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

Geovane Padovani Resende

OTIMIZAÇÃO TERMOECONÔMICA DE UM SISTEMA DE TERMOACUMULAÇÃO APLICADO A SISTEMAS DE AR CONDICIONADO UTILIZANDO A METODOLOGIA *FOUR E*

Belo Horizonte 2018 Geovane Padovani Resende

OTIMIZAÇÃO TERMOECONÔMICA DE UM SISTEMA DE TERMOACUMULAÇÃO APLICADO A SISTEMAS DE AR CONDICIONADO UTILIZANDO A METODOLOGIA *FOUR E*

Dissertação apresentada ao Programa de Pósgraduação 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

Área de concentração: Eficiência Energética

Belo Horizonte 2018

Resende, Geovane Padovani

R4330 Otimização termoeconômica de um sistema de termoacumulação aplicado a sistemas de ar condicionado utilizando a metodologia Four E. / Geovane Padovani Resende. -- Belo Horizonte, 2018. 161f. : 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, 2018.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Eduardo Lopes Barbieri

Bibliografia

1. Ar Condicionado. 2. Calor - Armazenamento. 3. Otimização Matemática. 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

Geovane Padovani Resende

OTIMIZAÇÃO TERMOECONÔMICA DE UM SISTEMA DE TERMOACUMULAÇÃO APLICADO A SISTEMAS DE AR CONDICIONADO UTILIZANDO A METODOLOGIA *FOUR E*

Dissertação apresentada ao Programa de Pósgraduação 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.

Área de concentração: Eficiência Energética

Prof. Dr. Paulo Eduardo Lopes Barbieri – CEFET MG (Orientador)

Prof. Dr. Ralney Nogueira de Faria – CEFET MG (Banca Examinadora)

Prof. Dra. Cristiana Brasil Maia – PUC MG (Banca Examinadora)

Belo Horizonte, 16 de março de 2018

A minha família por todo apoio, em especial a minha mãe e minha irmã por todo o incentivo.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus pela oportunidade a mim concedida em avançar mais uma etapa de minha formação profissional e pessoal.

Aos meus pais e irmã pelo suporte dado ao longo desta caminhada, em especial à minha mãe que acompanhou toda minha trajetória me encorajando nos momentos difíceis.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Paulo Eduardo Lopes Barbieri, por me aceitar como seu orientando, por todo apoio e ensinamentos passados, pela disponibilidade e atenção com as quais sempre fui recebido.

Aos meus colegas de jornada, em especial ao Estêvão Lannes Tolentino, Vinícius Lopes Vilaça Santos e Thiago Pereira Silva pelo apoio, motivação e também pelos momentos de descontração.

Aos professores e funcionários do programa de pós-graduação que contribuíram para minha formação e conclusão deste projeto, André Guimarães Ferreira, José Henrique Martins Neto, Ralney Nogueira de Faria e Marcos Lins de Oliveira.

À CAPES pelo apoio financeiro concedido.

Ao Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais (CEFET-MG) pelo espaço e toda estrutura concedida durante o curso.

