a configuração em paralelo, 20,9% em série e 24,7% para a combinada. Após realizada a otimização consegue-se ainda uma redução de 8,1% para configuração em paralelo, 8,5% em série e 4,7% para a combinada, em relação ao caso base.

BOYAGHCHI *et al.* (2016) realizaram um estudo sobre SIRACV, no qual a fonte de calor do gerador foi um coletor solar de placas planas. Nesse sistema o par LiBr-H₂O foi utilizado no ciclo de absorção e os fluidos R134a, R1234ze, R1234yf, R407C, R22 foram utilizados no ciclo de compressão. Para o fluido dos tubos do coletor solar foi usado o par H₂O-CuO. As variáveis de projeto são a fração volumétrica de CuO, vazão mássica da solução LiBr-H₂O, menor pressão do absorvedor e ângulo de incidência no coletor solar, enquanto a eficiência térmica diária, eficiência exergética e o custo total são as variáveis otimizadas. O modelo utilizando o fluido R134a foi o mais eficiente sob o aspecto energético, sendo o COP de 9,34% e também sob o aspecto exergético, sendo o COP de 0,5815%. Com relação ao aspecto econômico o fluido mais eficiente foi o R1234ze com um custo total anual de operação de US\$ 7016/ano. Após a otimização alcançou-se para o fluido R134a um ganho de 2,4% da eficiência energética e 2% de eficiência exergética em relação ao caso base. Para o fluido R1234ze conseguiu-se uma redução do custo total de operação de 2,4%, após a otimização an caso base.

DIXIT *et al.* (2017) pesquisaram um ciclo de refrigeração integrado composto de dois estágios de absorção e um estágio de compressão em cascata. O sistema proposto foi comparado segundo os pontos de vista energético, exergético, ambiental e econômico em relação ao um sistema de refrigeração por compressão de vapor equivalente. As análises demonstraram que o ciclo estudado resultou em uma redução de 89,3% no consumo de energia elétrica e uma redução de 112,6 ton/ano para 12,1 ton/ano em emissões de CO₂. Os custos e o tamanho do sistema são determinados pelo dimensionamento dos trocadores de calor. A otimização também foi realizada com o objetivo de minimizar o custo anual de operação da planta, que inclui o custo exergético do combustível, o custo de investimento inicial, custos de manutenção e custos relativos às emissões de CO₂. O estudo demonstrou que o custo anual de

operação ficou 21,6% menor em relação ao ciclo de compressão equivalente, que foi reduzido em mais 18,2% após realizada a otimização do sistema.

TURGUT E TURGUT (2018) desenvolveram um estudo comparativo para investigar o desempenho de um SRCCVA com diferentes tipos de refrigerante como R1234yf, R134a, R717 e R290 na parte de compressão. Os sistemas foram analisados sob duas perspectivas: a primeira sob o aspecto econômico em que o custo anual total incluídos custos de investimento e associados a emissões de carbono. A segunda perspectiva relaciona-se à parte termodinâmica através da análise da eficiência exergética. A análise cujo objetivo era a investigação econômico apresentou o menor custo anual total, de US\$ 9.640,38 por ano, que é 11,2% menor que o encontrado no caso base. Já o sistema operando com o refrigerante R1234yf no ciclo de compressão apresentou o maior custo anual total, de US\$ 10.865,74 por ano. A análise cujo objetivo era a investigação termodinâmica identificou que o sistema operando com o refrigerante R290 no ciclo de compressão apresentou a maior eficiência de segunda lei, de 0,41, já o sistema com R134a foi o sistema com a pior eficiência, de 0,38.

Com base nos artigos analisados, percebe-se que os estudos de otimização são realizados através da variação dos parâmetros de operação dos sistemas de refrigeração tendo como objetivo a minimização do custo anual do sistema e a maximização da eficiência energética e exergética dos mesmos. Outra tendência observada é a comparação das configurações construtivas dos sistemas e os fluidos refrigerantes utilizados nos mesmos. Com relação a questão ambiental percebe-se o estudos utilizando-se modelos cujas fontes de energia são as fontes renováveis.

A relação dos resultados dos artigos apresentados anteriormente é descrita conforme tabela 1:

Autor	Ano	Resultado
KAIROUANI E NEHDI (2006)	2006	Os resultados demonstraram que o COP do SIRACV são significativamente maiores que os do SRCCV, podendo ser aumentado de 37-54%, sob as mesmas condições de operação
REZAYAN E BEHBAHANINIA (2011)	2011	O custo total anual do sistema otimizado foi reduzido em 9,34% em relação ao caso base
DA SILVA et al. (2012)	2012	Redução do consumo de energia elétrica, do SRCCV em relação ao sistema convencional, variando de 13 a 24%
JAIN et al. (2013)	2013	O resultado obtido foi uma redução de 61% no consumo de energia elétrica e um aumento de 155% no COP do SIRACV em relação ao SRCCV
JAIN et al. (2013)	2013	O resultado obtido foi uma redução de 61% no consumo de energia elétrica e um aumento de 155% no COP do SIRACV em relação ao SRCCV
MA et al. (2014)	2014	Aumento de 2,3% no COP do sistema do sistema otimizado em relação ao caso base
AMINYAVARI et al. (2014)	2014	Os resultados demonstraram que o ponto ótimo corresponde a uma eficiência exergética de 45,89% e uma taxa de custo total de 0,01099 US\$.s-1
JAIN et al. (2015a)	2015	O estudo chegou a conclusão de uma redução do custo anual do sistema em 11,9% com 22,4% na redução nos custos de investimento para o caso base
JAIN et al. (2015b)	2015	Após a determinação dos parâmetros otimizados para o SIRACV foi desenvolvido um estudo comparativo em relação a um SRCCV e conclui-se que o consumo de energia foi reduzido em 60% e o COP foi aumentado em 153,6%
BOYAGHCHI et al. (2016)	2016	Em um estudo relacionado a utilização de fluidos refrigerantes para o SIRACV, com relação ao aspecto econômico o fluido mais eficiente foi o R1234ze com um custo total anual de operação de US\$ 7016/ano
DIXIT et al. (2017)	2017	O estudo demonstrou que o custo anual de operação do SIRACV, ficou 21,6% menor em relação ao ciclo de compressão equivalente, que foi reduzido em mais 18,2% após realizada a otimização do sistema.
TURGUT E TURGUT (2018)	2018	Em um estudo relacionado a utilização de fluidos refrigerantes para o SIRACV, a análise cujo objetivo era a investigação termodinâmica identificou que o sistema operando com o refrigerante R290 no ciclo de compressão apresentou a maior eficiência de segunda lei, de 0,41, já o sistema com R134a foi o sistema com a pior eficiência, de 0,38.

Tabela 1 – Resultados dos estudos bibliográficos

Fonte: O autor

3. MODELO MATEMÁTICO

Este capítulo descreve o procedimento, as considerações e os passos seguidos para a obtenção do modelo matemático do Sistema de Refrigeração em Cascata por Compressão de Vapor (SRCCV) e do Sistema Integrado de Refrigeração por Absorção e Compressão de Vapor (SIRACV) usando o programa EES (*Engineering Equation Solver*) KLEIN (2016) em seus aspectos energético, exergético, econômico e ambiental. Ambos os sistemas serão comparados com relação aos aspectos termodinâmicos e de custo operacional.

3.1 Sistema de Refrigeração em Cascata por Compressão de Vapor (SRCCV)

Os próximos tópicos detalham o modelo energético e exergético do SRCCV com NH₃ no ciclo de alta temperatura e CO₂ no ciclo de baixa temperatura. Os procedimentos adotados para o cálculo dos coeficientes de convecção interno e externo dos trocadores de calor usados no cálculo das áreas são apresentados no Apêndice.

3.1.1 Modelo energético do SRCCV

O modelo teórico do SRCCV apresentado neste trabalho se baseia no modelo descrito por REZAYAN E BEHBAHANINIA (2011) e pode ser visto na figura 6. O SRCCV é composto por uma região de alta temperatura que possui um compressor de alta temperatura (CAT), uma válvula de expansão (VEAT), um condensador (COND) e por uma região de baixa temperatura que possui um compressor de baixa temperatura (CBT), uma válvula de expansão (VEBT), um evaporador (EVAP). As duas regiões estão conectadas por um trocador de calor em cascata (TCC).




Fonte: O autor

Para elaboração 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) Líquido saturado na saída do condensador;
- e) Vapor saturado na saída do evaporador;
- f) Vapor saturado na saída do trocador de calor em cascata do lado de alta temperatura;
- g) Dispositivos de expansão adiabáticos;
- h) Compressores adiabáticos;

Para o desenvolvimento do modelo foram aplicadas as equações dos balanços de massa e de energia, representadas respectivamente pelas equações 1 e 2:

$$\frac{dm}{dt} = \frac{\partial}{\partial t} \int \rho d \forall + \int \rho V dA \tag{1}$$

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_{e} (h_{e} + \frac{V_{e}^{2}}{2} + gZ_{e}) - \sum \dot{m}_{s} (h_{s} + \frac{V_{s}^{2}}{2} + gZ_{s})$$
(2)

Simplificando a equação do balanço de massa, equação (1) para todo o SRCCV chega-se às equações (3), (4) e (5) onde os índices de 1 a 12 representam os estados termodinâmicos (figura 6).

$$m_i = m_{i+1} \tag{3}$$

onde, i=1,2,3 para o ciclo de baixa temperatura e i=5,6,7 para o cliclo de alta temperatura.

$$m_9 = m_{10}$$
 (4)

$$m_{11} = m_{12}$$
 (5)

Simplificando a equação do balanço de energia, equação (2), para todo o SRCCV, obtém-se as seguintes equações para cada componente:

• Evaporador:

$$\dot{Q}_{EVAP} = \dot{m}_1(h_1 - h_4)$$
 (6)

$$\dot{Q}_{EVAP} = \dot{m}_{11}(h_{12} - h_{11}) \tag{7}$$

Onde \dot{Q}_{EVAP} representa a carga térmica do espaço refrigerado.

• Compressor de Baixa Temperatura:

$$\dot{W}_{CBT,comp} = \dot{m}_{\rm l}(h_2 - h_{\rm l}) \tag{8}$$

$$\eta_{S,CBT} = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)} \tag{9}$$

$$\eta_{S,CBT} = 0,85 - 0,046667 R_{P,CBT}$$
⁽¹⁰⁾

Onde \dot{W}_{CBT} representa a potência consumida pelo compressor de baixa temperatura, h_{2S} representa a entalpia para o processo insoentrópico, $\eta_{S,CBT}$ representa a eficiência isoentrópica do compressor de baixa temperatura segundo SAYYAADI E NEJATOLAHI (2011) e $R_{P,CBT}$ representa a razão de compressão do compressor de baixa temperatura. Através do resultado obtido na equação (10) encontra-se o valor de h₂ da na equação (9).

• Válvula de Expansão de Baixa Temperatura:

$$h_3 = h_4$$

• Trocador de Calor Cascata:

$$\dot{m}_1(h_2 - h_3) = \dot{m}_5(h_5 - h_8) \tag{12}$$

Condensador

$$\dot{Q}_{COND} = \dot{m}_1 (h_1 - h_4)$$
 (13)

$$\dot{Q}_{COND} = \dot{m}_{9}(h_{10} - h_{9}) \tag{14}$$

Onde \dot{Q}_{COND} representa o calor rejeitado no condensador para o ambiente.

• Compressor de Alta Temperatura:

$$W_{CAT,comp} = \dot{m}_5 (h_6 - h_5) \tag{15}$$

$$\eta_{S,CAT} = \frac{(h_{6S} - h_5)}{(h_6 - h_5)} \tag{16}$$

$$\eta_{S,CAT} = 0.85 - 0.046667 R_{P,CAT}$$
⁽¹⁷⁾

Onde $\dot{W}_{CAT,comp}$ representa o a potência consumida pelo compressor de alta temperatura, h_{6S} representa a entalpia para o processo insoentrópico, $\eta_{S,CAT}$ representa a eficiência isoentrópica do compressor de alta temperatura segundo

(11)

(18)

SAYYAADI E NEJATOLAHI (2011) e $R_{P,CAT}$ representa a razão de compressão do compressor de alta temperatura. Através do resultado obtido na equação (17) encontra-se o valor de h₆ da na equação (16).

• Válvula de Expansão de Alta Temperatura:

$$h_7 = h_8$$

O coeficiente de desempenho do SRCCV, COP_{SRCCV}, é definido como a razão entre o efeito de refrigeração e o trabalho líquido necessário para atingir tal efeito, conforme a equação 24:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{EVAP}}{\dot{W}_{CBT,comp} + \dot{W}_{CAT,comp}}$$
(19)

Para cálculo da área dos trocadores foi usada a equação (20) conforme BEJAN E KRAUS (2003):

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{ml} \tag{20}$$

Onde \dot{Q} representa o valor do calor absorvido ou rejeitado no equipamento em kW, U representa o coeficiente global de transferência de calor no equipamento dado em $\frac{kW}{m^2 K}$, A representa a área total da superfície de troca de calor em m² e ΔT_{ml} representa a diferença da média logarítmica de temperatura entre os fluidos em K, e pode ser calculada conforme a equação (21) segundo BEJAN E KRAUS (2003):

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{q,ent} - T_{f,sai}) - (T_{q,sai} - T_{f,ent})}{\ln\left(\frac{T_{q,ent} - T_{f,sai}}{T_{q,sai} - T_{f,ent}}\right)}$$
(21)

A equação (21) está detalhada no Apêndice A para os trocadores de calor do SRCCV.

3.1.2 Modelo exergético do SRCCV

Para a análise exergética do SRCCV em estudo, foi calculada a exergia destruída para cada equipamento com base na equação de Gouy-Stodola JAIN *et al.* (2014)

$$\dot{E}x_{D} = T_{o}S_{ger}$$
(22)

Onde $\dot{E}x_{D}$ representa a exergia destruída em kW, T_{o} a temperatura ambiente em K e \dot{S}_{ger} a taxa de geração de entropia em kW/K.

Aplicando o balanço de entropia em componente do SRCCV obtém-se a geração de entropia e consequentemente a exergia destruída. Os resultados são apresentados na tabela 2 e os índices numéricos referem-se a (Figura 6).

Componente	Ś _{ger}	Ėx _D
Evaporador	$\dot{m}_4(s_1 - s_4) + \dot{m}_{11}(s_{12} - s_{11})$	$T_o \dot{S}_{ger,EVAP}$
Compressor de Baixa Temperatura	$\dot{m}_{1}(s_{2}-s_{1})$	$T_o \dot{S}_{ger,CBT}$
Válvula de Expansão de Baixa Temperatura	$\dot{m}_{3}(s_{4}-s_{3})$	$T_{o} \dot{S}_{ger,VEBT}$
Trocador Cascata	$\dot{m}_2(s_3 - s_2) + \dot{m}_8(s_5 - s_8)$	$T_o \dot{S}_{ger,TCC}$
Condensador	$\dot{m}_6(s_7 - s_6) + \dot{m}_9(s_{10} - s_9)$	$T_o \dot{S}_{ger,COND}$
Compressor de Alta Temperatura	$\dot{m}_5(s_6-s_5)$	$T_o \dot{S}_{ger,CBT}$
Válvula de Expansão de Alta Temperatura	$\dot{m}_{5}(s_{8}-s_{7})$	$T_{o} \dot{S}_{ger,VEAT}$

Tabela 2 – Geração de entropia e destruição de exergia no SRCCV

Fonte: O autor

A exergia total fornecida ao sistema é dado por ÇENGEL E BOLES (2015):

$$\dot{E}x_{SRCCV,fornecida} = \begin{vmatrix} \dot{W}_{CBT} + \dot{W}_{CAT} \end{vmatrix}$$
(23)

A exergia destruída ($Ex_{D,SRCCV}$) e a eficiência exergética do SRCCV podem ser calculadas pelas equações (24) e (25):

$$\sum_{i=1}^{n} \dot{E} \mathbf{x}_{D,k}$$

(24)

41

Onde,

$\forall k \in Equipamentos \cap \{Evap, Cond, CBT, CAT, VEBT, VEAT, TCC\}$

$$\eta_{II,SRCCV} = 1 - \frac{Ex_{D,SRCCV}}{Ex_{SRCCV,formecida}}$$
(25)

3.1.3 Modelo econômico do SRCCV

No modelo econômico descrito neste trabalho, adotou-se as funções custos de aquisição dos equipamentos presentes em REZAYAN E BEHBAHANINIA (2011), descritos nas equações (26) a (30), os custos de aquisição das válvulas de expansão foram negligenciados. Com os valores do custo de aquisição de cada equipamento do SRCCV, obteve-se de acordo com a equação (34), a função custo de aquisição total do SRCCV, que será uma das funções a serem otimizadas neste trabalho.

• Compressor de Baixa Temperatura:

$$C_{CBT} = \frac{573 \,\dot{m}_3}{0,8996 - \eta_{s,CBT}} \,R_{P,CBT} \ln(R_{P,CBT})$$
(26)

• Compressor de Alta Temperatura:

$$C_{CAT} = \frac{573 \,\dot{m}_5}{0,8996 - \eta_{s,CAT}} \,R_{P,CAT} \,\ln(R_{P,CAT})$$
(27)

• Condensador:

 $C_{COND} = 516,621 A_{COND} + 268,45$ (28)

• Evaporador:

 $C_{EVAP} = 516,621 A_{EVAP} + 268,45$ ⁽²⁹⁾

Trocador Cascata:

$$C_{TCC} = 516,621 A_{TCC} + 268,45 \tag{30}$$

Os custos relacionados às emissões de CO₂ foram calculados segundo AMINYAVARI *et al.* (2014):

$$C_{AMB} = m_{CO2}C_{CO2} \tag{31}$$

Onde C_{CO2} é o custo unitário pela emissão de CO₂ em \$/ton CO₂ e m_{CO2} é a quantidade de CO₂ emitida em ton.

$$m_{\rm CO2} = \lambda W_{\rm T} t_{\rm op} \tag{32}$$

Na qual λ é o fator de conversão de emissão de eletricidade, t_{op} é o tempo de operação anual do sistema em horas e \dot{W}_{τ} é o trabalho total dos equipamentos do SRCCV.

$$\dot{W}_{T} = \dot{W}_{CBT} + \dot{W}_{CAT} \tag{33}$$

Custo Total:

$$C_{SRCCV} = [C_{EVAP} + C_{CBT} + C_{TCC} + C_{COND} + C_{CAT}] (FRC * FM) + H[C_{el} \dot{W}_{T}] + C_{AMB}$$
(34)

Segundo AMINYAVARI *et al.* (2014) o fator de recuperação de capital FRC pode ser expresso pela equação (35), FM corresponde ao fator de manutenção, H representa o período de operação anual do sistema, C_{el} corresponde ao custo unitário da eletricidade durante o horário de funcionamento do sistema em kWh..

$$FRC = \frac{i(1+i)^{n}}{(1+i)^{n} - 1}$$
(35)

Onde i corresponde a taxa de juros e n ao período de vida útil estimado do equipamento.

3.2 Sistema Integrado de Refrigeração por Absorção e Compressão de Vapor (SIRACV)

Nos próximos tópicos foram detalhados os modelos energético exergético, econômico e ambiental para o SIRACV. Os procedimentos adotados para o cálculo dos coeficientes de convecção interno e externo dos trocadores de calor usados no cálculo das áreas são apresentados no Apêndice.