RESUMO

O presente trabalho constituiu em uma análise e otimização termoeconômica de um sistema ITES (Ice Thermal Energy Storage) para atendimento de sistemas de ar condicionado onde foi aplicada a metodologia Four E (análise das eficiências energética, exergética, os aspectos econômicos e ambientais do sistema de armazenamento). Um modelo matemático do sistema foi desenvolvido e um estudo de caso foi aplicado para o conjunto de edificações que compõe a unidade sede da Procuradoria Geral da República – PGR em Brasília/DF. As funções otimizadas foram a eficiência exergética total (maximizada) e taxa de custo total (minimizada) por meio do método Nelder-Mead Simplex. Em seguida, o conjunto de soluções obtidas das funções otimizadas foram plotadas em um Pareto de onde foi selecionado o ponto ótimo de maior eficiência exergética total e menor taxa de custo total do sistema ITES. Para a seleção do ponto ótimo foram utilizadas as técnicas TOPSIS -Technique for Order of Preference by Similarity to Ideal Solution e LINMAP - Linear Programing Technique for Multidimensional Analysis of Preference. Por fim esse sistema foi comparado a um sistema operando de forma convencional, sem termoacumulação e sob o ponto de vista das modalidades tarifárias horo-sazonal azul e verde de onde foi possível obter o tempo de retorno do investimento e a viabilidade da implementação do sistema ITES. Os Resultados mostraram que o sistema com termoacumulação apresentou uma eficiência exergética de 61,72% enquanto para o sistema convencional a eficiência exergética obtida foi de 59,65%. A Técnica de tomada de decisão TOPS/S foi escolhida por apresentar uma economia anual em relação à técnica LINMAP de aproximadamente 427.000 US\$/ano para uma diferença de eficiência exergética de apenas 1,16%. Os resultados também mostraram que o sistema ITES operando com tarifação verde, proporcionou uma economia de energia elétrica em torno de 11% ao ano em relação à operação do sistema convencional, portanto deixando de emitir para a atmosfera cerca de 88,94 toneladas de CO₂ anualmente. Os períodos de retorno de investimento (payback) obtidos para a operação do sistema ITES nas modalidades horo-sazonal azul e verde foram de 6,53 anos e 3,34 anos respectivamente. Dessa forma o trabalho contribuiu para uma análise crítica do ponto de vista termoeconômico e ambiental apontando a viabilidade do sistema ITES para centrais de ar condicionado.

Palavras-Chave: Ar condicionado. Termoacumulação. ITES. Otimização. *Four E analysis. LINMAP. TOPSIS*.

ABSTRACT

The present work consisted in an analysis and thermoeconomic optimization of an ITES (Ice Thermal Energy Storage) system to attend air conditioning systems where the Four E methodology was applied (energy, exergy efficiency analysis, economic and environmental analysis of the storage). A mathematical model of the system was developed and a case study was applied to the set of buildings that make up the headquarters of the Attorney General's Office - PGR in Brasília / DF. The optimized functions were total exergetic efficiency (maximized) and total cost rate (minimized) through the Nelder-Mead Simplex method. Then, the set of solutions obtained from the optimized functions were plotted in a Pareto from where the optimal point of greatest total exergy efficiency and lowest total cost rate of the ITES system was selected. For the selection of the optimal point, the techniques TOPSIS - Technique for Order of Preference by Similarity to Ideal Solution and LINMAP -Linear Programing Technique for Multidimensional Analysis of Preference were used. Finally, this system was compared to a system operating in a conventional way, without thermoaccumulation and from the point of view of horo-seasonal blue and Green modalities from which it was possible to obtain the time of return of the investment and the feasibility of the implementation of the system ITES. The results showed that the system with thermoaccumulation presented an exergetic efficiency of 61.72% while for the conventional system the exergética efficiency obtained was 59.65%. The TOPSIS Decision Making Technique was selected for annual savings of approximately 427,000 US\$/years for an exergistic efficiency difference of only 1.16%. The results also showed that the ITES system operating with green rates provided electricity savings of around 11% per year compared to the operation of the conventional system, thus leaving to emit about 88.94 tons of CO_2 annually. The payback periods obtained for the operation of the ITES system in the horoseasonal blue and green modalities were 6.53 years and 3.34 years respectively. In this way the work contributed to a critical analysis from the thermoeconomic and environmental point of view, pointing out the feasibility of the ITES system for air conditioning plants.