3.2.1 Modelo energético do SIRACV

O modelo teórico do SIRACV apresentado neste trabalho foi descrito por JAIN *et al.* (2016) e pode ser visto na figura 7, os índices numéricos para explicação do funcionamento do ciclo serão conforme representado na figura. O SIRACV é composto por um ciclo de absorção integrado em cascata a um ciclo de compressão de vapor. Um trocador de calor em cascata (TCC) faz a conexão dos ciclos funcionando como evaporador para o ciclo de absorção e como condensador para o ciclo de compressão de vapor.



Figura 7 – Sistema Integrado de Refrigeração por Absorção e Compressão de Vapor

Fonte: O autor

O ciclo de absorção possui um absorvedor (ABS), uma bomba (B), uma válvula de expansão da solução (VES), um trocador de calor da solução (TCS), um gerador (GER), um condensador (COND), e uma válvula redutora de pressãoo (VRP). O ciclo de compressão de vapor possui um compressor de baixa temperatura (CBT), uma válvula de expansão (VEBT), um evaporador (EVAP).

Neste ciclo, a concentração da mistura é inversamente proporcional à temperatura. No absorvedor a mistura chamada mistura forte devido a maior concentração de água em relação a LiBr (se comparado ao gerador), é bombeada até o gerador, onde calor é fornecido a ela para retirada da água da solução. A solução

fraca de água e LiBr ao sair do gerador tem sua pressão reduzida para a pressão de trabalho do absorvedor por uma válvula de expansão da solução (VES) e após isso entra no absorvedor. Para aumentar a temperatura da fase líquida da solução (6) e diminuir a temperatura do vapor (9), um trocador de calor da solução (TCS) é instalado para troca de calor entre as correntes forte e fraca. O refrigerante (água) no estado de vapor vai até o condensador (COND) onde é condensado e deixa o equipamento no estado de líquido saturado (2). Em seguida a água passa na válvula de expansão (VE) e tem sua pressão reduzida à pressão de trabalho do trocador de calor em cascata (TCC), onde é evaporada e conduzida para o absorvedor (ABS), nesse equipamento o vapor se mistura a solução e é absorvido.

Para confecção do modelo foram adotadas as seguintes premissas:

- a) Variações de energia cinética, potencial, nuclear, magnética e química desprezadas;
- b) Regime permanente;
- c) Perda de carga nas tubulações desprezadas;
- d) Líquido saturado na saída do condensador;
- e) Vapor saturado na saída do evaporador;
- f) Vapor saturado na saída do trocador de calor em cascata na parte de absorção
- g) Dispositivos de expansão isoentálpicos;
- h) Perda de calor desprezível nos compressores;
- i) As soluções forte e fraca de LiBr-H₂O que saem do absorverdor e gerador estão saturadas e em equilíbrio nas dadas pressões e temperaturas;

Para o desenvolvimento do modelo foram aplicadas as equações dos balanços de massa e de energia, representadas respectivamente pelas equações (36), (37) e (38) ÇENGEL E BOLES (2015):

$$\frac{dm}{dt} = \frac{\partial}{\partial t} \int \rho d\nabla + \int \rho V dA \tag{36}$$

$$\sum x_e \dot{m}_e = \sum x_s \dot{m}_s \tag{37}$$

$$\frac{dE}{dt} = Q - W + \sum m_e (h_e + \frac{V_e^2}{2} + gZ_e) - \sum m_s (h_s + \frac{V_s^2}{2} + gZ_s)$$
(38)

Na equação (37) x_s e x_e correspondem a concentração em massa de água na solução de LiBr-H₂O de saída e entrada, respectivamente.

Simplificando a equação do balanço de massa, equações (36) e (37) para todo o sistema chega-se as equações (39) a (47), onde os índices de 1 a 14 representam os estados termodinâmicos (figura 7).

$$m_i = m_{i+1}$$
 (39)

onde, i=1,2,3 para o ciclo de baixa temperatura e i=12,13 para o ciclo de alta temperatura.

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 - \dot{m}_{11} \tag{40}$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 \tag{41}$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \tag{42}$$

$$\dot{m}_{9} = \dot{m}_{10}$$
 (43)

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11}$$
 (44)

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_8 - \dot{m}_9 \tag{45}$$

$$x_{9}\dot{m}_{11} = x_{6}\dot{m}_{6} \tag{46}$$

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_5$$
 (47)

Simplificando a equação do balanço de energia (equação (38)) para todo o SIRACV, obtém-se as seguintes equações para cada componente:

• Evaporador:

$$\dot{Q}_{EVAP} = \dot{m}_2(h_3 - h_2)$$
 (48)

$$\dot{Q}_{EVAP} = \dot{m}_{21}(h_{22} - h_{21}) \tag{49}$$

Onde \dot{Q}_{EVAP} representa a carga térmica do espaço refrigerado.

• Compressor de Baixa Temperatura:

$$\dot{W}_{CBT} = \dot{m}_2 (h_4 - h_3)$$
 (50)

$$\eta_{S,CBT} = \frac{(h_{4S} - h_3)}{(h_4 - h_3)} \tag{51}$$

$$\eta_{S,CBT} = 0,85 - 0,046667 R_{P,CBT}$$
(52)

Onde \dot{W}_{CBT} representa o trabalho exercido pelo compressor de baixa temperatura, h_{4S} representa a entalpia para o processo insoentrópico, $\eta_{S,CBT}$ representa a eficiência isoentrópica do compressor de baixa temperatura segundo SAYYAADI E NEJATOLAHI (2011). $R_{P,CBT}$ representa a razão de compressão do compressor. Através do resultado obtido na equação (52) encontra-se o valor de h₄ da na equação (52).

• Válvula de Expansão de Baixa Temperatura:

$$h_1 = h_2 \tag{53}$$

Trocador Cascata:

$$\dot{m}_{\rm I}(h_{\rm I}-h_{\rm A}) = \dot{m}_{\rm 5}(h_{\rm 5}-h_{\rm IA}) \tag{54}$$

Condensador:

$$\dot{Q}_{COND} = \dot{m}_{12}(h_{13} - h_{12}) \tag{55}$$

$$\dot{Q}_{COND} = \dot{m}_{15}(h_{16} - h_{15}) \tag{56}$$

Onde \dot{Q}_{COND} representa o calor rejeitado no condensador para o ambiente.

Absorvedor:

$$m_5 h_5 + m_{11} h_{11} = m_6 h_6 + \dot{Q}_{ABS}$$
(57)

$$\dot{Q}_{ABS} = \dot{m}_{19} \left(h_{20} - h_{21} \right) \tag{58}$$

Onde $\dot{Q}_{_{ABS}}$ representa o calor rejeitado no absorvedor.

Bomba

$$\dot{W}_{B} = \frac{\dot{m}_{6}(P_{12} - P_{5})}{\rho_{S}\eta_{B}}$$
(59)

Onde \dot{W}_{B} representa o trabalho realizado pela bomba, P representa a pressão, ρ_{S} a massa específica da solução e η_{B} a eficiência isoentrópica da bomba.

Trocador de Calor da Solução

$$\dot{m}_{9}h_{9} - \dot{m}_{10}h_{10} = \dot{m}_{8}h_{8} - \dot{m}_{7}h_{7} \tag{60}$$

$$\varepsilon_{TCS} = \frac{T_9 - T_{10}}{T_9 - T_7} \tag{61}$$

Onde *E* representa a efetividade do trocador da solução e T representa a temperatura.

• Gerador

$$\dot{m}_{12}h_{12} + \dot{m}_{9}h_{9} = \dot{m}_{8}h_{8} + \dot{Q}_{GER}$$
(62)

$$\dot{Q}_{GER} = \dot{m}_{17} \left(h_{17} - h_{18} \right)$$
 (63)

Onde $\dot{Q}_{_{\!G\!E\!R}}$ representa o calor fornecido no gerador.

• Válvula de expansão da solução

$$h_{10} = h_{11}$$
 (64)

• Válvula de Expansão de Alta Temperatura:

$$h_{13} = h_{14}$$
 (65)

O coeficiente de desempenho (COP) para o SIRACV e seus dois subsistemas SRCV e SRA são calculados, segundo JAIN *et al.* (2015b) pelas seguintes equações:

$$COP_{SRCV} = \frac{Q_{evap}}{\dot{W}_{comp}}$$
(66)

$$COP_{SRA} = \frac{\dot{Q}_{TCC}}{\dot{Q}_{ger} + W_{P}}$$
(67)

$$COP_{SIRACV} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{comp} + \dot{Q}_{ger} + W_P}$$
(68)

Para cálculo da área dos trocadores foram utilizadas as equações (20) e (21) conforme BEJAN E KRAUS (2003).

3.2.2 Modelo exergético do SIRACV

Para a análise exergética do SIRCAV em estudo, o conceito de temperatura efetiva foi usado na equação de Gouy-Stodola JAIN *et al.* (2014).

$$\dot{E}x_{D} = T_{o}S_{ger}$$
(69)

Onde $\dot{E}x_D$ representa a exergia destruída em kW, T_o a temperatura do estado ambiente em K e \dot{S}_{ger} a taxa de geração de entropia em kW/K.

Aplicando o balanço de entropia em componente do SRCCV obtém-se a geração de entropia e consequentemente a exergia destruída. Os resultados são apresentados na tabela 3 e os índices numéricos referem-se a figura 7:

Componente	S _{ger}	Ėx _D
Evaporador	$\dot{m}_2(s_3 - s_2) + \dot{m}_{21}(s_{22} - s_{21})$	T _o Ś _{ger,EVAP}
Compressor de Baixa Temperatura	$\dot{m}_{3}(s_{4}-s_{3})$	$T_o \dot{S}_{ger,CBT}$
Válvula de Expansão de Baixa Temperatura	$\dot{m}_1(s_2 - s_1)$	Τ _ο Ŝ _{ger,VEBT}
Trocador Cascata	$\dot{m}_4(s_1 - s_4) + \dot{m}_{14}(s_5 - s_{14})$	$T_o \dot{S}_{ger,TCC}$
Condensador	$\dot{m}_{12}(s_{13} - s_{12}) + \dot{m}_{15}(s_{16} - s_{15})$	T _o Ś _{ger,COND}
Válvula de Expansão de Alta Temperatura	$\dot{m}_5(s_{14}-s_{13})$	T _o Ś _{ger,VEAT}
Absorvedor	$\dot{m}_{\rm B}s_{\rm B}-\dot{m}_{\rm 5}s_{\rm 5}-\dot{m}_{\rm 11}s_{\rm 11}+\dot{m}_{\rm 19}\left(s_{\rm 20}-s_{\rm 19}\right)$	T _o Ś _{ger,ABS}
Bomba	$\dot{m}_{6}(s_{7}-s_{6})$	T _o Ś _{ger,B}
Trocador de Calor da Solução	$\dot{m}_7 (s_8 - s_7) + \dot{m}_9 (s_{10} - s_9)$	T₀ ṡ _{ger,TCS}
Gerador	$\dot{m}_{12}s_{12} + \dot{m}_{9}s_{9} - \dot{m}_{8}s_{8} + \dot{m}_{17}\left(s_{18} - s_{17}\right)$	T _o Ġ _{ger.GER}
Válvula Redutora de Pressão	$\dot{m}_{10}(s_{11}-s_{10})$	T _o Ś _{ger,VRP}
Válvula de Expansão de Solução	$\dot{m}_{13}(s_{14}-s_{13})$	$T_o \dot{S}_{ger,VES}$

Tabela 3 – Geração de entropia e destruição de exergia no SIRACV

Fonte: O autor

A exergia total fornecida ao sistema é dado por:

$$\dot{E}x_{SIRACV, formecida} = \left| \dot{W}_{CBT} + \dot{W}_{P} + \left(1 - \frac{T_{o}}{T_{mt,GER}} \right) \dot{Q}_{GER} \right|$$
(70)

A temperatura média termodinâmica do gerador é dada por:

$$T_{mt,GER} = \frac{h_{18} - h_{17}}{s_{18} - s_{17}}$$
(71)

A exergia destruída ($Ex_{D,SIRACV}$) e a eficiência exergética do SIRACV podem ser calculadas pelas equações (72) e (73):

$$\sum_{i=1}^{n} \dot{E} \mathbf{x}_{D,k}$$
(72)

Onde,

 $\forall k \in Equipamentos \cap \{Evap, Cond, Abs, Ger, CBT, VEBT, TCC, VEAT, TCS, VRP, VES, B\}$

$$\eta_{II,SIRACV} = 1 - \frac{Ex_{D,SIRACV}}{Ex_{SIRACV,formecida}}$$
(73)

3.2.3 Modelo econômico do SIRACV

No modelo econômico descrito neste trabalho, adotou-se as funções custos de aquisição dos equipamentos presentes em JAIN *et al.* (2016), descritos nas equações (74) a (80), os custos de aquisição das válvulas de expansão, da bomba, dos fluidos refrigerantes, tubulações e conexões foram negligenciados. Com os valores do custo de aquisição de cada equipamento do SIRACV, obteve-se de acordo com a equação (84), a função custo de aquisição total do SIRACV, que será uma das funções a serem otimizadas neste trabalho.

Os custos de aquisição do evaporador, condensador, trocador de calor cascata, gerador, absorvedor e trocador de calor da solução segundo KIZILKAN *et al.* (2007) são apresentadas nas Eqs. (74) a (80), onde C representa o custo do equipamento e A área do mesmo.

• Evaporador:

$C_{EVAP} = 516,621 A_{EVAP} + 268,45$	(74)

• Condensador:

 $C_{COND} = 516,621 A_{COND} + 268,45 \tag{75}$

Trocador Cascata:

 $C_{TCC} = 516,621 A_{TCC} + 268,45 \tag{76}$

• Gerador:

$$C_{GER} = 516,621A_{GER} + 268,45 \tag{77}$$

• Absorvedor:

$$C_{ABS} = 516,621 A_{ABS} + 268,45 \tag{78}$$

• Trocador Solução:

$$C_{\rm TCS} = 516,621 \,A_{\rm TCS} + 268,45 \tag{79}$$

O custo do compressor foi determinado segundo SAYYAADI E NEJATOLAHI (2011):

$$C_{CBT} = \frac{573 \,\dot{m}_3}{0,8996 - \eta_{s,CBT}} \,R_{P,CBT} \ln(R_{P,CBT}) \tag{80}$$

Os custos relacionados às emissões de CO₂ foram calculados segundo AMINYAVARI *et al.* (2014):

$$C_{AMB} = m_{CO2}C_{CO2} \tag{81}$$

Onde C_{CO2} é o custo unitário pela emissão de CO₂ em \$/ton CO₂ e m_{CO2} é a quantidade de CO₂ emitida em ton.

$$m_{\rm CO2} = \lambda W_T t_{\rm op} \tag{82}$$

Na qual λ é o fator de conversão de emissão de eletricidade, t_{op} é o tempo de operação anual do sistema em horas e \dot{W}_{τ} é o trabalho total dos equipamentos do SIRACV.

$$\dot{W}_{T} = \dot{W}_{CBT} + \dot{W}_{B} \tag{83}$$

Custo Total do SIRACV:

$$C_{SIRACV} = [C_{EVAP} + C_{CBT} + C_{TCC} + C_{COND} + C_{ABS} + C_{TCS} + C_{GER} + C_{VRP} + C_{VES}] (FRC \cdot FM) + H[C_{el} \dot{W}_{T} + C_{e} \dot{Q}_{GER}] + C_{AMB}$$
(84)

Na equação (84) o primeiro termo é relacionado a custos de manutenção e investimento ($C_{INV,MAN}$), o termo seguinte da equação representa o custo total anual de operação (C_{OP}) do SIRACV que inclui os custos de eletricidade (C_{el}) e combustível utilizado no aquecimento do gerador (C_e) para funcionamento do sistema. O último termo se relaciona aos custos de emissão de CO_2 (C_{AMB}).

4. METODOLOGIA

Este capítulo tem a finalidade de descrever os procedimentos, parâmetros e condições adotadas no modelo matemático do Sistema Integrado de Refrigeração por Absorção e Compressão de Vapor (SIRACV) e no Sistema de Refrigeração em Cascata Compressão de Vapor (SRCCV), assim como descrever o método de otimização. Os parâmetros termodinâmicos de entrada foram definidos segundo SHARMA *et al.* (2014) conforme Tabela 4 e as equações (85) a (87).

Parâmetro Termodinâmico	Valor		
Capacidade Frigorífica [\dot{Q}_{EVAP}]	65,0 kW		
Temperatura Ambiente [T _{AMB}]	25,0 °C		
Temperatura de Saída do Fluido Refrigerante no Evaporador [T _{SFRE}]	-35,0 °C		
Temperatura de Evaporação do Trocador Cascata [T _{ETCC}]	10,0 °C		
Diferença de Temperatura do Trocador Cascata [ΔT_{TCC}]	3,3 °C		
Fonte: O autor			

Tabela 4 – Características termodinâmicas do caso base

A Temperatura de Condensação é dada pela equação (85):

$$T_{\rm COND} = T_{\rm AMB} + 10^{\circ} \rm C \tag{85}$$

A Temperatura de Evaporação é dada pela equação (86):

$$T_{EVAP} = T_{SFRE} - 10^{\circ}C \tag{86}$$

A Temperatura de Condensação do Trocador Cascata é dada pela equação (87):

$$T_{CTCC} = T_{ETCC} + \Delta T_{TCC}$$
(87)

Com relação aos parâmetros econômicos de entrada, foram definidos segundo JAIN *et al.* (2016) conforme Tabela 5. Os parâmetros adotados para o cálculo das áreas dos trocadores de calor usados nas funções de custo são apresentados no Apêndice A.

Parâmetro de Custo	Valor
Fator de Custo de Manutenção [FC]	1,06
Custo de Eletricidade [C _{el}]	0,075 \$/kWh
Custo de Combustível [Ce]	0,03785 \$/kWh
Período de Operação Anual [H]	5000 h
Vida Útil do Sistema [n]	10 Anos
Taxa de Juros Anual [i]	15%
Custo Unitário de Emissão de CO2 [CC02]	90 \$/ton CO2
Fator de Conversão de Eletricidade [λ]	0,968 kg/kWh

Tabela 5 – Características de custo do caso base

Fonte: O autor

4.1 Sistema de Refrigeração em Cascata por Compressão de Vapor (SRCCV)

Com relação ao SRCCV, tem-se de acordo com a Figura 6 a definição dos estados termodinâmicos e suas propriedades são definidas usando-se o programa EES conforme descrito a seguir:

- O estado 1, saída do evaporador, tem sua temperatura definida como a temperatura de evaporação do CO₂ e seu estado como vapor saturado.
- O estado 2, saída do compressor de baixa temperatura, tem sua pressão definida como a pressão no trocador em cascata do CO₂ e a entalpia definida através das expressões (9) e (10).
- O estado 3, saída do CO₂ do trocador em cascata, tem sua temperatura definida como a temperatura de condensação do CO₂ e seu estado como líquido saturado.
- O estado 4, saída da válvula de expansão de baixa temperatura, tem sua pressão definida como a pressão no evaporador e é considerada isoentálpica.
- O estado 5, saída do NH₃ do trocador de calor, tem sua temperatura definida e seu estado é vapor saturado.
- O estado 6, saída do compressor de alta temperatura, tem sua pressão definida como a pressão no condensador e a entalpia definida através das expressões (16) e (17).
- O estado 7, saída do condensador, tem sua temperatura definida como a temperatura de condensação do NH₃ e seu estado como líquido saturado.
- O estado 8, saída da válvula de expansão de alta temperatura, tem sua pressão definida como a pressão de entrada do NH₃ no trocador em cascata e é considerada isoentálpica.