Keywords: Air conditioning. Thermoaccumulation. ITES. Optimization. Four E analysis. LINMAP. TOPSIS.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1- Condições de conforto para verão e inverno recomendadas pela ASHRAE	. 24
Figura 2 – Ciclo refrigeração compressão de vapor	. 26
Figura 3 – Diagrama T-s do ciclo ideal	. 26
Figura 4 – Chiller de condensação a água (a); Chiller de condensação a ar (b)	
e Fan & Coil (c)	. 28
Figura 5 – Tanque de água gelada em aço	35
Figura 6 - Tanque de gelo em polietileno	. 35
Figura 7 – Estratégia de armazenamento completo	. 37
Figura 8 – Estratégia de armazenamento completo com nivelamento parcial de carga	. 37
Figura 9 – Estratégia de armazenamento parcial com nivelamento de carga	. 38
Figura 10 – Estratégia de armazenamento parcial com limitação de demanda energética	. 39
Figura 11 – Movimentos de expansão, contração e reflexão do polítopo de otimização no	
método Nelder-Mead Simplex	. 48
Figura 12 – Curva do conjunto ótimo de Pareto da otimização multiobjetiva	. 49
Figura 13 – Comportamento da eficiência energética com a temperatura do estado morto.	. 60
Figura 14 – Comportamento da eficiência exergética com a temperatura do estado morto .	. 60
Figura 15 – Convencional (sem armazenamento) de grande porte	62
Figura 16 – Armazenamento completo de grande porte	. 62
Figura 17 – Parcial (prioridade armazenamento) de grande porte	63
Figura 18 – Parcial (prioridade resfriador) de grande porte	. 63
Figura 19 – Convencional (sem armazenamento) de médio	63
Figura 20 – Armazenamento completo de grande porte	. 63
Figura 21 – Parcial (prioridade armazenamento) de grande porte	63
Figura 22 – Parcial (prioridade resfriador) de grande porte	. 63
Figura 23 – Representação gráfica dos subgrupos, tarifas e edificações	
no Brasil (PROCEL, 2008)	.70
Figura 24 – Carga do sistema de água gelada x demanda de carga máxima para cada	
edificação	.70
Figura 25 – Perfil típico da carga de resfriamento requerida, da capacidade de carga do	
sistema ITES e do sistema convencional para um prédio comercial	. 76
Figura 26 – Diagrama esquemático do modelo do sistema SAGFI	. 78
Figura 27 – Representação de um trocador compacto de aletas onduladas	. 96
Figura 28 – a) Seção transversal do trocador de calor casco e tubo; b) representação do	
passo quadrado do trocador; c) representação esquemática do trocador de ca	lor
1-1	. 99
Figura 29 – Variação dos valores máximos de temperatura ambiente em um ano	
em Ahwas	111
Figura 30 – Foto aérea do edifício sede da PGR em Brasília-DF	114
Figura 31 – Perfil de cargas térmicas do edifício sede da PGR para condição de verão '	115
Figura 32 – Curvas de distribuição das máximas temperaturas, umidade relativa e	
pressão para Brasília-DF no ano de 2016 conforme BDMEP.	116
Figura 33 – Curvas de soluções ótimas de Pareto e seus pontos ótimos para as	
modalidades tarifárias horo-sazonal azul e verde pelos métodos TOPSIS e	
LINMAP	118
Figura 34 – Consumos de eletricidade ao longo do ano para os sistemas ITES e	
convencional	123