4.2 Sistema Integrado de Refrigeração por Absorção e Compressão de Vapor (SIRACV)

Com relação ao SIRACV, tem-se os parâmetros de entrada da parte de absorção definidos conforme JAIN *et al.* (2016) na tabela 6:

Parâmetro Termodinâmico	Valor	
Temperatura do Gerador [T _{GER}]	85,0 °C	
Temperatura do Absorvedor [T _{ABS}]	40,0 °C	
Efetividade do Trocador de Calor da Solução [ε _{τCS}]	0,6	
Eficiência Elétrica da Bomba [η _Β]	0,9	
Fonte: O autor		

Tabela 6 –	Características	termodinâmicas	da	parte de	absor	ção
						5

De acordo com a Figura 7, a definição dos estados termodinâmicos do SIRACV e suas propriedades são definidas usando-se o programa EES conforme descrito a seguir:

- O estado 1, saída do CO₂ do trocador em cascata, tem sua temperatura definida como a temperatura de condensação do CO₂ e seu estado como líquido saturado.
- O estado 2, saída da válvula de expansão de baixa temperatura, tem sua pressão definida como a pressão no evaporador e é considerada isoentálpica.
- O estado 3, saída do evaporador, tem sua temperatura definida como a temperatura de evaporação do CO₂ e seu estado como vapor saturado.
- O estado 4, saída do compressor de baixa temperatura, tem sua pressão definida como a pressão no trocador em cascata do CO₂ e a entalpia definida através das expressões (51) e (52).
- O estado 5, saída da água do trocador de calor, tem sua temperatura definida e o seu o estado é vapor saturado.
- O estado 6, saída do absorvedor, tem sua temperatura definida como a temperatura do absorvedor e a pressão igual a pressão de saída do trocador de calor cascata.
- O estado 7, saída da bomba, tem sua pressão definida como a pressão do condensador e a entalpia definida pela equação (59), a concentração da solução é igual a concentração de entrada na bomba.

- O estado 8, entrada no gerador, tem sua pressão definida como a pressão do condensador e a entalpia definida pela equação (60), a concentração da solução é igual a concentração de entrada na bomba.
- O estado 9, saída do gerador, tem sua temperatura definida como a temperatura do gerador e a pressão igual a pressão do condensador.
- O estado 10, entrada na válvula de expansão da solução, tem sua pressão definida como a pressão do condensador, a temperatura calculada pela equação (61) e a concentração da solução é igual a concentração de entrada no trocador de calor da solução.
- O estado 11, saída da válvula de expansão da solução, tem sua entalpia definida como a entalpia da entrada da válvula de expansão da solução, a temperatura calculada pela equação (61) e a concentração da solução é igual a concentração de entrada no trocador de calor da solução.
- O estado 12, entrada no condensador tem sua temperatura definida como a temperatura do gerador e seu estado como líquido saturado.
- O estado 13, saída do condensador, tem sua temperatura definida como a temperatura de condensação da água e seu estado como líquido saturado.
- O estado 14, saída da válvula de expansão de alta temperatura, tem sua pressão definida como a pressão de entrada da água no trocador em cascata e é considerada isoentálpica.

4.3 Otimização

Os casos base objetos de estudo da otimização multiobjetiva deste trabalho são os SIRCCV e SIRACV descritos anteriormente com as variáveis de entrada definidas neste capítulo.

Na otimização as funções objetivo e as variáveis de decisão são os principais elementos de um estudo de otimização termoeconômico JAIN *et al.* (2016).

As duas funções objetivo a serem otimizadas, ambas sendo minimizadas, são a exergia destruída: equação (24) para o SRCCV e equação (72) para o SIRACV; e o custo anual total do produto, equação (34) para o SRCCV e equação (84) para o SIRACV. Já as variáveis de decisão são aquelas que irão maximizar ou minimizar as funções objetivo, conforme a tabela 7, para o SRCCV e tabela 8 para o SIRACV.

Na otimização multiobjetiva, há um conjunto de soluções denominadas Paretoótimas, cuja busca é o objetivo nesse tipo de otimização. Define-se que um vetor z é Pareto-ótimo se não existe um outro vetor viável z^* que possa melhorar algum objetivo, sem causar uma piora em pelo menos um 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 PANTUZA (2011).

Parâmetro Termodinâmico	Valor		
Temperatura de Evaporação [T _{EVAP}]	-45,0 a -32,0 °C		
Temperatura de Condensação [T _{COND}]	36,0 a 45,0 °C		
Diferença de Temperatura do Trocador Cascata [ΔT_{TCC}]	3,0 a 12,0 °C		
Temperatura de Evaporação do Trocador Cascata [T _{ETCC}]	-15,0 a 5,0 °C		
Fonte: O autor			

Tabela 7 – Faixa das variáveis de decisão – SRCCV

Tabela 8 – Faixa das variáveis de decisão – SIRACV

Parâmetro Termodinâmico	Valor		
Temperatura de Evaporação [T _{EVAP}]	-45,0 a -32,0 °C		
Temperatura de Condensação [T _{COND}]	36,0 a 45,0 °C		
Diferença de Temperatura do Trocador Cascata [ΔT_{TCC}]	3,0 a 6,0 °C		
Temperatura de Evaporação do Trocador Cascata [T _{ETCC}]	5,0 a 15,0 °C		
Temperatura do Gerador [T _{GER}]	81,0 a 89,0 °C		
Temperatura do Absorvedor [T _{ABS}]	36,0 a 45,0 °C		
Efetividade do Trocador de Calor da Solução [ϵ_{TCS}]	60 - 80 %		
Fonte: O autor			

O método de otimização utilizado no presente trabalho é o 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 (88) DEB (2001):

minimizar:
$$f(x) = \sum_{i=1}^{R} w_i f_i(x)$$

sujeito a: $x \in z^*$
(88)
sendo: $0 \le w_i \le 1$; $\sum w_i = 1$

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

Foi utilizado para a simulação do SIRACV 21 valores de w_i tendo seu valor mínimo igual a 0 e um incremento de 0,05 até o valor de 1. Já para o SRCCV foram utilizados 101 valores w_i tendo seu valor mínimo igual a 0 e um incremento de 0,01 até

o valor de 1, visto a necessidade de um maior número de resultados, já que com 21 pontos houve uma área significativa do gráfico em que não foram encontradas soluções pelo programa *EES*.

Para se alcançar as soluções Pareto-ótimas, este problema deve ser resolvido iterativamente, e para tal operação foi usado o programa *EES*. Neste caso, deve-se considerar diferentes valores de pesos definidos pelo projetista de acordo com a importância dos objetivos. Para que os pesos w_i reflitam aproximadamente a importância dos objetivos, deve-se 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).

As funções normalizadas são descritas através das equações (89) e (90).

$$C_{\tau}^{*} = \frac{C_{\tau} - C_{\tau,min}}{C_{\tau,max} - C_{\tau,min}}$$
(89)

Onde C_{T} representa o Custo total anual, $C_{T,máx}$ e $C_{T,min}$ representam os valores máximo e mínimo do Custo nas soluções Pareto-ótimas encontradas.

$$\dot{E}x^{*}{}_{D} = \frac{\dot{E}x_{D} - \dot{E}x_{D,min}}{\dot{E}x_{D,mix} - \dot{E}x_{D,min}}$$
(90)

Onde Ex_{D}^{*} representa a exergia destruída total, $Ex_{D,máx}$ e $Ex_{D,min}$ representam os valores máximo e mínimo da exergia destruída total nas soluções Pareto-ótimas encontradas.

Dessa forma, os valores normalizados para o custo total e para exergia destruída total variam de 0 a 1. Assim, pelo método das soma ponderada dos objetivos, tem-se,

minimizar:
$$f(x) = w C_{\tau}^* + (1 - w) \dot{E} x_{D,\tau}^*$$
 (91)

onde $0 \le w \le 1$;

Para a otimização de f(x) foi utilizado à plataforma do EES, em que o método empregado é dos algoritmos genéticos, considerando-se uma população de 200 indivíduos, 55 gerações e uma probabilidade de mutação de 0,01. Dessa forma variando-se o peso w de 0 até 1, obtém-se assim a fronteira de Pareto.

No caso da otimização multiobjetiva, o processo de escolha dentre as soluções Pareto-ótimas envolve a definição de um ponto de equilíbrio, também chamado de ponto ideal. Neste ponto ambas as funções C_{τ} e $\dot{E}x_{D}$ possuem seus valores mínimos, tal ponto têm suas coordenadas definidas quando as funções C_{τ}^{*} e $\dot{E}x_{D}^{*}$ se igualam a zero. Tal condição na prática não existe então o ponto ideal é inalcançável. Então para se alcançar uma solução real dos mínimos valores das funções descritas de forma simultânea deve-se determinar qual a menor distância do ponto ideal à curva que define as soluções Pareto-ótimas JAIN *et al.* (2016). Essa distância é medida através da equação:

$$DIST = \sqrt{\left(C_{T}^{*}\right)^{2} + \left(\dot{E}x_{D,T}^{*}\right)^{2}}$$
(92)

5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo estão apresentados e discutidos os resultados obtidos pela análise comparativa do modelo matemático, com base nos artigos de referência, posteriormente foram apresentados os resultados para o caso apresentado no capítulo anterior SHARMA *et al.* (2014), para o SRCCV e SIRACV. Finalmente foi apresentado os resultados da otimização para ambos os modelos.

5.1 Análise Comparativa do Modelo

Para comparação e análise da parte termodinâmica (análise energética e exergética) foi feita a comparação do modelo matemático do SRCCV desenvolvido no programa EES com os resultados obtidos por REZAYAN E BEHBAHANINIA (2011). Já a comparação para o cálculo das áreas dos trocadores de calor foi feita com base no programa desenvolvido no EES e os resultados obtidos por JAIN *et al.* (2016).

5.1.1 Análise Comparativa do SRCCV

Para investigar o modelo do SRCCV implementado neste trabalho foram comparados os parâmetros: $\dot{W}_{CBT,comp}$, $\dot{W}_{CAT,comp}$, $\dot{E}x_{D,COND}$, $\dot{E}x_{D,TCC}$, $\dot{E}x_{D,EVAP}$, $\dot{E}x_{D,CAT}$, $\dot{E}x_{D,CBT}$, $\dot{E}x_{D,VEAT}$, $\dot{E}x_{D,VEBT}$, $\dot{E}x_{D,SRCCV}$. Os dados de entrada foram retirados do modelo otimizado REZAYAN E BEHBAHANINIA (2011) e estão representados na Tabela 9.

Parâmetro Termodinâmico	Valor		
Capacidade Frigorífica [Q _{EVAP}]	40,0 kW		
Temperatura de Condensação NH ₃ [T _{COND}]	56,3 °C		
Temperatura de Evaporação do CO ₂ [T _{EVAP}]	- 56,0 °C		
Temperatura de Condensação do CO ₂ [T _{COND,SRCV}]	- 8,1 °C		
Diferença de Temperatura do Trocador Cascata [ΔT _{TCC}]	3,3 °C		
Temperatura Ambiente [T _{AMB}]	25,0 °C		
Temperatura do Espaço Refrigerado [T _{ER}]	- 45,0 °C		
Eficiência Mecânica e Elétrica do Compressor [η _m η _e]	0,9		
Fonte: O autor			

A comparação entre os dois modelos resultou nos dados apresentados na Tabela 10.

Parâmetro Termodinâmico	REZAYAN E BEHBAHANINIA (2011)	Modelo EES	Variação
	[kW]	[kW]	[%]
Trabalho do Compressor de Baixa Temperatura [W _{CBT,COMP}]	24,1	24,1	0,1
Trabalho do Compressor de Alta Temperatura [W _{CAT.COMP}]	35,4	34,4	-2,7
Exergia Destruída no Condensador [Ex _{D.COND}]	16,7	13,6	-17,8
Exergia Destruída no Trocador de Calor Cascata [Ex _{D.TCC}]	5,1	5,1	0,1
Exergia Destruída no Evaporador [Ex _{D,EVAP}]	3,2	2,6	-10,9
Exergia Destruída no Compressor de Alta Temperatura [Ex _{D, CAT,COMP}]	9,1	9,7	0,5
Exergia Destruída no Compressor de Baixa Temperatura [Ex _{D, CBT,COMP}]	10,3	10,3	0,3
Exergia Destruída na Vávula de Expansão de Alta Temperatura [Ex _{D, VEAT}]	2,9	2,9	0,1
Exergia Destruída na Vávula de Expansão de Baixa Temperatura [Ex _{D. VEBT}]	2,6	2,6	0,0
Exergia Destruída no SRCCV [Ex _{D,SRCCV}]	49,7	46,6	-6,5

Tabela 10 – Comparativo dos resultados do SRCCV

Fonte: O autor

Percebe-se que a variação percentual]foi menor que 5% em todos os parâmetros com exceção da $\dot{E}x_{D,COND}$, $\dot{E}x_{D,EVAP}$ e $\dot{E}x_{D,SRCCV}$. Para estes parâmetros a explicação se deve com base na seguinte premissa: para cálculo da $\dot{E}x_{D,COND}$ e $\dot{E}x_{D,EVAP}$ REZAYAN E BEHBAHANINIA (2011) consideraram o condensador e o evaporador como tubo aletado, cuja refrigeração é realizada pelo ar que é insuflado por um ventilador. No escopo do presente trabalho os trocadores serão modelados como refrigerados a água.

Portanto essa potência consumida para o insuflamento do ar foi negligenciada no cálculo realizado no EES. Caso os valores fossem levados em conta na simulação no EES haveria um aumento de 2,233 kW (valor obtido para o trabalho do ventilador do condensador por REZAYAN E BEHBAHANINIA (2011)) no parâmetro $\dot{E}x_{D,COND}$ e a variação percentual cairia para – 4,91%.

Já para o evaporador haveria um aumento de 0,5239 kW (valor obtido para o trabalho do ventilador do evaporador por REZAYAN E BEHBAHANINIA (2011)) no

parâmetro $\dot{E}x_{D,EVAP}$ e a variação percentual cairia para 1%. Consequentemente haveria a redução na diferença percentual do parâmetro $\dot{E}x_{D,SRCCV}$.

Dessa forma, pode observar que o modelo matemático implementado no presente trabalho representa satisfatoriamente o comportamento do SRCCV.

5.1.2 Análise Comparativa do SIRACV

Para investigar o modelo do SIRACV foram comparados os seguintes parâmetros: \dot{Q}_{COND} , $\dot{Q}_{CAS,COND}$, \dot{Q}_{A} , \dot{Q}_{G} , \dot{Q}_{SHX} , \dot{W}_{COMP} , \dot{W}_{B} , COP_{SRCV} , COP_{SRA} , COP_{SIRACV} , $\dot{E}x_{D,T}$, A_{EVAP} , A_{COND} , A_{TCC} , A_{A} , A_{G} , A_{TCS} , A_{T} , C_{EQS} , m_{CO_2} , C_{AMB} , C_{T} . Os dados de entrada foram retirados de JAIN *et al.* (2016) e estão representados na Tabela 11.

Parâmetro Termodinâmico	Valor		
Capacidade Frigorífica [Q _{EVAP}]	170,0 kW		
Temperatura de Condensação da Água [T _{COND}]	40,0 °C		
Temperatura de Evaporação do R410A [T _{EVAP}]	0,0 °C		
Temperatura de Condensação do R410A [T _{COND,SRCV}]	10,0 °C		
Diferença de Temperatura do Trocador Cascata [ΔT_{TCC}]	8,0 °C		
Temperatura Ambiente [T _{AMB}]	25,0 °C		
Temperatura do Gerador [T _{GER}]	85,0 °C		
Temperatura do Absorvedor [T _{ABS}]	40,0 °C		
Efetividade do Trocador de Calor da Solução [ϵ_{TCS}]	0,6		
Eficiência Elétrica da Bomba [η _Β]	0,9		
Fonte: O autor			

Tabela 11 – Dados de entrada SIRACV

A comparação entre os dois modelos resultou nos dados apresentados na Tabela 12:

Parâmetro	JAIN et al. (2016)	Modelo EES	Variação [%]
Calor Trocado no Condensador [Q _{COND}]	197,4 kW	197,5 kW	0,0
Calor Trocado no Trocador de Calor Cascata [Q _{TCC}]	186,3 kW	186,4 kW	0,0
Calor Trocado no Absorvedor [Q _{ABS}]	242,1 kW	240,7 kW	-0,6
Calor Trocado no Gerador [Q _{GER}]	253,2 kW	251,7 kW	-0,6
Calor Trocado no Trcoador da Solução [Q _{TCS}]	45,4 kW	44,9 kW	-1,2
Trabalho do Compressor [W _{COMP}]	16,3 kW	16,4 kW	0,6
Trabalho da Bomba [W _B]	0,0 kW	0,0 kW	0,0
COP _{SRCV}	10,4	10,4	0,0
COP _{SRA}	0,7	0,7	0,0
COP _{SIRACV}	0,6	0,6	0,0
Exergia Destruída Total [Ex _{D,T}]	47,4 kW	45,3 kW	-4,3
Área do Evaporador [A _{EVAP}]	5,2 m ²	8,4 m ²	61,6
Área do Condensador [A _{COND}]	46,8 m ²	25,6 m ²	-45,4
Área do Trocador Calor Cascata $[A_{TCC}]$	11,9 m ²	13,0 m ²	9,1
Área do Absorvedor [A _{ABS}]	20,6 m ²	35,4 m ²	71,8
Área do Gerador [A _{GER}]	13,4 m ²	12,3 m ²	-7,9
Área do Trocador de Calor da Solução [A _{⊤CS}]	32,2 m ²	0,8 m ²	-97,6
Área Total [A _⊤]	130,1 m ²	108,1 m ²	-16,9
Custo de Aquisição dos Equipamentos [C _{EQS}]	72393 \$/ano	61019 \$/ano	-15,7
Massa de CO ₂ [m _{CO2}]	79 ton	79ton	0,0
Custo Ambiental [C _{AMB}]	7098 \$/ano	7142 \$/ano	0,6
Custo Total [C _T]	76419 \$/ano	73821 \$/ano	-3,4
Fonte: O autor			

Tabela 12 – Comparativo dos resultados do SIRACV

Observa-se dos resultados apresentados na Tabela 12 que as maiores variações estão relacionadas às áreas dos trocadores de calor, tal fato pode estar relacionado às correlações utilizadas para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor, juntamente com alguns parâmetros de operação utilizados no presente modelo que não foram informados no trabalho de JAIN *et al.* (2016), como por exemplo, a velocidade do fluido. Dessa forma, estimou-se a velocidade em 2,0 m/s, que está dentro da faixa de velocidade recomendada segundo STOCKER (1998).

Entretanto, analisando-se os valores absolutos nota-se que a área do trocador de calor da solução (A_{TCS}) é o que apresenta o valor mais discrepante, isto é devido

ao fato de que JAIN *et al.* (2016) utilizaram para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor interno e externo as correlações para regime laminar de escoamento. No entanto, o regime de escoamento dos fluidos interno e externo, obtido pelo presente modelo, foi o regime turbulento implicando na utilização de outras correlações.

Como consequência da variação nas áreas dos trocadores de calor o resultado do custo dos equipamentos, que é calculado por meio de funções dependentes das áreas, sofreu uma variação percentual significativa. Para os demais parâmetros termodinâmicos e econômicos a diferença entre os modelos não ultrapassou 5% de variação.

Dessa forma, pode afirmar que o modelo matemático implementado no presente trabalho representa satisfatoriamente o comportamento do SIRACV.

5.2 Resultados para o SRCCV e SIRACV

Para os modelos implementados no programa EES obteve-se as 101 soluções otimizadas para o SRCCV e 21 para o SIRACV de acordo com a fronteira de Pareto utilizando-se o método da soma ponderada dos objetivos, conforme as Figuras 8 e 9 para o SRCCV e SIRACV, respectivamente.



Figura 8 – Valores otimizados de custo e exergia destruída para o SRCCV Exp [kW]

Fonte: O autor



Figura 9 – Valores otimizados de custo e exergia destruída para o SIRACV Ex_D [kW]

Após a obtenção dos valores otimizados (fronteira de Pareto) procedeu-se à normalização das funções de custo total (C_{τ}) e exergia destruída ($\dot{E}x_{D}$), ou seja, C_{τ}^{*} e $\dot{E}x_{D}^{*}$, respectivamente, a fim de se obter a menor valor da distância entre a fronteira de Pareto e a condição do custo mínimo e exergia destruída mínima, Eq.(92) Com isso foram obtidas a figura 10, para o SRCCV, e a figura 11 para o SIRACV.



Figura 10 – Valores normalizados de custo e exergia destruída para o SRCCV ${\rm Ex^*}_{\rm D}$

Fonte: O autor

Figura 11 – Valores normalizados de custo e exergia destruída para o SIRACV Ex_{D}^{*}



Fonte: O autor

Os pontos indicados com a seta nas figura 10 e 11 correspondem ao ponto mais próximo do ponto ideal, no qual se tem as melhores condições de operação do sistema, tendo como base a minimização do custo e minimização da exergia destruída. Na tabela 13, encontram-se os valores obtidos para as condições descritas nos pontos indicados nas figuras 10 e 11.

Parâmetro	SRCCV	SIRACV	
Custo anual total [C _T]	30602 \$/ano	49898 \$/ano	
Exergia destruída [Ex _D]	16,8 kW	25,7 kW	
Custo anual normalizado [C* _T]	0,6	0,2	
Exergia destruída normalizada [Ex* _D]	0,4	0,2	
Fonte: O autor			

Tabela 13 – Valores das funções otimizadas para o SRCCV e SIRACV

Para as variáveis de decisão que foram avaliadas de acordo com as faixas indicadas nas tabelas 7 e 8, encontrou-se os valores para as condições de custo total anual e exergia destruída minimizadas conforme tabela 14.

Parâmetro Termodinâmico	SRCCV	SIRACV
Temperatura de Evaporação [T _{EVAP}]	-32,0 °C	-32,0 °C
Temperatura de Condensação [T _{COND}]	36,2 °C	37,4 °C
Diferença de Temperatura do Trocador Cascata [ΔT_{TCC}]	3,2 °C	3,0 °C
Temperatura de Evaporação do Trocador Cascata [T _{ETCC}]	-13,0 °C	5,0 °C
Temperatura do Gerador [T _{GER}]	-	86,9 °C
Temperatura do Absorvedor [T _{ABS}]	-	36,9 °C
Efetividade do Trocador de Calor da Solução [ϵ_{TCS}]	-	0,8
Fonte: O outer		

Tabela 14 – Valores das variáveis otimizadas para o SRCCV e SIRACV

Fonte: O autor

Com os valores obtidos na tabela 14, foram encontrados os valores da tabela 15 e 16 para os parâmetros termodinâmicos e de custo de operação do SRCCV e SIRACV, respectivamente.

Parâmetro	SRCCV	SIRACV
Calor Trocado no Condensador [Q _{COND}]	97,3 kW	92,6 kW
Calor Trocado no Trocador de Calor Cascata [Q _{TCC}]	74,5 kW	86,9 kW
Calor Trocado no Absorvedor [Q _{ABS}]	-	106,7 kW
Calor Trocado no Gerador [Q _{GER}]	-	112,3 kW
Calor Trocado no Trcoador da Solução [Q _{TCS}]	-	26,7 kW
Trabalho do Compressor do Ciclo de Baixa Temperatura	9,5 kW	21,9 kW
Trabalho do Compressor do Ciclo de Alta Temperatura [W _{COMP,CAT}]	22,8 kW	-
Trabalho da Bomba [W _B]	-	0,0 kW
COP _{CBT}	6,8	3,0
COP _{CAT}	3,3	0,8
COP	2,0	0,5
Coeficiente Global de Transferência de Calor do Evaporador [U _{EVAP}]	2,9 kW/m²K	2,9 kW/m²K
Coeficiente Global de Transferência de Calor do Trocador de Calor Cascata [U _{TCC}]	1,5 kW/m²K	0,8 kW/m²K
Coeficiente Global de Transferência de Calor do Condensador [U _{COND}]	2,0 kW/m²K	2,2 kW/m ² K
Coeficiente Global de Transferência de Calor do Absorvedor [U _{APS}]	-	0,3 kW/m ² K
Coeficiente Global de Transferência de Calor do Gerador	-	1,8 kW/m ² K
Coeficiente Global de Transferência de Calor do Trocador de Calor da Solução [U _{TCS}]	-	3,2 kW/m ² K
Exergia Destruída no Evaporador [Ex _{D,EVAP}]	2,3 kW	2,3 kW
Exergia Destruída no Compressor de Baixa Temperatura [Ex _{D,CBT}]	2,4 kW	5,9 kW
Exergia Destruída no Trocador de Calor Cascata [Ex _{D,TCC}]	1,6 kW	3,2 kW
Exergia Destruída na Vávula de Expansão de Baixa Temperatura [Ex _{D.VEBT}]	1,0 kW	3,7 kW
Exergia Destruída no Condensador [Ex _{D,COND}]	3,7 kW	1,7 kW
Exergia Destruída na Vávula de Expansão de Alta Temperatura [Ex _{D.VEAT}]	1,7 kW	0,3 kW
Exergia Destruída no Absorvedor [Ex _{D,ABS}]	-	3,5 kW
Exergia Destruída na Bomba [Ex _{D,B}]	-	0,0kW
Exergia Destruída na Vávula Redutora de Pressão [Ex _{D,VRP}]	-	0,0 kW
Exergia Destruída no Trocador de Calor da Solução [Ex _{D.TCS}]	-	0,9 kW
Exergia Destruída no Gerador [Ex _{D,GER}]	-	4,2 kW
Exergia Destruída no Compressor de Alta Temperatura [Ex _{D,CAT}]	4,2 kW	-
Exergia Destruída Total [Ex _{D,T}]	16,8 kW	25,7 kW

Tabela 15 – Parâmetros termodinâmicos otimizados para o SRCCV e SIRACV

Fonte: O autor

Parâmetro	SRCCV	SIRACV
Área do Evaporador [A _{EVAP}]	3,3 m ²	3,3 m ²
Área do Condensador [A _{COND}]	14,6 m ²	9,1 m ²
Área do Trocador Calor Cascata [A _{TCC}]	18,1 m ²	36,8 m ²
Área do Absorvedor [A _{ABS}]	-	33,3 m ²
Área do Gerador [A _{GER}]	-	6,8 m ²
Área do Trocador de Calor da Solução [A _{TCS}]	-	0,9m ²
Área Total [A _T]	36,0 m ²	90,1 m ²
Custo Operacional [C _{OP}]	12123 \$/ano	29483 \$/ano
Custo Ambiental [C _{AMB}]	14083 \$/ano	9559 \$/ano
Custo de Investimento e Manutenção [C _{INV_MAN}]	4396 \$/ano	10856 \$/ano
Custo Total [C _T]	30602 \$/ano	49898 \$/ano

Tabela 16 – Parâmetros de custo otimizados para o SRCCV e SIRACV

Fonte: O autor

Ao comparar os resultados otimizados do SRCCV e SIRACV encontrou-se um custo anual total do produto (C_T) 38,67% menor do SRCCV em relação ao SIRACV. A função de custo é composta por custos operacionais, custos de investimento e manutenção e por fim custos ambientais. Na figura 12 esses resultados estão apresentados.



Figura 12 – Custos de investimento e manutenção, ambiental e operacional do SRCCV e SIRACV



Ao analisar a figura 12, evidencia-se que o SRCCV é mais vantajoso em termos de custo operacional e custos de investimento e manutenção. Com relação ao custo ambiental, o SIRACV mostrou-se mais vantajoso. O custo de maior impacto no custo anual do sistema é o custo de operação para o SIRACV e o custo ambiental para o SRCCV. Para o SRCCV tem-se que o custo operacional, custo ambiental e custo de investimento e manutenção representam 39,61%, 46,02% e 14,37% do custo total do sistema. Já para o SIRACV tem-se que o custo operacional, custo ambiental e custo de investimento e manutenção representam 59,09%, 19,16% e 21,75% do custo total do sistema.

Com relação à exergia destruída (Ex_D), a tendência de um resultado melhor para o SRCCV em relação ao SIRACV se manteve, resultando em um valor 34,40% menor do SRCCV em relação ao SIRACV, conforme demonstrado na figura 13.



Fonte: O autor

Percebe-se que o valor mais alto de exergia destruída do SIRACV em relação ao SRCCV ocorre principalmente pelas contribuições das exergias destruídas no compressor de baixa temperatura, trocador de calor cascata, válvula de expansão de baixa temperatura, absorvedor e gerador.

Com relação ao aspecto de rendimento termodinâmico, foi observado que os COP's dos ciclos de baixa temperatura e de alta temperatura, bem como o COP total do sistema foram maiores para o SRCCV em relação ao SIRACV, conforme demonstrado na figura 14.


Fonte: O autor

A soma das áreas dos trocadores de calor, que têm impacto no custo de aquisição e manutenção de cada sistema foram 60,02% menores para o SRCCV em relação ao SIRACV. Na figura 15 estão representadas as áreas de cada trocador para ambos os sistemas.



Fonte: O autor

Apenas a área do condensador foi maior no SRCCV em relação ao SIRACV, que conta com o absorvedor, gerador e trocador da solução como componentes a mais em relação ao SRCCV.

6. CONCLUSÕES

No presente estudo foram comparados dois modelos de sistema de refrigeração sendo eles um Sistema de Refrigeração em Cascata por Compressão de Vapor (SRCCV) e um Sistema Integrado de Refrigeração por Absorção-Compressão de Vapor (SIRACV). Para isso desenvolveu-se dois modelos de sistema que foram comparados sob o aspecto termodinâmico, através da minimização da função de destruição de exergia e sob o aspecto econômico através da minimização do custo anual total, que é composto pelo custo de operação do sistema, custo de aquisição e manutenção e custo ambiental.

Por meio da otimização multiobjetivo foram calculadas as soluções Paretoótimas para cada sistema modelado, com o intuito de buscar soluções que contemplem uma relação equilibrada entre os aspectos econômicos e energéticos em função da variação de parâmetros de operação pré-definidos. Dessa forma, determinou o ponto de operação mais vantajoso para cada um dos sistemas analisados.

No estudo desenvolvido ficou claro a vantagem do SRCCV em relação ao SIRACV, que se mostrou um sistema com um custo anual total mais reduzido aliado a uma melhor eficiência exergética e energética. Os resultados demonstraram com relação ao aspecto termodinâmico tanto na eficiência energética evidenciada por um COP 4,15 vezes maior, quanto na eficiência exergética evidenciado por uma exergia destruída de 34% menor, a vantagem que o SRCCV possui em relação ao SIRACV. Com relação ao aspecto econômico evidenciou-se a vantagem demonstrado por um custo anual total do produto (CT) 38,67% menor do SRCCV em relação ao SIRACV.

O presente trabalho trouxe uma comparação não observada nos artigos atualmente desenvolvidos, que é a aplicação do SIRACV em refrigeração. Esse sistema vem sendo exaustivamente estudado para condicionamento de ar utilizandose o fluido R410a no ciclo de baixa temperatura. Tal abordagem comparada a um sistema convencional de SRCCV traz um potencial de estudo principalmente para aplicações de energia renováveis para aquecimento do gerador.

6.1 - Sugestões para trabalhos futuros

Para investigações futuras fica a sugestão para o estudo dos sistemas variando-se os tipos de fluido para os ciclos de baixa temperatura e alta temperatura a fim de melhorar as condições de operação dos mesmos.

Pode-se realizar também uma análise do custo do combustível empregado para aquecimento do gerador do sistema de absorção, além disso uma investigação com relação a fontes de energia renovável, por exemplo a geração fotovoltaica para decisão sobre a viabilidade econômica de implantação do sistema de absorção abastecido por essa fonte.

Outra análise poderia avaliar o efeito da temperatura de evaporação sobre a exergia destruída e o custo total destes sistemas, ou seja, avaliar temperaturas mais elevadas as quais estariam associadas a outras aplicações, como por exemplo, as de condicionamento de ar.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AMINYAVARI, M. et al. Exergetic, economic and environmental (3E) analyses, and multi-objective optimization of a CO2/NH3 cascade refrigeration system. **Applied Thermal Engineering**, v. 65, n. 1, p. 42-50, 2014. ISSN 1359-4311.

BAKHTIARI, B. et al. A model for analysis and design of H 2O–LiBr absorption heat pumps. **Energy Conversion and Management,** v. 52, 2011.

BEJAN, A.; KRAUS, A. D. Heat Transfer Handbook. WILEY: 2003.

BERGMAN, T.; INCROPERA, F. Fundamentals of heat and mass transfer. Hoboken (NJ): Wiley, 2011.

BOYAGHCHI, F. A.; MAHMOODNEZHAD, M.; SABETI, V. Exergoeconomic analysis and optimization of a solar driven dual-evaporator vapor compression-absorption cascade refrigeration system using water/CuO nanofluid. **Journal of Cleaner Production**, v. 139, p. 970-985, 2016. ISSN 0959-6526.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. Thermodynamics an Engineering Aproach. 8. Mc Graw Hill, 2015. 1115.

CIMSIT, C. SECOND LAW BASED THERMODYNAMIC ANALYSIS OF COMPRESSION-ABSORPTION CASCADE REFRIGERATION CYCLES. Isi Bilimi ve Teknigi Dergisi / Journal of Thermal Science & Technology, v. 34, n. 2, p. 9-19, 2014. ISSN 13003615.

CIMSIT, C.; OZTURK, I. T.; KINCAY, O. Thermoeconomic optimization of LiBr/H2O-R134a compression-absorption cascade refrigeration cycle. **Applied Thermal Engineering,** v. 76, p. 105-115, 2015. ISSN 1359-4311.

DA SILVA, A.; BANDARRA FILHO, E. P.; ANTUNES, A. H. P. Comparison of a R744 cascade refrigeration system with R404A and R22 conventional systems for supermarkets. **Applied Thermal Engineering**, v. 41, p. 30-35, 2012. ISSN 1359-4311.

DEB, K. Multi-objective optimization using evolutionary algorithms. 2001.

DIXIT, M.; ARORA, A.; KAUSHIK, S. C. Energy, exergy, environment and economic analyses and optimization of two-stage absorption–compression combined refrigeration system. **Clean Technologies and Environmental Policy,** v. 19, n. 9, p. 2215-2229, 2017. ISSN 1618-9558.

GNIELINSKI, V. New equations for heat and mass transfer in the turbulent flow in pipes and channels. p. 16, 1976.

HOLMAN, J. Heat Transfer. New York: 2012.

JAIN, V.; KACHHWAHA, S.; SACHDEVA, G. Exergy analysis of a vapour compression–absorption cascaded refrigeration system using modified Gouy–Stodola equation. **Int J Exergy**, 2014.

JAIN, V.; KACHHWAHA, S. S.; SACHDEVA, G. Thermodynamic performance analysis of a vapor compression–absorption cascaded refrigeration system. **Energy Conversion and Management,** v. 75, p. 685-700, 2013. ISSN 0196-8904.

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**, v. 91, p. 816-832, 2015. ISSN 0360-5442.

JAIN, V.; SACHDEVA, G.; KACHHWAHA, S. S. NLP model based thermoeconomic optimization of vapor compression–absorption cascaded refrigeration system. **Energy Conversion and Management,** v. 93, p. 49-62, 2015. ISSN 0196-8904.

JAIN, V. et al. Thermo-economic and environmental 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. ISSN 0196-8904.

KAIROUANI, L.; NEHDI, E. Cooling performance and energy saving of a compression– absorption refrigeration system assisted by geothermal energy. **Applied Thermal Engineering,** v. 26, n. 2, p. 288-294, 2006. ISSN 1359-4311.

KıZıLKAN, Ö.; ŞENCAN, A.; KALOGIROU, S. A. Thermoeconomic optimization of a LiBr absorption refrigeration system. **Chemical Engineering and Processing: Process Intensification**, v. 46, n. 12, p. 1376-1384, 2007. ISSN 0255-2701.

KLEIN, S. EES-Engineering Equation Solver.: F-Chart Software, 2016.

MA, M.; YU, J.; WANG, X. Performance evaluation and optimal configuration analysis of a CO2/NH3 cascade refrigeration system with falling film evaporator–condenser. **Energy Conversion and Management**, v. 79, p. 224-231, 2014. ISSN 0196-8904.

NASRUDDIN et al. Optimization of a cascade refrigeration system using refrigerant C3H8 in high temperature circuits (HTC) and a mixture of C2H6/CO2 in low temperature circuits (LTC). **Applied Thermal Engineering**, v. 104, p. 96-103, 2016. ISSN 1359-4311.

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

REZAYAN, O.; BEHBAHANINIA, A. Thermoeconomic optimization and exergy analysis of CO2/NH3 cascade refrigeration systems. **Energy**, v. 36, n. 2, p. 888-895, 2011. ISSN 0360-5442.

ROHSENOW, W.; HARTNETT, J.; CHO, Y. **Handbook of heat transfer**. New York: McGraw-Hill, 1998.

SAMANT, M. Design and development of two stage cascaded refrigeration system. 2008. Mechanical Engineering, ITT, Delhi.

SAMANT, M. D. S. **Design and Development of Two Stage Cascade Refrigeration System**. 2008. 34 (Master of Technology In Thermal Engineering). DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING, INDIAN INSTITUTE OF TECHNOLOGY, DELHI

SAYYAADI, H.; NEJATOLAHI, M. Multi-objective optimization of a cooling tower assisted vapor compression refrigeration system. **International Journal of Refrigeration**, v. 34, n. 1, p. 243-256, 2011. ISSN 0140-7007.

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

STOCKER, W. Industrial refrigeration handbook. New York: McGraw Hill, 1998.

TURGUT, M. S.; TURGUT, O. E. Comparative investigation and multi objective design optimization of a cascaded vapor compression absorption refrigeration system operating with different refrigerants in the vapor compression cycle. **Heat and Mass Transfer**, 2018. ISSN 1432-1181.

APÊNDICE A - MÉTODO DE CÁLCULO PARA A ÁREA DOS TROCADORES DE CALOR DO SRCCV E DO SIRACV

Neste apêndice será apresentado o método de cálculo para a área dos trocadores de calor do SRCCV e do SIRACV e o valor das variáveis de entrada dos modelos.

O evaporador, condensador, trocador de calor cascata, absorvedor, gerador e trocador de calor da solução serão do tipo casco tubo, tendo seus valores das variáveis de entrada e fluidos refrigerantes conforme JAIN *et al.* (2016) na tabela:

Equipamento	Тіро	Carcaça	Tubo	D _i [mm]	D _o [mm]	L [m]	Passes		
Evaporador	Carcaça- Tubo	R744	Propilenoglicol e água (60%)	13,8	15,9	6,1	4		
Trocador de Calor Cascata	Carcaça- Tubo	R744	R717 (SRCCV) / Água (SIRACV)	13,8	15,9	6,1	2		
Absorvedor	Carcaça- Tubo	Água e LiBr	Água	13,8	15,9	6,1	4		
Gerador	Carcaça- Tubo	Água e LiBr	Água	13,8	15,9	6,1	2		
Trocador de Calor da Solução	Duplo Tubo	Água e LiBr	Água	9,5	15,0	-	1		
Condensador	Carcaça- Tubo	R717 (SRCCV) / Água (SIRACV)	Água	13,8	15,9	6,1	2		
Fonte: O autor									

Tabela 17 – Variáveis de entrada dos trocadores de calor

Para cálculo da área dos trocadores será usada equação (93) conforme BEJAN E KRAUS (2003).