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Comparativo dos sistemas "X" e "Y" para o exemplo ilustrativo proposto por	
Dinçer (2002)	55
Tabela 2 – Temperaturas, coeficientes de performance e densidades máximas de	
armazenamento	56
Tabela 3 – Dados de eficiência e perdas para o armazenamento total	57
Tabela 4 – Eficiência total de energia e exergia para o armazenamento total	57
Tabela 5 – Dados de eficiência e perdas para o armazenamento parcial	59
Tabela 6 – Eficiência global de energia e exergia para o armazenamento parcial	59
Tabela 7 – Cidades selecionadas que apresentam climas diversificados	62
Tabela 8 – Redução de emissões estimada para armazenamento com nivelamento	
de carga	65
Tabela 9 – Parâmetros de decisão (projeto) ótimos para cada estratégia de	
armazenamento	67
Tabela 10 – Parâmetros de decisão (projeto) ótimos para sistemas ITES e PCM	68
Tabela 11 – Parâmetros de decisão (projeto) ótimos do sistema ITES operando	
com R717 e R134a	69
Tabela 12 – Tabela com a economia anual das tarifas de escritórios e escolas (R\$)	71
Tabela 13 – Tabela com a economia anual das tarifas para hospitais e hotéis (R\$)	72
Tabela 14 – Funções custo de capital para equipamentos de sistemas CTES	90
Tabela 15 – Parâmetros de projeto ITES e seus intervalos de variação típicos	. 104
Tabela 16 – Parâmetros de projeto ITES ótimos obtidos	. 104
Tabela 17 – Parâmetros avaliados para validação do modelo matemático	. 112
Tabela 18 – Tarifas de consumo e demanda de energia em Brasília	. 116
Tabela 19 – Custo total anual do sistema ITES nas modalidades horo-sazonal	
azul e verde	. 119
Tabela 20 – Set points ótimos de operação do sistema ITES	. 119
Tabela 21 – Consumos de potência e performance dos sistemas ITES e	
Convencional	. 120
Tabela 22 – Exergia destruída e eficiências exergéticas dos sistemas ITES e	
Convencional	. 121
Tabela 23 – Eletricidade consumida e emissões de CO ₂ dos sistemas ITES e	
Convencional	. 122
Tabela 24 – Custos totais anuais dos sistemas ITES e Convencional.	. 124

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

- ABNT Associação Brasileira de Normas Técnicas
- ABRAVA Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento
- ACGIH American Conference of Governmental Industrial Hygienists
- ANEEL Agência Nacional de Energia Elétrica
- ASHRAE American Society of Heating, Refrigeration, and Air Conditioning Engineers
- AVAC Aquecimento, ventilação e ar condicionado
- BCB Banco Central do Brasil
- BDMEP Banco de Dados Meteorológicos para Ensino e Pesquisa
- BEN Balanço Energético Nacional
- CEB Companhia Energética de Brasília
- CTES Cold Thermal Energy Storage
- DF Distrito Federal
- EES Engineering Equation Solver
- EPE Empresa de Pesquisa Energética
- EUV Estabilizadores Ultravioleta
- HVAC Heating Ventilation and Air Conditioning
- IESNA Illuminating Engineering Society of North América
- INMET Instituto Nacional de Meteorologia
- IPCC Intergovernmental Panel om Climate Change
- ITES Ice Thermal Energy Storage
- LINMAP Linear Programing Technique for Multidimensional Analysis of Preference
- MOPSO Multi-Objective Particle Swarm Optimization
- NBR Norma Brasileira
- NSGA Non-Dominated Storing Genetic Algorithm
- PCM Phase Change Materials
- PROCEL Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica
- PSOA Particle Swarm Optimization Algorithm
- SAGCG Sistema de Armazenamento de Gelo por Colheita de Gelo
- SAGE Sistema de Armazenamento de Gelo Encapsulado
- SAGFE Sistema de Armazenamento de Gelo por Fusão Externa
- SAGFI Sistema de Armazenamento de Gelo por Fusão Interna
- SAGP Sistema de Armazenamento de Gelo em Pasta
- SIN Sistema Interligado Nacional
- SWERA Solar and Wind Energy Resourse Assessement
- TES Thermal Energy Storage
- TOPSIS Technique for Order of Preference by Similarity to Ideal Solution
- UTA Unidade de Tratamento de Ar
- UV Ultravioleta
- WTES Water Thermal Energy Storage