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{ml} \tag{93}$$

Onde Q representa o valor do calor absorvido ou rejeitado no equipamento em kW, U representa o coeficiente global de transferência de calor no equipamento dado em

 $\frac{kW}{m^2 K}$, A representa a área total da superfície de troca de calor em m² e ΔT_{ml} representa a diferença da média logarítmica de temperatura entre os fluidos em K. Conforme as equações (94) a (96) a ΔT_{ml} é calculada da seguinte maneira o SRCCV:

• Evaporador:

$$\Delta T_{m,Evap} = \frac{(T_{e,Evap} - T_4) - (T_{s,Evap} - T_3)}{\ln\left(\frac{T_{e,Evap} - T_1}{T_{s,Evap} - T_1}\right)}$$
(94)

• Trocador de calor em cascata:

$$\Delta T_{m,TCC=} T_3 - T_5 \tag{95}$$

• Condensador:

$$\Delta T_{m,Cond=} \frac{(T_7 - T_{e,Cond}) - (T_7 - T_{s,Cond})}{\ln\left(\frac{T_7 - T_{e,Cond}}{T_7 - T_{s,Cond}}\right)}$$
(96)

Para o SIRACV a ΔT_{ml} é calculada pelas equações (97) a (102):

• Evaporador:

$$\Delta T_{m,Evap} = \frac{(T_{e,Evap} - T_2) - (T_{s,Evap} - T_3)}{\ln\left(\frac{T_{e,Evap} - T_2}{T_{s,Evap} - T_2}\right)}$$
(97)

Trocador de calor em cascata:

$$\Delta T_{m,TCC} = T_1 - T_5 \tag{98}$$

Condensador:

$$\Delta T_{m,Cond=} \frac{(T_{13} - T_{e,Cond}) - (T_{13} - T_{s,Cond})}{\ln \left(\frac{T_{13} - T_{e,Cond}}{T_{13} - T_{s,Cond}}\right)}$$

(99)

Absorvedor:

$$\Delta T_{m,Abs} = \frac{(T_{11} - T_{s,Abs}) - (T_6 - T_{e,Abs})}{\ln\left(\frac{T_{11} - T_{s,Abs}}{T_6 - T_{e,Abs}}\right)}$$
(100)

Gerador:

$$\Delta T_{m,Ger} = \frac{(T_{e,Ger} - T_9) - (T_{s,Ger} - T_{12})}{\ln\left(\frac{T_{e,Ger} - T_9}{T_{s,Ger} - T_{12}}\right)}$$
(101)

Trocador de calor da solução:

$$\Delta T_{m,TCS=} \frac{(T_9 - T_8) - (T_{10} - T_7)}{\ln\left(\frac{T_9 - T_8}{T_{10} - T_7}\right)}$$
(102)

Onde os subscritos "e" e "s" referem-se à entrada e saída, respectivamente.

Segundo SAMANT, M. (2008) o coeficiente global de transferência de calor é calculado pela equação (103).

$$U = \frac{1}{\left(\frac{D_{o}}{D_{i}}\right)\left(\frac{1}{h_{i}}\right) + \left(\frac{D_{o}}{D_{i}}\right)F_{i} + \left(\frac{D_{o}}{2k}\right)\ln\left(\frac{D_{o}}{D_{i}}\right) + F_{o} + \left(\frac{1}{h_{o}}\right)}$$
(103)

Para a equação (103), os termos D_0 e D_i referem-se ao diâmetro externo do tubo e diâmetro interno do tubo em m, respectivamente. Os termos h_0 e h_i referem-se ao coeficiente de convecção externo e coeficiente de convecção interno em $\frac{kW}{m^2K}$, respectivamente. O termo k refere-se à condutividade térmica do material dos tubos de cobre em $\frac{kW}{mK}$, e seu valor é calculado pelo programa EES tendo-se determinado a temperatura e pressão no determinado estado. Os termos F_0 e F_i referem-se ao fator de incrustação externo e interno dos tubos em $\frac{m^2K}{kW}$ e será adotado o valor de $F_0 =$ $F_i = 0,09 \frac{m^2K}{kW}$ conforme SAMANT, M. D. S. (2008). As correlações para o cálculo dos coeficientes de convecção interno e externo dos trocadores de calor são apresentados a seguir: O coeficiente de convecção interno para o evaporador, condensador, gerador, absorvedor e trocador de calor da solução são determinados pela equação (104) GNIELINSKI (1976):

$$h_i = \frac{Nuk}{d} \tag{104}$$

Onde Nu, é o número adimensional de Nusselt, d é o diâmetro interno do tubo.

O número de Nusselt é calculado segundo a equação (105).

$$Nu = \frac{fr}{8} (\text{Re}-1000) \left[\frac{\text{Pr}}{1+12,7 \left(\frac{fr}{8}\right)^{0.5} \left(\text{Pr}^{\frac{2}{3}}-1\right)} \right]$$
(105)

Onde fr é o fator de atrito calculado segundo a equação (106).

$$fr = (0,790 \ln[\text{Re}] - 1,64)^{-2}$$
 (106)

Pr, é o número adimensional de Prandtl, calculado conforme a equação (107).

$$\Pr = \frac{c_p \mu}{k}$$
(107)

 C_p é o calor específico em $\frac{kJ}{kgK}$, μ é a viscosidade dinâmica em $\frac{kg}{ms}$ do fluido refrigerante e ambos os parâmetros são calculados pelo programa EES tendo-se determinado a temperatura e pressão no determinado estado.

Re é o número adimensional de Reynolds calculado pela equação (108).

$$\mathsf{Re} = \frac{\rho du_w}{\mu} \tag{108}$$

Onde ρ é a massa específica em $\frac{kg}{m^3}$, e seu valor é calculado pelo programa EES tendo-se determinado a temperatura e pressão no determinado estado. u_w é a velocidade do fluido refrigerante no interior dos tubos em $\frac{m}{s}$ calculada pela equação (109) e para o presente estudo a velocidade considerada será de 2,0 $\frac{m}{s}$:

$$u_{w} = \frac{\frac{m}{\rho}}{\left(\frac{N_{0}}{Pass}\right)\left(\pi \frac{d^{2}}{4}\right)}$$
(109)

Onde, \dot{m} é a vazão mássica do fluido em $\frac{kg}{s}$, N_0 é o número total de tubos, *Pass* é o número de passes dos tubos.

O coeficiente de convecção interno para o trocador de cascata é determinado segundo BERGMAN E INCROPERA (2011) pela equação (110):

$$h_{i} = 0,555 \left[\frac{g\rho_{i}(\rho_{i} - \rho_{v})k_{i}^{3}h'_{fg}}{\mu_{i}(T_{sat} - T_{s})d} \right]^{\frac{1}{4}}$$
(110)

Onde g é a aceleração da gravidade em $\frac{m}{s^2}$ e tem seu valor determinado como 9,81

 $\frac{m}{s^2}$, $\rho_1 \in \rho_v$ são as massas específicas do refrigerante na fase líquida e vapor em $\frac{kg}{m^3}$, respectivamente. k_1 é a condutividade térmica do refrigerante na fase líquida em

 $\frac{kW}{mK}$ e μ_{l} é a viscosidade dinâmica do refrigerante na fase líquida em $\frac{kg}{ms}$. T_{sat} é a temperatura de saturação em [°C] e é igual à temperatura de condensação e T_{s} é a temperatura da superfície em [°C], definida como a média entre a temperatura temperatura de condesação e a temperatura média do fluido refrigerante (média entre a temperatura de entrada e saída do fluido refrigerante).

O termo h'_{fq} é dado pela equação (111):

$$h'_{fg} = h_{fg} + \frac{3}{8}c_{\rho,l}(T_{sat} - T_s)$$
(111)

Onde $C_{p,l}$ é o calor específico a pressão constante da fase líquida em $\frac{kJ}{kgK}$.

$$h_{fg} = h_v - h_l \tag{112}$$

Onde $h_v \in h_l$ são a entalpia específica do refrigerante na fase vapor e fase líquida em $\frac{kJ}{kq}$, respectivamente.

O coeficiente de convecção externo para o gerador é definido segundo BAKHTIARI *et al.* (2011) pela equação (113):

$$h_0 = 5554, 3\Gamma^{0,236} \tag{113}$$

Onde Γ é definido como a vazão mássica total do fluido interno aos tubos do trocador de calor por metro de área molhada (considerando que apenas um lado do tubo tem contato com o fluido refrigerado) em $\frac{kg}{sm}$ conforme a equação (114):

$$\Gamma = \frac{m_{Tubo}}{\frac{L}{2}}$$
(114)

 m_{Tubo} é a vazão mássica em $\frac{kg}{s}$ que escoa no interior de cada tubo do trocador de calor, e é definido pela equação (115):

$$m_{Tubo} = \frac{m}{N^*}$$
(115)

Onde N^{*} é o número de tubos no trocador dividido pelo número de passes do mesmo, conforme equação (116):

$$N_0 = N^* * Pass \tag{116}$$

O coeficiente de convecção externo para o condensador é definido segundo HOLMAN (2012) pela equação (117):

$$h_{o} = 0,725 \left[\frac{g\rho_{l}(\rho_{l} - \rho_{v})k_{l}^{3}h_{fg}}{N_{0}\mu_{l}(T_{sat} - T_{s})d} \right]^{\frac{1}{4}}$$
(117)

O coeficiente de convecção externo para o absorvedor é definido segundo BAKHTIARI *et al.* (2011) pela equação (118):

$$h_{o} = 2000 \left[\frac{\mu / \rho}{10^{-6}}\right]^{-1.7}$$
(118)

O coeficiente de convecção externo para o evaporador e para o trocador de calor cascata é definido segundo ROHSENOW *et al.* (1998) pela equação (119):

$$h_{o}(T_{s} - T_{sat}) = \mu_{l}h_{fg} \left[\frac{g(\rho_{l} - \rho_{v})k_{l}^{3}h_{fg}}{\sigma}\right]^{0.5} \left[\frac{c_{\rho,l}(T_{s} - T_{sat})h_{fg}}{0.013h_{fg}}\right]^{3}$$
(119)

:

Onde σ é a tensão superficial do fluido refrigerante, em $\frac{N}{m}$, e é calculada pelo EES tendo-se determinado a temperatura no determinado estado.

O coeficiente de convecção externo para o evaporador e para o trocador de calor da solução é definido segundo GNIELINSKI (1976) pela equação (120):

$$\frac{h_0 D_h}{k} = N u \tag{120}$$

Onde D_h representa o diâmetro hidráulico em m, do tubo e é calculado segundo a equação (121):

$$D_{h} = (D_{o} - 2 * Esp_{o}) - (D_{i} + 2 * Esp_{i})$$
(121)

Onde Esp_o e Esp_i representam as espessuras externa e interna do tubo, em m, respectivamente.

Para o cálculo do Número de Nusselt do trocador de calor da solução utilizou-se a equação (105).

APÊNDICE B - PROGRAMA PARA AS SIMULAÇÕES DESENVOLVIDO NO *EES*

\$include AREA_TROC_CALOR_SRCCV.LIB

">>>> DADOS ENTRADA <<<<"

{"PARÂMETROS A SEREM VARIADOS"

\$IFNOT MIN/MAX

T_EVAP= -38,5

T_COND= 40,5

T_EVAP_ABS= 5

DELTAT_CAS=4

\$ENDIF

peso=0,5}

"DADOS TERMODINÂMICOS"

Q_EVAP= 65 [kW]

P_0= 101,325 [kPa]

C_PG=60

T_AMB= 25

DELTAT_E=10 SAÍDA DE PG E T_EVAP"

DELTAT_EVAP=5 PG"

DELTAT_C=10

DELTAT_COND=5

"DADOS ECONÔMICOS"

t_op= 5000 [H]

Fi=1,06 [-]

i_R=0,15

N =10

lambda=0,968

C_CO2_ton=90

"VARIAÇÃO => -45 A -32"

"VARIAÇÃO => 36 A 45"

"VARIAÇÃO => -15 A 5"

"VARIAÇÃO => 3 A 12"

"CARGA TÉRMICA"

"PRESSÃO AMBIENTE"

"CONCENTRAÇÃO DE PG"

"TEMPERATURA AMBIENTE"

"DIFERENÇA DE TEMPERATURA DA

"DIFERENÇA DE TEMPERATURA DE

[kg/(kW*h)] [\$/ton] C_e=0,03785

C_el=0,075

[\$/(kW*h)]

[\$/Kwh]

T_0= T_AMB + 273,15

"TEMPERATURA AMBIENTE"

T_COND_COMP=T_EVAP_ABS+DELTAT_CAS

T_PG_EVAP_S=-30 [°C] "T_EVAP+DELTAT_E "

T_PG_EVAP_E=-20 [°C] "T_PG_EVAP_S+DELTAT_EVAP"

T_AGUA_COND_S= 35 [°C] "T_COND - DELTAT_C"

T_AGUA_COND_E= 30 [°C] "T_AGUA_COND_S-DELTAT_COND"

"LTC CYCLE"

RLTC\$='R744'

h_0_LTC=enthalpy(RLTC\$; **T**=T_0; **P**=P_0)

s_0_LTC=entropy(RLTC\$;*T*=T_0;*P*=P_0)

"HTC CYCLE"

RHTC\$='R717'

h_0_HTC**=enthalpy**(RHTC\$;**7**=T_0;**P**=P_0)

s_0_HTC**=entropy**(RHTC\$;*T***=T_0;***P*=P_0)

"PONTO 1"

T[1]=T_EVAP

x[1]=1 [-]

s[1]=**entropy**(RLTC\$;**T**=T[1];**x**=x[1])

P[1]=pressure(RLTC\$; T=T[1]; x=x[1])

h[1]=**enthalpy**(RLTC\$;*T***=T[1];***x*=x[1])

v[1]=**volume**(RLTC\$;**T**=T[1];**x**=x[1])

"PONTO 2"

P[2]=P[3]

s_2s=s[1]

P[6]=P[7]

"PONTO 6"

v[5]=**volume**(RHTC\$;**T**=T[5];**x**=x[5])

h[5]=enthalpy(RHTC\$;T=T[5];x=x[5])

P[5]=**pressure**(RHTC\$;*T*=T[5];*x*=x[5])

s[5]=**entropy**(RHTC\$;**T**=T[5];**x**=x[5])

x[5]=1 [-]

T[5]=T_EVAP_ABS

"PONTO 5"

h[3]=**enthalpy**(RLTC\$;*T*=T[3];*x*=x[3]) "PONTO 4" h[4]=h[3] P[4]=P[1] s[4]=**entropy**(RLTC\$;*h*=h[4];*P*=P[4])

T[4]=temperature(RLTC\$;*h*=h[4];*P*=P[4])

x[4]=quality(RLTC\$;*T*=T[4];*h*=h[4])

T[3]=T_COND_COMP x[3]=0 [-] s[3]=entropy(RLTC\$;*T*=T[3];*x*=x[3]) P[3]=pressure(RLTC\$;*T*=T[3];*x*=x[3])

"PONTO 3"

{eta_s_LTC=0,00476*R_P_LTC^2 - 0,09238*R_P_LTC + 0,89810} eta_s_LTC=0,85-0,046667*R_P_LTC R_P_LTC=P[2]/P[1] eta_s_LTC=(h_2s-h[1])/(h[2]-h[1]) T[2]=temperature(RLTC\$;*h*=h[2];*P*=P[2]) s[2]=entropy(RLTC\$;*h*=h[2];*P*=P[2])

h_2s=enthalpy(RLTC\$;s=s_2s;P=P[2])

88

s_6s=s[5]

h_6s=enthalpy(RHTC\$;*s*=s_6s;*P*=P[6]) eta_s_HTC_2=-0,00097*R_P_HTC^2 - 0,01026*R_P_HTC + 0,83955 eta_s_HTC=0,85-0,046667*R_P_LTC R_P_HTC=P[6]/P[5] eta_s_HTC=(h_6s-h[5])/(h[6]-h[5]) T[6]=temperature(RHTC\$;*h*=h[6];*P*=P[6]) s[6]=entropy(RHTC\$;*h*=h[6];*P*=P[6])

"PONTO 7"

T[7]=T_COND

x[7]=0 [-]

s[7]=**entropy**(RHTC\$;*T*=T[7];*x*=x[7])

P[7]=**pressure**(RHTC\$;*T*=T[7];*x*=x[7])

h[7]=enthalpy(RHTC\$;T=T[7];x=x[7])

"PONTO 8"

h[8]=h[7]

P[8]=P[5]

s[8]=**entropy**(RHTC\$;*h***=h[8];***P*=P[8])

T[8]=temperature(RHTC\$;*h*=h[8];*P*=P[8])

"CALCULO DA VAZÃO DE PG"

"EVAPORADOR - PONTOS 10 E 11"

T[10]=T_PG_EVAP_E

T[11]=T_PG_EVAP_S

H[10]=enthalpy(*PG*;*T*=T[10];*C*=C_PG;*P*=P_0)

H[11]=enthalpy(*PG*;*T*=T[11];*C*=C_PG;*P*=P_0)

v[10]=**volume**(*PG***; ***T*=T[10]; *C*=C_PG; *P*=P_0)

 $v[11]=volume(\textit{PG};\textit{T}=T[11];\textit{C}=C_PG;\textit{P}=P_0)$

Q_EVAP=M[10]*(H[10]-H[11])

M[10]=M[11]

"CALCULO DA VAZÃO DE ÁGUA"

"CONDENSADOR - PONTOS 12 E 13"

T[12]=T_AGUA_COND_E

T[13]=T_AGUA_COND_S

H[12]=enthalpy(Water;T=T[12];P=P_0)

H[13]=enthalpy(Water;T=T[13];P=P_0)

S[12]=entropy(*Water*;*T*=T[12];*P*=P_0)

S[13]=entropy(*Water*;*T*=T[13];*P*=P_0)

v[12]=volume(*Water*;*T*=T[12];*P*=P_0)

v[13]=volume(*Water*;*T*=T[13];*P*=P_0)

Q_COND=M[12]*(H[13]-H[12])

M[12]=M[13]

M_AGUA=abs(M[12])

"For evaporator"

 $Q_EVAP=m_dot_L^*(h[1] - h[4])$

"For LTC compressor"

 $\label{eq:w_dot_LTC_comp} W_dot_LTC_comp=(m_dot_L^*(h[2] - h[1])) \{/(eta_m_e_LTC)\}$

"For cascade condenser"

 $m_dot_H^*(h[5] - h[8]) = m_dot_L^*(h[2] - h[3])$

"For HTC compressor"

 $W_dot_HTC_comp=(m_dot_H^*(h[6] - h[5])){/(eta_m_e_HTC)}$

"For condenser"

```
Q_COND=m_dot_H^{(h[7] - h[6])}
```

"ANÁLISE ENERGÉTICA"

COP_CBT=Q_EVAP/W_dot_LTC_comp COP_CAT=m_dot_H*(h[5] - h[8])/W_dot_HTC_comp

COP_TOTAL=Q_EVAP/(W_dot_HTC_comp + W_dot_LTC_comp)

"EVAPORADOR"

TK_10=T_PG_EVAP_E+273,15

TK_11=T_PG_EVAP_S+273,15

T_media_PG=(T[10]+T[11])/2

ds_PG=cp_PG*In(TK_11/TK_10)

cp_PG=**cp**(**PG**;**T**=T_media_PG;**C**=C_PG)

 $SGER_EVAP=m_dot_L^*(S[1]-S[4])+M[10]^*ds_PG$

I_EVAP=T_0*SGER_EVAP

"COMPRESSOR BAIXA TEMPERATURA"

SGER_COMP_LTC=m_dot_L*(S[2]-S[1])

I_COMP_LTC=T_0*SGER_COMP_LTC

"CONDENSADOR - CASCATA"

 $SGER_CAS=m_dot_H^*(S[5]-S[8])+m_dot_L^*(S[3]-S[2])$

I_CAS=T_0*SGER_CAS

"VALVULA DE EXPANSÃO 1"

SGER_VE01=m_dot_L*(S[4]-S[3])

I_VE01=T_0*SGER_VE01

"COMPRESSOR ALTA TEMPERATURA"

SGER_COMP_HTC=m_dot_H*(S[6]-S[5])

I_COMP_HTC=T_0*SGER_COMP_HTC

"CONDENSADOR"

SGER_COND=m_dot_H*(S[7]-S[6])+(M[12])*(S[12]-S[13])

I_COND=T_0*SGER_COND

"VALVULA DE EXPANSÃO 2"

SGER_VE02=m_dot_H*(S[8]-S[7])

I_VE02=T_0*SGER_VE02

I_T=I_EVAP+I_COMP_LTC+I_CAS+I_VE01+I_COMP_HTC+I_COND+I_VE02

"CALCULO DA TEMPERATURA TEMODINÂMICA MÉDIA"

eta_II_GER=1-I_T/(W_dot_HTC_comp+W_dot_LTC_comp)

"Thermoeconomic optimization"

 $a=(i_R^{(1+i_R)^N)/((1+i_R)^{-1})$

Q_COND_ABS=abs(Q_COND)

Call

areacond(RHTC\$;T_COND;T[6];P[6];P_0;Q_COND_ABS;M_AGUA;T_AGUA_COND_E;T_AGUA_COND_S:A_0_cond;DELTATm_cond;U_COND)

Call

areaevap(RLTC\$;Q_evap;T_EVAP;P_0;x[4];C_PG;M[11];T_PG_EVAP_E;T_PG_EVAP_S:A_0 _evap;DELTATm_EVAP;U_EVAP)

Call

areacascotubo(RHTC\$;RLTC\$;h[5];h[8];m_dot_H;m_dot_L;T[8];P[8];T[3]:A_0_cas_cond;DELT ATm_CAS;U_CAS)

PR_H=P[6]/P[1]

PR_L=P[2]/P[1]

- $C_T = C_op + C_inv_man + C_amb$
- C_op=t_op*C_el*(W_dot_HTC_comp + W_dot_LTC_comp)
- C_inv_man=a*Fi*C_EQS
- C_EQS=(C_HTC_comp + C_LTC_comp + C_cond + C_evap + C_cas_cond)
- C_HTC_comp=((573*m_dot_H)/(0,8996-eta_s_HTC))*PR_H*In(PR_H)
- C_LTC_comp=((573*m_dot_L)/(0,8996-eta_s_LTC))*PR_L***In**(PR_L)
- C_cond=516,62*A_0_cond+268,45
- C_evap=516,62*A_0_evap+268,45
- C_cas_cond=516,62*A_0_cas_cond+268,45
- $C_amb=m_CO2^*C_CO2$

C_CO2=C_CO2_ton/1000

m_CO2=lambda*W_dot_t*t_op

W_dot_t=W_dot_HTC_comp + W_dot_LTC_comp

 $OPT=peso^{(C_T/1000)+(1-peso)^{(I_T)}}$

•	
	Library file - Heat Exchangers Design
_	
"	

"SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO CASCATA"

"PROCEDIMENTO PARA O CÁLCULO DO COEF. GLOBAL DE TRANSF. DE CALOR E DA ÁREA DE TRANFERÊNCIA DE CALOR"

Subprogram

areacond(RHTC\$;T_COND;T[6];P[6];P_0;Q_COND_ABS;M_AGUA;T_AGUA_COND_E;T_AGUA_COND_S:A_0_cond;DELTATm_cond;U_COND)

{RHTC\$='R717'

T_COND=45

T[6]=109

P[6]=1782

P_0=101,325

Q_COND_ABS=117,9

M_AGUA=5,636

T_AGUA_COND_E=30

T_AGUA_COND_S=35}

D_i= 13,84*(10^(-3))	[m]
D_o= 15,87*(10^(-3))	[m]
L=6,096 [m]	
Pass=2	
u_w=2,0	[m/s]

F_i=0,09 [(m^2*C/kW)]

g=9,81 [m/s^2]

F_o=F_i

T[7]=T_COND

N_TUBO=ceil((4*M_AGUA)/(2*u_w*rho_água*pi#*D_i^2))

mTUBO_AGUA=M_AGUA/N_TUBO

N_0=N_TUBO*Pass

L_TUBO_TOTAL=L*Pass

"Propriedades da água para resfriamento"

T_media=(T_AGUA_COND_E+T_AGUA_COND_S)/2

T_tubo=(T_media + T_COND)/2

rho_água=density(Water;T=T_media;P=P_0)

mu_água=viscosity(*Water*;*T*=T_media;*P*=P_0)

c_p_água=**cp**(*Water*;*T*=T_media;*P*=P_0)

Re=(rho_água*d*u_w)/mu_água

Pr=(c_p_água*1000*mu_água)/k_água

k_água=conductivity(*Water*;*T*=T_media;*P*=P_0)

NuD=(fr/8)*(Re-1000)*(Pr/(1+12,7*(fr/8)^0,5*(Pr^(2/3)-1)))

fr=(0,790*In(Re)-1,64)^(-2)

"Cálculo do coeficiente de calor interno"

h_i=((NuD*k_água)/d)/1000 "kW/m^2K"

d=D_i

"Propriedades do R717 ciclo de refrigeração"

rho_l=density(RHTC\$; T=T[7]; x=0)

rho_v=density(RHTC\$;T=T[6];P=P[6])

k_l=conductivity(RHTC\$;**7**=T[7];**x**=0)

mu_l=viscosity(RHTC\$;*T*=T[7];*x*=0)

h_fg=(h_v-h_l)*1000 "J/kg"

h_v=enthalpy(RHTC\$;**T**=T[7];**x**=1)

h_l=enthalpy(RHTC\$;*T*=T[7];*x*=0)

N=N_0 "10"

T_sat=T_COND

T_s=T_tubo

"Cálculo do coeficiente de calor externo"

 $\label{eq:h_0} h_0=(0,725^*((g^{rho}_l^{rho}_l^{rho}_v)^*k_l^3^*h_fg)/(N^{mu}_l^*(T_sat^-T_s)^*d))^{0,25}/1000$ "kW/m^2K"

 $\label{eq:Q_COND_ABS=U_COND*A_0_cond*DELTATm_cond} Q_COND_ABS=U_COND*A_0_cond*DELTATm_cond$

$$\label{eq:deltatm_cond} \begin{split} \mathsf{DELTATm_cond} = & ((\mathsf{T[7]-T_AGUA_COND_E}) - (\mathsf{T[7]-T_AGUA_COND_S})) / & \mathsf{In}((\mathsf{T[7]-T_AGUA_COND_S})) / & \mathsf{In}(\mathsf{In}(\mathsf{T[7]-T_AGUA_COND_S})) / & \mathsf{In}(\mathsf{I$$

 $U_cond=1/((D_o/D_i)^*(1/h_i)+(D_o/D_i)^*F_i+(D_o/(2^*k_tubo))^*In(D_o/D_i)+F_o+(1/h_o))$

k_tubo=**conductivity**(Copper; **T**=T_tubo) END "ACOND"

Subprogram

areaevap(RLTC\$;Q_evap;T_EVAP;P_0;x[4];C_PG;M[11];T_PG_EVAP_E;T_PG_EVAP_S:A_0 _evap;DELTATm_EVAP;U_EVAP)

[m]

[m]

{RLTC\$='R744'

 $T_EVAP = -40$

x[4]=0,35

P_0=101 [kPa]

Q_evap=65 [kW]

C_PG=60

M[11]=4,159

T_PG_EVAP_E=-25

T_PG_EVAP_S=-30}

D_o= 15,87*(10^(-3))

L=6,096 [m]

Pass=4

u_w=2,0 [m/s]

F_i=0,09 [(m^2*C/kW)]

g=9,81 [m/s^2]

P[4]=pressure(RLTC\$; T=T[4]; x=x[4])

F_o=F_i

T[4]=T_EVAP

 $N_TUBO=ceil((4*M[11])/(2*u_w*rho_PG*pi#*D_i^2))$

mTUBO_dot[11]=M[11]/N_TUBO

N_0=N_TUBO*Pass

L_TUBO_TOTAL=L*Pass

"Propriedades da água para resfriamento"

T_media=(T_PG_EVAP_E+T_PG_EVAP_S)/2

T_tubo=(T_media + T_EVAP)/2

rho_PG=density(*PG*;*T*=T_media;*C*=C_PG)

mu_PG=viscosity(PG;T=T_media;C=C_PG)

c_p_PG=**cp**(*PG***;T**=T_media;**C**=C_PG)

k_PG=conductivity(*PG*;*T*=T_media;*C*=C_PG)

Re=(rho_PG*d*u_w)/mu_PG

Pr=(c_p_PG*1000*mu_PG)/k_PG

NuD=(fr/8)*(Re-1000)*(Pr/(1+12,7*(fr/8)^0,5*(Pr^(2/3)-1)))

fr=(0,790*In(Re)-1,64)^(-2)

"Cálculo do coeficiente de calor interno"

h_i=((NuD*k_PG)/d)/1000 "kW/m^2K"

d=D_i

"Propriedades do fluido de refrigeração R744"

rho_l=**density**(RLTC\$;**T**=T[4];**x**=0)

rho_v=density(RLTC\$; T=T[4]; x=1)

k_l=conductivity(RLTC\$;**T**=T[4];**x**=0)

mu_l=viscosity(RLTC\$;*T*=T[4];*x*=0)

h_fg=(h_v-h_l)*1000 "J/kg"

h_v=enthalpy(RLTC\$;*T*=T[4];*x*=1)

h_l=enthalpy(RLTC\$; T=T[4]; x=0)

N=N_0 "10"

T_sat=T_EVAP

T_s=T_tubo

"Cálculo do coeficiente de calor externo"

 $\label{eq:label} h_o=(0,725^*((g^{rho}_l^{(rho}_l-rho_v)^*k_l^3^*h_fg)/(N^*mu_l^*\textit{abs}(T_sat-T_s)^*d))^{0,25}/1000$ "kW/m^2K"

Q_EVAP=U_EVAP*A_0_evap*DELTATm_EVAP

 $\label{eq:delta_$

U_EVAP=1/((D_o/D_i)*(1/h_i)+(D_o/D_i)*F_i+(D_o/(2*k_tubo))*In(D_o/D_i)+F_o+(1/h_o))

k_tubo=conductivity(Copper; T=T_tubo)

END "EVAP"

Subprogram

areacascotubo(RHTC\$;RLTC\$;h[5];h[8];m_dot_H;m_dot_L;T[8];P[8];T[3]:A_0_cas_cond;DELT ATm_CAS;U_CAS)

D_TUBO_EXT=0,025 [m]

ESP=1,65E-3 [m]

L_TUBO=6,096 [m]

N_PASSE_TUBO=2 [-]

D_TUBO_INT=D_TUBO_EXT - 2*ESP

"N_TUBO_TOTAL=52"

V_R744_COND=1,5 [m/s] "ESTIMADA"

F_INCRUSTRA=9E-2 [m^2-C/kW]

C_s_f=0,0070 [-]

HNC=1,0 [kW/m^2-K]

FB=1,5 [-]

RP=1 "Rp the mean surface roughness - Rp is set to 1,0 µm for undefined surfaces"

"RelRough=0"

T_COND_W=(T[8]+T[3])/2

K_AÇO_INOX_304=conductivity(Stainless_AISI304; T=T_COND_W)/1000

rho_R744_COND=**density**(RLTC\$;*T*=T[3];*x*=0,5)

{V_REFRI_COND=1,5 [m/s] "ESTIMADA"}

N_TUBO=**ceil**((4*m_dot_L)/(2*V_R744_COND*rho_R744_COND*pi#*D_TUBO_INT^2))

m_dot_L_TUBO=m_dot_L/N_TUBO

N_TUBO_TOTAL=N_TUBO*N_PASSE_TUBO

L_TUBO_TOTAL=L_TUBO*N_PASSE_TUBO

"ESCOAMENTO DE R744 (CO2) NOS TUBOS - CONDENSAÇÃO"

"CALCULO DO COEFICENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NOS TUBOS"

Call cond_horizontaltube_avg(RLTC\$; m_dot_L_TUBO; T[3]; T_COND_W; D_TUBO_INT; 0; 1 : h_R744_COND1)

h_R744_COND=(h_R744_COND1/1000)"*N_TUBO_TOTAL"

"CALCULO DO COEFICENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NA CARCAÇA"

q_s=nucleate_boiling(RHTC\$; T[8]; T_COND_W; C_s_f) "W/m^2"

"Reduced Pressure Correlation of Cooper (1984) with Surface Roughness -> Bejan & Kraus Heat Transfer Handbook (2003)"

PR=pressure(RHTC\$;*T*=T[8];*x*=0)/p_crit(RHTC\$)

MW=molarmass(RHTC\$)

h_R717_EVAP1=(55*PR^(0,12-0,20*log10(RP)) *(-**log10**(PR))^(-0,55)*MW^(-0,5)* q_s^(0,67))/1000 "kW/m^2K"

"Palen recommends the following expression to obtain the heat transfer coefficient for boiling in a bundle:"

DELTAT_W=T_COND_W-T[8]

FC=1/(1+0,023*(q_s)^0,15*DELTAT_W^0,75)

h_R717_EVAP2=FB*FC*h_R717_EVAP1+HNC

"CALCULO DO COEFICENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR"

h_R717_EVAP=h_R717_EVAP2 "*N_TUBO_TOTAL"

U_CAS=1/((D_TUBO_EXT/D_TUBO_INT)*(1/h_R744_COND) + (D_TUBO_EXT/D_TUBO_INT)*F_INCRUSTRA + (D_TUBO_EXT/(2*K_AÇO_INOX_304))*In(D_TUBO_EXT/D_TUBO_INT)+ F_INCRUSTRA+ (1/h_R717_EVAP))

Q_CAS=U_CAS*A_0_cas_cond*DELTATm_CAS

 $Q_CAS=m_dot_H^{(h[5]-h[8])}$

DELTATm_CAS=T[3]-T[8]

END "AREA CASCO TUBO"

\$include AREA_TROC_CALOR_SIRACV.LIB

">>>> DADOS ENTRADA <<<<"

"PARÂMETROS A SEREM VARIADOS"

\$IFNOT MIN/MAX

T_EVAP= -38,5

T_COND= 40,5

T_EVAP_ABS= 5

DELTAT_CAS=4

T_GER=85 [C]

T_ABSOR=40,5 [C]

epsilon_SHX=0,60 [-]

\$ENDIF

peso =1

"DADOS TERMODINÂMICOS"

Q_EVAP=65 [kW]

P_0=101,325 [kPa]

C_PG=60

T_AMB= 25 [C]

DELTAT_E=10 SAÍDA DE PG E T_EVAP"

DELTAT_EVAP=5 PG"

DELTAT_C=10

"VARIAÇÃO => -45 A -32ºC"

"VARIAÇÃO => 36 A 45°C"

"VARIAÇÃO => 5 A 15ºC"

"VARIAÇÃO => 3 A 6ºC"

"VARIAÇÃO => 81 a 89 °C"

"VARIAÇÃO => 36 a 45 °C"

"VARIAÇÃO => 0,4 a 0,8 °C"

"CARGA TÉRMICA" "PRESSÃO AMBIENTE" "CONCENTRAÇAO DE PG" "TEMPERATURA AMBIENTE" "DIFERENÇA DE TEMPERATURA DA

"DIFERENÇA DE TEMPERATURA DE

DELTAT_COND=5

T_AGUA_GER_E=100 [C]

T_AGUA_GER_S=93 [C]

T_AGUA_ABSOR_E=30 [C]

100

T_AGUA_ABSOR_S=35 [C] eta_BOMBA=0,90 [-]

"DADOS ECONÔMICOS"

"CONDIÇÃO DE REFERÊNCIA"

T_0=T_AMB+273,15

T_COND_COMP=T_EVAP_ABS+DELTAT_CAS

T_PG_EVAP_S=-30 [°C] "T_EVAP+DELTAT_E"

T_PG_EVAP_E= -20 [°C] "T_PG_EVAP_S+DELTAT_EVAP"

T_AGUA_COND_S=35 [°C] "T_COND - DELTAT_C"

T_AGUA_COND_E= 30 [°C] "T_AGUA_COND_S-DELTAT_COND"

RLTC\$='R744' "Define o fluido refrigerante do sistema de compressão de vapor"

"CALCULO DAS PROPRIEDADES" "### CICLO DE ABSORÇÃO ###" "PONTO 12" T[12]=T_GER X[12]=0 "ADOTA-SE 100% DE ÁGUA"

"PONTO 09"

P[5]=P[14]

T[5]=T[14]

X[5]=X[12]

V[5]=volume(*Water*;x=Q[5];P=P[5])

S[5]=entropy(*Water*;x=Q[5];P=P[5])

H[5]=enthalpy(Water;x=Q[5];P=P[5])

Q[5]=1 "VAPOR SATURADO"

S[14]=entropy(*Water*;*P*=P[14];*h*=h[14]) "PONTO 05"

V[14]=**volume**(*Water*;*P*=P[14];*h*=h[14])

Q[14]=quality(*Water*;*P*=P[14];*h*=h[14])

P[14]=p_sat(*Water*;*T*=T[14])

T[14]=T_EVAP_ABS

H[14]=H[13] "DISPOSITIVO DE EXPANSÃO => ISOENTALPICO"

X[14]=X[12] "ADOTA-SE 100% DE ÁGUA"

V[13]=volume(*Water*;x=Q[13];P=P[13])

S[13] = entropy(Water; x = Q[13]; P = P[13])

H[13]=enthalpy(*Water*;x=Q[13];P=P[13])

Q[13]=0 "TITULO => LIQ SATURADO"

X[13]=X[12] "ADOTA-SE 100% DE ÁGUA"

P[13]=P[12]

T[13]=T_COND

"PONTO 14"

"PONTO 13"

Q[12]=quality(*Water*;*P*=P[12];*T*=T[12])

V[12]=volume(*Water*;*T*=T[12];*P*=P[12])

S[12]=entropy(*Water*;*T*=T[12];*P*=P[12])

H[12]=enthalpy(Water;T=T[12];P=P[12])

P[12]=**p_sat**(*Water*;*T*=T_COND)

"PONTO 10"

S[8]= LiBrSSCs(T[8];X[8]/100;P[8])

V[8]=V_LIBR('SI';T[8];X[8])*0,001 "cm3/g=>m3/kg"

H[8]=LiBrSSCh(T[8];X[8]/100;P[8])

X[8]=X[7]

M[8]*(H[8]-H[7])=M[9]*(H[9]-H[10]) "=> CALCULA H[8]"

P[8]=P[12]

"PONTO 08"