LISTA DE SÍMBOLOS

A Área	<i>m</i> ²]
A_c Área de fluxo transversal	[<i>m</i> ²]
COP Coeficiente de performance	[—]
$COP_{R,Carnot}$ Coeficiente de performance do refrigerador de Carnot	[—]
$COP_{R,rev}$ Coeficiente de performance do refrigerador reversível	[—]
c_p Calor específico à pressão constante	$\left[\frac{kJ}{kg.K}\right]$
C Custo	[<i>US</i> \$]
C_{AE} Custo de aquisição de equipamento	[<i>US</i> \$]
C _{total,anual} Custo total anual	$\left[\frac{US\$}{ano}\right]$
C_{elet} Custo da eletricidade	$\left[\frac{US\$}{kWh}\right]$
Consanual, elet Consumo anual de eletricidade	[kWh]
C_{CO_2} Custo por tonelada de CO ₂ emitido	$\left[\frac{US\$}{ton}\right]$
Cmin Capacidade térmica mínima	$\left[\frac{kW}{K}\right]$
C_{max} Capacidade térmica máxima	$\left[\frac{kW}{K}\right]$
C_q Capacidade térmica do fluido quente	$\left[\frac{kW}{K}\right]$
\dot{C}_{total} Taxa de custo total	$\left[\frac{US\$}{s}\right]$
$\dot{C}_{cap+man}$ Taxa de custo de capital mais manutenção do sistema ITES	$\left[\frac{US\$}{s}\right]$
\dot{C}_{oper} Taxa de custo operacional	$\left[\frac{US\$}{s}\right]$
\dot{C}_{CO_2} Taxa de custo de penalização por emissão de CO ₂	$\left[\frac{US\$}{s}\right]$
\dot{C}_k Taxa de custo associada ao custo de capital e manutenção de cada equipar	nento $\left[\frac{US^{\$}}{s}\right]$
D Temperatura de difusão do ar	[°C ou K]
D_c Diâmetro do colarinho	[m]
D _e Diâmetro interno	[m]
D _i Diâmetro interno	[<i>m</i>]
D_h Diâmetro hidráulico	[<i>m</i>]

E_{elet} Energia elétrica consumida	[kWh]
$Emiss_{CO_2}$ Emissão de CO ₂ em massa	[kg]
Ex Exergia	[kJ]
Ex^Q Exergia associada à transferência de calor	[kJ]
Ex^W Exergia associada ao trabalho útil líquido	[kJ]
\dot{Ex} Taxa de exergia	[kW]
\dot{Ex}^{FIS} Taxa de exergia física	[kW]
\dot{Ex}^{QUI} Taxa de exergia química	[kW]
\dot{Ex}_{dest} Taxa de destruição de exergia	[kW]
\dot{Ex}_{recup} Taxa de exergia recuperada	[kW]
\dot{Ex}_{forn} Taxa de exergia fornecida	[kW]
f_{Ck} Fator de atrito por Colebrook	[-]
f_{Gk} Fator de atrito por Gnielinsk's	[—]
f_{MA} Fator de atrito por McAdams	[—]
f_{CO_2} Fator de emissão de CO ₂	$\left[\frac{kg}{kWh}\right]$
F_p Passo da aleta	[m]
F_{s} Espaçamento entre aletas	[<i>m</i>]
F Fator de correção para a média logarítmica das temperaturas	[-]
FCS Fator de calor sensível	[—]
FM Fator de manutenção	[—]
FRC Fator de recuperação de capital	[—]
g Aceleração da gravidade	$\left[\frac{m}{s^2}\right]$
<i>G</i> Velocidade de massa	$\left[\frac{kg}{s.m^2}\right]$
h Entalpia específica	$\left[\frac{kJ}{kg}\right]$
h Coeficiente de transferência de calor convectivo	$\left[\frac{W}{m^2.K}\right]$
h_f Coeficiente convectivo do lado do fluido frio	$\left[\frac{W}{m^{2}.K}\right]$
h_q Coeficiente convectivo do lado do fluido quente	$\left[\frac{W}{m^2.K}\right]$