CP[7] = LiBrSSCCp(T[7];X[7]/100;P[7])

S[7]= LiBrSSCs(T[7];X[7]/100;P[7])

V[7]=V_LIBR('SI';T[7];X[7])*0,001 "cm3/g=>m3/kg"

H[7]=LiBrSSCh(T[7];X[7]/100;P[7]) "=> CALCULA T[7]"

eta_BOMBA=(V[6]*(P[7]-P[6]))/(H[7]-H[6]) "=> CALCULA H[7]"

X[7]=X[6]

P[7]=P[12]

"PONTO 07"

S[6]= LiBrSSCs(T[6];X[6]/100;P[6])

 $V[6]=V_LIBR('SI';T[6];X[6])*0,001$ "cm3/g=>m3/kg"

H[6] = LiBrSSCh(T[6];X[6]/100;P[6])

X[6]=X_LIBR('SI';T[6];P[6])

T[6]=T_ABSOR

P[6]=P[5]

"PONTO 06"

CP[9] = LiBrSSCCp(T[9];X[9]/100;P[9])

S[9]= LiBrSSCs(T[9];X[9]/100;P[9])

V[9]=V_LIBR('SI';T[9];X[9])*0,001 "cm3/g=>m3/kg"

H[9]=LiBrSSCh(T[9];X[9]/100;P[9])

X[9]=X_LIBR('SI';T[9];P[9])

T[9]=T_GER

P[9]=P[12]

H[4]=H[3] "DISPOSITIVO DE EXPANSÃO => ISOENTALPICO"

"PONTO 04"

V[3]=volume(RLTC\$;*x*=Q[3];*P*=P[3])

S[3] = entropy(RLTC\$; x = Q[3]; P = P[3])

H[3]=enthalpy(RLTC\$; x=Q[3]; P=P[3])

Q[3]=0 "LIQ SAT"

P[3]=**pressure**(RLTC\$;*T*=T[3];*x*=0)

T[3]=T_COND_COMP

"PONTO 03"

"### CICLO DE COMPRESSÃO ###"

RECIRCULA=X[8]/(X[9]-X[8])

"CALCULO DA RAZÃO DE CIRCULAÇÃO"

S[11]= LiBrSSCs(T[11];X[11]/100;P[11])

V[11]=V_LIBR('SI';T[11];X[11])*0,001 "cm3/g=>m3/kg"

H[11]=LiBrSSCh(T[11];X[11]/100;P[11])

P[11]=P[6]

X[11]=X[10]

H[11]=H[10] "ISOENTÁLPICO NA VÁLVULA"

"PONTO 11"

S[10]= LiBrSSCs(T[10];X[10]/100;P[10])

V[10]=V_LIBR('SI';T[10];X[10])*0,001 "cm3/g=>m3/kg"

H[10]=LiBrSSCh(T[10];X[10]/100;P[10])

epsilon_SHX=(C[10]*(T[9]-T[10]))/(C_MIN_SHX*(T[9]-T[7])) "=> CALCULA T[10]"

C_MIN_SHX=min(C[8];C[10])

C[10]=M[10]*CP[9]

C[8]=M[8]*CP[7]

"ANALISE DA EFETIVIDADE DO SHX"

X[10]=X[9]

P[10]=P[12]

"CALCULO DA VAZÃO EM MASSA DE ÁGUA TROC. CALOR CASCATA"

"CALCULO DO CALOR REJEITADO NO CONDENSADOR CASCATA"

Q_COND_CAS=M[2]*(H[2]-H[3])

M[3]=M[4]

M[4]=Q_EVAP/(H[1]-H[4])

M[1]=M[4]

M[2]=M[4]

"CALCULO DA VAZÃO EM MASSA DE FLUIDO REFRIGERANTE"

PR=P[2]/P[1]

eta_isen=0,85-0,046667*PR

S[2]=entropy(RLTC\$;*P*=P[2];*h*=h[2])

V[2]=volume(RLTC\$;*P*=P[2];*h*=h[2])

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

eta_isen=(HS[2]-H[1])/(H[2]-H[1]) "=> CALCULA H[2]"

HS[2]=enthalpy(RLTC\$;s=SS[2];P=P[2])

SS[2]=S[1] "COMPRESSOR ISOENTRÓPICO"

S[1]=entropy(RLTC\$;*x*=Q[1];*P*=P[1])

"PONTO 2"

P[2]=P[3]

H[1]=enthalpy(RLTC\$;*x*=Q[1];*P*=P[1])

V[1]=**volume**(RLTC\$;**x**=Q[1];**P**=P[1])

T[1]=T[4]

Q[1]=1 "VAPOR SAT"

P[1]=P[4]

"PONTO 01"

S[4]=**entropy**(RLTC\$;**P**=P[4];**h**=h[4])

V[4]=**volume**(RLTC\$;**P**=P[4];**h**=h[4])

Q[4]=quality(RLTC\$; P=P[4]; h=h[4])

P[4]=pressure(RLTC\$;T=T[4];h=h[4])

T[4]=T_EVAP

COP_COMP=Q_EVAP/W_COMP

COP_ABS=Q_COND_CAS/(Q_GER+W_BOMBA)

"CALCULO DOS COP's"

W_BOMBA=M[6]*(H[7]-H[6])

"BOMBA"

W_COMP=M[1]*(H[2]-H[1])

"COMPRESSOR"

"CALCULO DAS POTENCIAS DE COMPRESSÃO E BOMBA"

Q_SHX=M[7]*(H[8]-H[7])

"SHX"

Q_ABSOR=abs(M[6]*H[6]-M[5]*H[5]-M[11]*H[11])

"ABSORVEDOR"

Q_COND=M[12]*(H[12]-H[13])

"CONDENSADOR"

Q_GER=M[9]*H[9]+M[12]*H[12]-M[8]*H[8]

"GERADOR"

"CALCULO DAS TAXAS DE TRANSFERENCIA DE CALOR"

M[8]=M[6]

M[7]=M[6]

M[9]=M[11]

M[10]=M[11]

"=> CALCULA M[11] E M[6]" M[5]*X[5]+M[11]*X[11]=M[6]*X[6]

"VC=> ABSORVEDOR"

f=M[6]/M[11]

M[5]+M[11]=M[6]

"CALCULO DA VAZÃO EM MASSA DE SOLUÇÃO LiBr-H2O"

M[12]=M[14]

M[13]=M[14]

M[5]=M[14]

M[14]=Q_COND_CAS/(H[5]-H[14])

COP_TOTAL=Q_EVAP/(Q_GER+W_BOMBA+W_COMP)

"VERIFICAÇÃO"

CHECK=Q_GER+Q_EVAP-Q_ABSOR-Q_COND+W_COMP+W_BOMBA

"CALCULO DA VAZÃO DE ÁGUA"

"EVAPORADOR - PONTOS 21 E 22"

T[21]=T_PG_EVAP_E

T[22]=T_PG_EVAP_S

H[21]=enthalpy(*PG*;*T*=T[21];*C*=C_PG;*P*=P_0)

 $H[22]=enthalpy(\textit{PG};\textit{T}=T[22];\textit{C}=C_PG;\textit{P}=P_0)$

 $v[21]=volume(\textit{PG};\textit{T}=T[21];\textit{C}=C_PG;\textit{P}=P_0)$

v[22]=volume(*PG*;*T*=T[22];*C*=C_PG;*P*=P_0)

{S[21]=entropy(Water;T=T[21];P=PO)

S[22]=entropy(Water;T=T[22];P=PO)}

Q_EVAP=M[21]*(H[21]-H[22])

M[22]=M[21]

"ABSORVEDOR - PONTOS 19 E 20"

T[19]=T_AGUA_ABSOR_E

T[20]=T_AGUA_ABSOR_S

H[20]=enthalpy(*Water*,*T*=T[20];*P*=P_0)

H[19]=enthalpy(*Water*; *T*=T[19]; *P*=P_0)

S[20]=entropy(*Water*;*T*=T[20];*P*=P_0)

 $S[19]=entropy(Water; T=T[19]; P=P_0)$

v[20]=volume(*Water*;*T*=T[20];*P*=P_0)

v[19]=volume(*Water*;*T*=T[19];*P*=P_0)

Q_ABSOR=M[19]*(H[20]-H[19])

M[20]=M[19]

"GERADOR - PONTOS 17 E 18"

T[17]=T_AGUA_GER_E

T[18]=T_AGUA_GER_S

H[17]=enthalpy(*Water*, *T*=T[17]; *P*=P_0)

H[18]=enthalpy(*Water*; *T*=T[18]; *P*=P_0)

 $S[17]=entropy(Water; T=T[17]; P=P_0)$

S[18]=entropy(*Water*;*T*=T[18];*P*=P_0)

v[17]=volume(*Water*;*T*=T[17];*P*=P_0)

v[18]=volume(*Water*;*T*=T[18];*P*=P_0)

Q_GER=M[17]*(H[17]-H[18])

M[18]=M[17]

"CONDENSADOR - PONTOS 15 E 16"

T[15]=T_AGUA_COND_E

T[16]=T_AGUA_COND_S

H[15]=enthalpy(Water;T=T[15];P=P_0)

 $H[16] = enthalpy(\textit{Water}, \textit{T}=T[16]; \textit{P}=P_0)$

S[15]=entropy(*Water*;*T*=T[15];*P*=P_0)

S[16]=entropy(*Water*;*T*=T[16];*P*=P_0)

v[15]=**volume**(*Water*;*T*=T[15];*P*=P_0)

v[16]=**volume**(*Water*;*T*=T[16];*P*=P_0)

Q_COND=M[15]*(H[16]-H[15])

M[16]=M[15]

TK_21=T_PG_EVAP_E+273,15

TK_22=T_PG_EVAP_S+273,15

T_media_PG=(T[22]+T[21])/2

ds=cp_PG*In(TK_22/TK_21)

cp_PG=**cp**(*PG***;***T*=T_media_PG;*C*=C_PG)

SGER_EVAP=M[4]*(S[1]-S[4])+M[21]*ds

I_EVAP=T_0*SGER_EVAP
"COMPRESSOR"

SGER_COMP=M[1]*(S[2]-S[1])

I_COMP=T_0*SGER_COMP

"CONDENSADOR - CASCATA"

SGER_CAS=M[14]*(S[5]-S[14])+M[1]*(S[3]-S[2])

I_CAS=T_0*SGER_CAS

"VALVULA DE EXPANSÃO 1"

SGER VE01=M[3]*(S[4]-S[3])

I_ABSOR=T_0*SGER_ABSOR

SGER_BOMBA=M[6]*(S[7]-S[6])

I_BOMBA=T_0*SGER_BOMBA

I_SHX=T_0*SGER_SHX

I_GER=T_0*SGER_GER

I_VRP=T_0*SGER_VRP

I_VE02=T_0*SGER_VE02

I_COND=T_0*SGER_COND

"CONDENSADOR"

SGER_SHX=M[7]*(S[8]-S[7])+M[9]*(S[10]-S[9])

"VALVULA REDUTORA DE PRESSÃO"

SGER_VRP=M[10]*(S[11]-S[10])

"VALVULA DE EXPANSÃO 2"

SGER_VE02=M[13]*(S[14]-S[13])

SGER_COND=M[12]*(S[13]-S[12])+M[15]*(S[16]-S[15])

I_VE01=T_0*SGER_VE01

"ABSORVEDOR"

"BOMBA"

"SHX"

"GERADOR"

SGER_ABSOR=M[6]*S[6]-M[5]*S[5]-M[11]*S[11]+M[19]*(S[20]-S[19])

SGER_GER=M[9]*S[9]-M[8]*S[8]+M[12]*S[12]+M[17]*(S[18]-S[17])

I_T=I_GER+I_COND+I_VE02+I_CAS+I_ABSOR+I_BOMBA+I_SHX+I_VRP+I_EVAP+I_COMP +I_VE01

"CALCULO DA TEMPERATURA TEMODINÂMICA MÉDIA"

TMT_GER=(H[18]-H[17])/(S[18]-S[17])

eta_II_GER=1-I_T/(W_COMP+W_BOMBA+Q_GER*(1-(T_0/(TMT_GER))))

Call

areacond(T[12];P[12];Q_cond;P_0;T_COND;T_AGUA_COND_E;T_AGUA_COND_S;M[15]:A_ cond;DELTATm_cond;U_cond)

Call

areaevap(P[4];T[4];M[22];T_PG_EVAP_E;T_PG_EVAP_S;RLTC\$;Q_EVAP;T_EVAP;P_0;C_P G:A_evap;DELTATm_EVAP;U_EVAP)

Call

areacas(Q_COND_CAS;M[2];T[2];P[2];Q[3];T_AMB;M[14];Q[14];T[5];Q[5];DELTAT_CAS:A_cas ;DELTATm_cas;U_cas)

Call

areager(T[9];T[12];Q_ger;P_0;X[9];T_GER;T_AGUA_GER_E;T_AGUA_GER_S;M[17]:A_g;DEL TATm_g;U_g)

Call

areaabs(T[6];T[11];Q_ABSOR;P_0;X[6];T_ABSOR;T_AGUA_ABSOR_E;T_AGUA_ABSOR_S; M[19]:A_a;DELTATm_a;U_a)

Call areashx(Q_shx;M[7];T[7];T[8];X[7];M[9];T[9];T[10];X[9]:A_shx;DELTATm_shx;U_shx)

"The investment cost of all the heat exchangers depends on their heat transfer area according to the equation"

C_T= C_op+C_inv_man+C_amb

C_op=t_op*C_e*Q_ger+t_op*C_el*(W_BOMBA+W_COMP)

C_inv_man=a*Fi*C_eqs

C_amb=m_CO2*C_CO2

C_CO2=C_CO2_ton/1000

m_CO2=lambda*W_dot_t*t_op

W_dot_t=W_BOMBA+W_COMP

 $a=(i_R^{(1+i_R)^N)/((1+i_R)^{-1})$

C_cond=516,62*A_cond+268,45

C_evap=516,62*A_evap+268,45

C_cas=516,62*A_cas+268,45

C_ger=516,62*A_g+268,45

C_abs=516,62*A_a+268,45

C_shx=516,62*A_shx+268,45

C_comp=((573*M[1])/(0,8996-eta_isen))*PR*In(PR)

C_eqs=C_cond+C_evap+C_cas+C_ger+C_abs+C_shx+C_comp

OPT=peso*(C_T/1000)+(1-peso)*(I_T)

"!-----"
"
"------Library file - Heat Exchangers Design ------"
"!-------"
"

"SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO VCARS - COMPRESSÃO DE VAPOR CASCATA / ABSORÇÃO"

"PROCEDIMENTO PARA O CÁLCULO DO COEF. GLOBAL DE TRANSF. DE CALOR E DA ÁREA DE TRANFERÊNCIA DE CALOR"

Subprogram

areacond(T[12];P[12];Q_cond;P_0;T_COND;T_AGUA_COND_E;T_AGUA_COND_S;m_dot[15]:A_cond;DELTATm_cond;U_cond)

D_i= 13,84*(10^(-3))	[m]
D_o= 15,87*(10^(-3))	[m]
L=6,096 [m]	
Pass=2	
u_w=2,0	[m/s]
F_i=0,09 [(m^2*C/kW)]	
g=9,81 [m/s^2]	
F_o=F_i	
T[13]=T_COND	
N_TUBO=ceil((4*m_dot[15])/(2*u_w*rho_água*pi#*D_i^	2))
mTUBO_dot[15]=m_dot[15]/N_TUBO	

N_0=N_TUBO*Pass

L_TUBO_TOTAL=L*Pass

"Propriedades da água para resfriamento"

T_media=(T_AGUA_COND_E+T_AGUA_COND_S)/2

T_tubo=(T_media + T_COND)/2

rho_água=density(Water;T=T_media;P=P_0)

mu_água=viscosity(Water;T=T_media;P=P_0)

c_p_água=**cp**(*Water*;*T*=T_media;*P*=P_0)

Re=(rho_água*d*u_w)/mu_água

Pr=(c_p_água*1000*mu_água)/k_água

k_água=conductivity(*Water*;*T*=T_media;*P*=P_0)

```
NuD=(fr/8)*(Re-1000)*(Pr/(1+12,7*(fr/8)^0,5*(Pr^(2/3)-1)))
```

fr=(0,790*In(Re)-1,64)^(-2)

"Cálculo do coeficiente de calor interno"

h_i=((NuD*k_água)/d)/1000 "kW/m^2K"

d=D_i

"Propriedades da água do ciclo de refrigeração"

```
rho_l=density(Water;T=T[13];x=0)
```

rho_v=density(Water;T=T[12];P=P[12])

k_l=conductivity(*Water*;*T*=T[13];*x*=0)

mu_l=viscosity(Water;T=T[13];x=0)

h_fg=(h_v-h_l)*1000 "J/kg"

h_v=enthalpy(*Water*;*T*=T[13];*x*=1)

```
h_l=enthalpy(Water;T=T[13];x=0)
```

N=N_0 "10"

T_sat=T_COND

T_s=T_tubo

"Cálculo do coeficiente de calor externo"

 $\label{eq:lass} h_o=(0,725^*((g^{rho}_l^{(rho}_l-rho_v)^*k_l^3^*h_fg)/(N^{mu}_l^*(T_sat-T_s)^*d))^{0,25}/1000$ "kW/m^2K" $Q_cond=U_cond^*A_cond^*DELTATm_cond$

$$\label{eq:deltaTm_cond} \begin{split} \mathsf{DELTATm_cond} = & ((\mathsf{T}[13]\mathsf{-}\mathsf{T_AGUA_COND_E}) \cdot (\mathsf{T}[13]\mathsf{-}\mathsf{T_AGUA_COND_S})) / & \mathsf{In}((\mathsf{T}[13]\mathsf{-}\mathsf{T_AGUA_COND_S})) \\ & \mathsf{T_AGUA_COND_E}) / & (\mathsf{T}[13]\mathsf{-}\mathsf{T_AGUA_COND_S})) \end{split}$$

 $U_cond=1/((D_o/D_i)^*(1/h_i)+(D_o/D_i)^*F_i+(D_o/(2^*k_tubo))^*In(D_o/D_i)+F_o+(1/h_o))$

k_tubo=conductivity(Copper; T=T_tubo)

END "ACOND"

Subprogram

areaevap(P[4];T[4];M[22];T_PG_EVAP_E;T_PG_EVAP_S;RLTC\$;Q_EVAP;T_EVAP;P_0;C_P G:A_evap;DELTATm_EVAP;U_EVAP)

D_i= 13,84*(10^(-3))	[m]
D_o= 15,87*(10^(-3))	[m]

L=6,096 [m]

Pass=4

u_w=2,0

[m/s]

F_i=0,09 [(m^2*C/kW)]

g=9,81 [m/s^2]

F_o=F_i

$T[4]=T_EVAP$

 $N_TUBO=ceil((4^*M[22])/(2^*u_w^*rho_PG^*pi\#^*D_i^2))$

mTUBO_dot[22]=M[22]/N_TUBO

N_0=N_TUBO*Pass

L_TUBO_TOTAL=L*Pass

"Propriedades da água para resfriamento"

T_media=(T_PG_EVAP_E+T_PG_EVAP_S)/2

T_tubo=(T_media + T_EVAP)/2

rho_PG=**density**(*PG***;T**=T_media;**C**=C_PG)

mu_PG=**viscosity**(*PG***;***T*=T_media;*C*=C_PG)

c_p_PG=**cp**(*PG***;***T*=T_media;*C*=C_PG)

k_PG=**conductivity**(*PG***;***T*=T_media;*C*=C_PG)

Re=(rho_PG*d*u_w)/mu_PG

Pr=(c_p_PG*1000*mu_PG)/k_PG

NuD=(fr/8)*(Re-1000)*(Pr/(1+12,7*(fr/8)^0,5*(Pr^(2/3)-1)))

fr=(0,790*In(Re)-1,64)^(-2)

"Cálculo do coeficiente de calor interno"

h_i=((NuD*k_PG)/d)/1000 "kW/m^2K"

d=D_i

"Propriedades do fluido de refrigeração R744"

rho_l=density(RLTC\$;T=T[4];x=0)

rho_v=density(RLTC\$; T=T[4];x=1)

k_l=conductivity(RLTC\$;**T**=T[4];**x**=0)

mu_l=viscosity(RLTC\$;*T*=T[4];*x*=0)

h_fg=(h_v-h_l)*1000 "J/kg"

h_v=enthalpy(RLTC\$;*T*=T[4];*x*=1)

h_l=enthalpy(RLTC\$;T=T[4];x=0)

N=N_0 "10"

T_sat=T_EVAP

T_s=T_tubo

"Cálculo do coeficiente de calor externo"

 $\label{eq:label} h_o=(0,725^*((g^{rho}_l^{(rho}_l-rho_v)^*k_l^3^*h_fg)/(N^*mu_l^*abs(T_sat-T_s)^*d))^{0,25}/1000 \\ "kW/m^2K"$

Q_EVAP=U_EVAP*A_EVAP*DELTATm_EVAP

$$\label{eq:deltatm_evap} \begin{split} \mathsf{DELTATm}_{E}\mathsf{VAP}=&((T_\mathsf{PG}_\mathsf{E}\mathsf{VAP}_\mathsf{E}\mathsf{-}\mathsf{T}[4]) \cdot (T_\mathsf{PG}_\mathsf{E}\mathsf{VAP}_\mathsf{S}\mathsf{-}\mathsf{T}[4])) / & \mathsf{In}((T_\mathsf{PG}_\mathsf{E}\mathsf{VAP}_\mathsf{E}\mathsf{-}\mathsf{T}[4])) \\ \\ \mathsf{T}_{e}(\mathsf{T}_{e}\mathsf$$

 $U_EVAP=1/((D_o/D_i)^{*}(1/h_i)+(D_o/D_i)^{*}F_i+(D_o/(2^{*}k_tubo))^{*}In(D_o/D_i)+F_o+(1/h_o))$

k_tubo=conductivity(Copper; T=T_tubo)

END "AEVAP"

"_____

Subprogram

areacas(Q_cas;M_DOT[2];T[2];P[2];Q[3];T_amb;M_DOT[14];Q[14];T[5];Q[5];DELTAT_CAS:A_c as;DELTATm_cas;U_cas)

"PARA ESTE TROCADOR CASCO TUBO A ÁGUA QUE IRÁ EVAPORAR PASSARÁ NA CARCAÇA E A ÁGUA QUE IRÁ CONDENSAR PASSARÁ NO TUBO"

"NLP model based thermoeconomic optimization of vapor compression-absorption cascaded refrigeration system- 2015"

"PROPRIEDADES DA ÁGUA QUE IRÁ CONDENSAR NO TUBO"

{Q_cas=88,43 [kW]

M_DOT[2]= 0,4177 [kg/s]

T[2]=32,79 [C] ENTRA NO TUBO"

P[2]=1369 ENTRA NO TUBO" [kPa]

Q[3]=0 DO TUBO"

"PROPRIEDADES DA ÁGUA QUE IRÁ EVAPORAR NA CARCAÇA"

T_amb=25 [C]

M_DOT[14]= 0,003824 [kg/s]

Q[14]=0,05067 NA CARCAÇA"

T[5]=10 QUE SAI DA CARCAÇA" [C]

Q[5]=1 CARCAÇA"

DELTAT_CAS=8 [C]

T[14]=T[5] QUE ENTRA NA CARCAÇA"

T[3]=T_COND_COMP

T_COND_COMP=T[5]+DELTAT_CAS "TEMPERATURA DE CONDENSAÇÃO"

"GEOMETRIA DOS TUBOS"

D_i= 13,84*(10^(-3))	[m]
----------------------	-----

D_o= 15,87*(10^(-3)) [m]

L=6,096 [m]

Pass=2

[m/s]

F_i=0,09 [(m^2*C/kW)]

g=9,81 [m/s^2]

F_o=F_i

N_TUBO=**ceil**((4*M_DOT[2])/(2*u_w*rho_l*pi#*D_i^2))

mTUBO_dot[2]=M_DOT[2]/N_TUBO

N_0=N_TUBO*Pass

L_TUBO_TOTAL=L*Pass

"PROPRIEDADES DA ÁGUA QUE IRÁ CONDENSAR NO TUBO"

T_tubo=(T_COND_COMP+T[5])/2 Pr=prandtl(*Water*;*T*=T_COND_COMP;*x*=0) cp_l=cp(*Water*;*T*=T_COND_COMP;*x*=0) rho_l=density(*Water*;*T*=T_COND_COMP;*x*=0) rho_v=density(Water;T=T_COND_COMP;x=1) k_l=conductivity(*Water*,*T*=T_COND_COMP;*x*=0) mu_l=viscosity(*Water*;*T*=T_COND_COMP;*x*=0) h_fg=(h_v-h_l)*1000 "J/kg" h_v=enthalpy(*Water*;*T*=T_COND_COMP;*x*=1) h_l=enthalpy(*Water*;*T*=T_COND_COMP;*x*=0) N=N_0 "10" T_sat=T_COND_COMP T_s=T_tubo $h_fg_1=h_fg+(3/8)*cp_l*(T_sat-T_s)$ "PROPRIEDADES DA ÁGUA QUE IRÁ EVAPORAR NA CARCAÇA" T_car=(T[5]+T_COND_COMP)/2 Pr_car=**prandtl**(*Water*;*T*=T[5];*x*=0) cp_l_car=**cp**(*Water*;*T*=T[5];*x*=0)

rho_l_car=density(Water;T=T[5];x=0)

rho_v_car=density(Water,T=T[5];x=1)

mu_l_car=viscosity(Water;T=T[5];x=0)

sigma=surfacetension(Water;T=T[5])

h_fg_car=(h_v_car-h_l_car) "J/kg"

h_v_car=enthalpy(Water;T=T[5];x=1)

h_l_car=enthalpy(Water;T=T[5];x=0)

T_sat_car=T[5]

T_s_car=T_car

 $h_fg_1_car=h_fg_car+(3/8)*cp_l*(T_sat-T_s)$

"Cálculo do coeficiente de calor interno"

{Call cond_horizontaltube_avg('Water'; mTUBO_dot[2]; T[3]; T_tubo; D_i; 0; 1 : h_i1)

h_i=(h_i1/1000) *N_TUBO_TOTAL}

d=D_i

"Cálculo do coeficiente de calor externo"

"CALCULO DO COEFICENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NA CARCAÇA"

C_s_f=0,0070 [-]

q_s=nucleate_boiling('Water'; T[5]; T_car; C_s_f) "W/m^2"

"Reduced Pressure Correlation of Cooper (1984) with Surface Roughness -> Bejan & Kraus Heat Transfer Handbook (2003)"

PRE=pressure('Water'; T=T[5];x=0)/p_crit('Water')

MW=molarmass('Water')

RP=1 "Rp the mean surface roughness - Rp is set to 1,0 µm for undefined surfaces"

h_o1=(55*PRE^(0,12-0,20*log10(RP)) *(-**log10**(PRE))^(-0,55)*MW^(-0,5)* q_s^(0,67))/1000 "kW/m^2K"

"Palen recommends the following expression to obtain the heat transfer coefficient for boiling in a bundle:"

DELTAT_W=T[3]-T[5]

HNC=1,0 [kW/m^2-K]

FB=1,5 [-]

 $FC=1/(1+0.023*(q_s/1000)^0.15*DELTAT_W^0.75)$

h_o2=FB*FC*h_o1+HNC

h_o=h_o2

 $\{h_0^*(T_s_car-T_sat_car) = (mu_l_car^*h_fg_car^*(((g^*(rho_l_car-rho_v_car))/sigma)^0,5)^*((cp_l_car^*(T_s_car-T_sat_car))/(0,013^*h_fg_car^*Pr_car))^3) \}$

"Cálculo da Área do Trocador"

Q_cas=U_cas*A_cas*DELTATm_cas

DELTATm_cas=DELTAT_CAS

 $\label{eq:U_cas=1/((D_o/D_i)^*(1/h_i)+(D_o/D_i)^*F_i+(D_o/(2^*k_tubo))^*In(D_o/D_i)+F_o+(1/(h_o))) \\ "kW/m^2K"$

k_tubo=**conductivity**(Copper; **T**=T_tubo)

END "ACAS"

Subprogram

areager(T[9];T[12];Q_g;P_0;X[9];T_g;T_AGUA_E;T_AGUA_S;m_dot[17]:A_g;DELTATm_g;U_g)

"PARA ESTE TROCADOR A ÁGUA DE RESFRIAMENTO PASSARÁ NOS TUBOS E A ÁGUA (REFRIGERANTE) PASSARÁ NA CARCAÇA"

D_i= 13,84*(10^(-3))	[m]
D_o= 15,87*(10^(-3))	[m]
L=6,096 [m]	
Pass=2	
u_w=2,0	[m/s]
F_i=0,09 [(m^2*C/kW)]	
g=9,81 [m/s^2]	
F_o=F_i	
N_TUBO= ceil ((4*m_dot[17])/(2*u_w*rho_água*pi#*D_i^	2))
mTUBO_dot[17]=m_dot[17]/N_TUBO	
N_0=N_TUBO*Pass	
L_TUBO_TOTAL=L*Pass	
"Propriedades da água para resfriamento"	
T_tubo=(T_media + T_g)/2	
T_media=(T_AGUA_E+T_AGUA_S)/2	

rho_água=density(*Water*,T=T_media;x=0)

mu_água=**viscosity**(*Water*;*T*=T_media;*x*=0)

c_p_água=**cp**(*Water*;*T*=T_media;*x*=0)

Re=(rho_água*d*u_w)/mu_água

Pr=(c_p_água*1000*mu_água)/k_água

k_água=conductivity(*Water*;*T*=T_media;*x*=0)

NuD=(fr/8)*(Re-1000)*(Pr/(1+12,7*(fr/8)^0,5*(Pr^(2/3)-1)))

fr=(0,790*In(Re)-1,64)^(-2)

"Cálculo do coeficiente de calor interno"

d=D_i

h_i=((NuD*k_água)/d)/1000 "kW/m^2"

h_o=(5554,3*GAMMA^0,236)/1000

"kW/m^2"

GAMMA=mTUBO_dot[17]/(L/2)

"Cálculo do coeficiente de calor externo"

Q_g=U_g*A_g*DELTATm_g

 $\mathsf{DELTATm}_g=((\mathsf{T}_\mathsf{A}\mathsf{G}\mathsf{U}\mathsf{A}_\mathsf{E}\mathsf{-}\mathsf{T}[9])\mathsf{-}(\mathsf{T}_\mathsf{A}\mathsf{G}\mathsf{U}\mathsf{A}_\mathsf{S}\mathsf{-}\mathsf{T}[12]))/\mathsf{In}((\mathsf{T}_\mathsf{A}\mathsf{G}\mathsf{U}\mathsf{A}_\mathsf{E}\mathsf{-}\mathsf{T}[9])/(\mathsf{T}_\mathsf{A}\mathsf{G}\mathsf{U}\mathsf{A}_\mathsf{S}\mathsf{-}\mathsf{T}[12]))$

 $\label{eq:U_g=1/((D_o/D_i)^*(1/h_i)+(D_o/D_i)^*F_i+(D_o/(2^*k_tubo))^*In(D_o/D_i)+F_o+(1/(h_o))) \\ ^*kW/m^2K''$

k_tubo=conductivity(Copper; T=T_tubo)/1000 "kW/m*K"

END "AGER"

"_____= ===========""

Subprogram

areaabs(T[6];T[11];Q_a;P_0;X[6];T_a;T_AGUA_E;T_AGUA_S;m_dot[19]:A_a;DELTATm_a;U_ a)

"PARA ESTE TROCADOR A ÁGUA DE RESFRIAMENTO PASSARÁ NOS TUBOS E A ÁGUA (REFRIGERANTE) PASSARÁ NA CARCAÇA"

{T[6]=40 [C]

T[11]=58 [C]

Q_a=114,94 [kW]

P_0=101 [kPa]

X[6]=55,34

T_a=40 [C]	
------------	--

T_AGUA_E=30 [C]

T_AGUA_S=35 [C]

D_i= 13,84*(10^(-3))

D_o= 15,87*(10^(-3))

m_dot[19]= 5,551 [kg/s]

"Vazão da água de resfriamento"}

[m]

[m]

L=6,096 [m]

Pass=4

"N_0=10

u_w=2,0

[m/s]

F_i=0,09 [(m^2*C/kW)]

g=9,81 [m/s^2]

F_o=F_i

N_TUBO=ceil((4*m_dot[19])/(2*u_w*rho_água*pi#*D_i^2))

mTUBO_dot[19]=m_dot[19]/N_TUBO

N_0=N_TUBO*Pass

L_TUBO_TOTAL=L*Pass

"Propriedades da água para resfriamento"

Τ_	_tubo=	(T_media	+ T_	_a)/2
----	--------	----------	------	-------

T_media=(T_AGUA_E+T_AGUA_S)/2

rho_água=**density**(*Water*;*T*=T_media;*x*=0)

mu_água=viscosity(*Water*;*T*=T_media;*x*=0)

c_p_água=**cp**(*Water*;*T*=T_media;*x*=0)

Re=(rho_água*d*u_w)/mu_água

Pr=(c_p_água*1000*mu_água)/k_água

k_água=conductivity(*Water*;*T*=T_media;*x*=0)

NuD=(fr/8)*(Re-1000)*(Pr/(1+12,7*(fr/8)^0,5*(Pr^(2/3)-1)))

fr=(0,790*In(Re)-1,64)^(-2)

"Cálculo do coeficiente de calor interno"

d=D_i

h_i=((NuD*k_água)/d)/1000 "kW/m^2"

mu=VISC_LIBR('SI';T_a;X[6])

v=V_LIBR('SI';T_a;X[6])/1000 [m^3/kg]

rho=v^(-1) [kg/m^3]

h_o=(2000*((mu/rho)/10^(-6))^(-1,7))/1000

"kW/m^2"

"Cálculo do coeficiente de calor externo"

Q_a=U_a*A_a*DELTATm_a

 $\mathsf{DELTATm}_a=((\mathsf{T}[11]\mathsf{-}\mathsf{T}_\mathsf{A}\mathsf{G}\mathsf{U}\mathsf{A}_\mathsf{S})\mathsf{-}(\mathsf{T}[6]\mathsf{-}\mathsf{T}_\mathsf{A}\mathsf{G}\mathsf{U}\mathsf{A}_\mathsf{E}))/\mathsf{In}((\mathsf{T}[11]\mathsf{-}\mathsf{T}_\mathsf{A}\mathsf{G}\mathsf{U}\mathsf{A}_\mathsf{S})/(\mathsf{T}[6]\mathsf{-}\mathsf{T}_\mathsf{A}\mathsf{G}\mathsf{U}\mathsf{A}_\mathsf{E}))$

 $\label{eq:U_a=1/((D_o/D_i)^*(1/h_i)+(D_o/D_i)^*F_i+(D_o/(2^*k_tubo))^*In(D_o/D_i)+F_o+(1/(h_o))) \\ ^*kW/m^2K"$

k_tubo=conductivity(Copper; T=T_tubo)/1000 "kW/m*K"

END "AABS"

"______" _______"

Subprogram

areashx(Q_shx;m_dot_fria;T[7];T[8];X[7];m_dot_quente;T[9];T[10];X[9]:A_shx;DELTATm_shx;U_shx)

"CÁLCULO DO TROCADOR DE CALOR DA MISTURA LIBR-H2O"

"PARA ESTE TROCADOR A MISTURA FRIA PASSARÁ NO TUBO DE DIÂMETRO MENOR E A MISTURA QUENTE NO TUBO DE DIÂMETRO MAIOR"

{Q_shx= 21,67 [kW]

"Carga térmica"

"Propriedades da mistura fria"

m_dot_fria=0,4537 [kg/s]

"Vazão de mistura fria"

"Vazão de mistura fria"

T[7]=40 [C]

T[8]=63,33 [C]

X[7]=55,34

"Propriedades da mistura quente"

m_dot_quente=0,4154 [kg/s]

T[9]=85 [C]

T[10]=58 [C]

X[9]=60,43

N=1

D_o=15*10^(-3) [m]

delta_o=1*10^(-3) [m]

D_i=9,5*10^(-3) [m]

delta_i=0,7*10^(-3) [m]

"Diâmetro interno"

"Espessura externa"

"Diâmetro externo"

"Espessura interna"

d=D_i

F_i=0,09 [(m^2*C/kW)]

F_o=F_i

T_media_fria=(T[7]+T[8])/2

mu_fria=VISC_LIBR('SI';T_media_fria;X[7])

k_fria=COND_LIBR('SI';T_media_fria;X[7])

P_fria=P_LIBR('SI';T_media_fria;X[7])

c_p_fria=LiBrSSCCp(T_media_fria;X[7]/100;P_fria)*1000

Pr_fria=(c_p_fria*mu_fria)/k_fria

T_media_quente=(T[9]+T[10])/2

mu_quente=VISC_LIBR('SI';T_media_quente;X[9])

k_quente=COND_LIBR('SI';T_media_quente;X[9])

P_quente=P_LIBR('SI';T_media_quente;X[9])

c_p_quente=LiBrSSCCp(T_media_quente;X[9]/100;P_quente)*1000 "J/(kg*K)"

Pr_quente=(c_p_quente*mu_quente)/k_quente

"Cálculo de h_i"

NuD_fria=(fr_fria/8)*(Re-1000)*(Pr_fria/(1+12,7*(fr_fria/8)^0,5*(Pr_fria^(2/3)-1)))

fr_fria=(0,790*In(Re)-1,64)^(-2)

Re=(4*m_dot_fria)/(pi#*d*mu_fria)

(h_i*d)/k_fria=NuD_fria

"Cálculo de h_o"

NuD_quente=(fr_quente/8)*(Re_D_h-1000)*(Pr_quente/(1+12,7*(fr_quente/8)^0,5*(Pr_quente^(2/3)-1)))

fr_quente=(0,790*In(Re_D_h)-1,64)^(-2)

 $D_h=(D_o-2*delta_o)-(D_i+2*delta_i)$

Re_D_h=(4*m_dot_quente)/(pi#*D_h*mu_quente)

(h_o*D_h)/k_quente=NuD_quente

"Cálculo da Área"

Q_shx=U_shx*A_shx*DELTATm_shx

 $\mathsf{DELTATm_shx}{=}((\mathsf{T[9]}{-}\mathsf{T[8]}){-}(\mathsf{T[10]}{-}\mathsf{T[7]}))/\mathsf{In}((\mathsf{T[9]}{-}\mathsf{T[8]})/(\mathsf{T[10]}{-}\mathsf{T[7]}))$

U_shx=1/((D_o/D_i)*(1/(h_i/1000))+(D_o/D_i)*F_i+(D_o/(2*k_tubo))*In(D_o/D_i)+F_o+(1/((h_o/1000)))) "kW/m^2*K"

k_tubo=**conductivity**(Copper; *T*=T_tubo)/1000 "kW/(m*K)"

T_tubo=(T_media_quente+T_media_fria)/2

END "SHX"