i	Taxa de juros anual	[%]
İ	Taxa de Irreversibilidade	[kW]
Ι	Irreversibilidade	[kW]
j	Taxa de atratividade	[%]
k	Condutividade térmica	$\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$
L	Calor latente	$\left[\frac{kJ}{kg}\right]$
L	Comprimento	[m]
т	Massa	[kg]
'n	Vazão em massa	$\left[\frac{kg}{s}\right]$
п	Período de vida útil	[anos]
N	Número de horas operacionais	[horas]
N _F	Número de fileiras de tubos do trocador da UTA	[—]
N _s	Fração molar da substância s na mistuta	[mol]
N ₇	$r_{,v}$ Número de tubos no sentido vertical da seção transversal do trocador c	le calor [-]
p	Período de retorno ou <i>Payback</i>	[anos]
P_e	$_{f}$ Perda de eficiência anual de um sistema	[%]
Р	Pressão	[kPa]
Рс	l Pressão de dinâmica	[kPa]
P_{si}	uc Pressão de sucção	[kPa]
P_d	Altura da ondulação da aleta	[m]
P_l	Passe longitudinal	[m]
P_t	Passe transversal	[m]
<i>q</i> "	Fluxo de calor	$\left[\frac{W}{m^2}\right]$
Q_{c}	Energia de resfriamento requerida	[kWh]
Q_{I}	a Calor absorvido da fonte quente	[kJ]
Qr	ej Calor rejeitado ao ambiente	[kJ]
Q_v	v_{az} Vazamento de energia do tanque de armazenagem	[kWh]
Ż	Taxa de transferência de calor	[kW]

$\dot{Q}_{\mathcal{C}}$ Carga térmica média de resfriamento requerida	[kW]
$\dot{Q}_{C,pico}$ Máxima carga térmica de resfriamento requerida	[kW]
\dot{Q}_{lat} Taxa de calor latente	[kW]
\dot{Q}_{sen} Taxa de calor sensível	[kW]
Reaj Taxa média de reajuste anual das tarifas de energia	[%]
R_a Constante do gás para o ar seco	$\left[\frac{kJ}{kg.K}\right]$
R_T Resistência térmica	$\left[\frac{K}{W}\right]$
<i>Ru</i> Rugosidade absoluta	[mm]
R_{v} Constante do gás para o vapor	$\left[\frac{kJ}{kg.K}\right]$
S Entropia específica	$\left[\frac{kJ}{kg \ K}\right]$
\dot{S}_{ger} Taxa de geração de entropia	$\left[\frac{kW}{K}\right]$
t Tempo	[s ou h]
t _{oper} Tempo de operação	[s ou h]
T Temperatura	[°C ou K]
T_{amb} Temperatura ambiente	[°C ou K]
T_{bu} Temperatura de bulbo úmido	[°C ou K]
T_C Temperatura da fonte fria	[°C ou K]
T_f Temperatura do fluido frio	[°C ou K]
T_H Temperatura da fonte quente	[°C ou K]
T_{insuf} Temperatura de insuflamento	[°C ou K]
T_{par} Temperatura da parede	[°C ou K]
T_{PC} Temperatura do ponto de congelamento	[°C ou K]
T_{po} Temperatura do ponto de orvalho	[°C ou K]
T_q Temperatura do fluido quente	[°C ou K]
<i>T_{sat}</i> Temperatura de saturação	[°C ou K]
$T_{sat@Pv}$ Temperatura de saturação da água à pressão de vapor	[°C ou K]
u Energia interna específica	$\left[\frac{kJ}{kg}\right]$

U Coeficiente global de transferência de calor	$\left[\frac{W}{m^2.K}\right]$
v Volume específico	$\left[\frac{m^3}{kg}\right]$
V Velocidade	$\left[\frac{m}{s}\right]$
<i>Vf</i> Valor futuro	[<i>US</i> \$]
Vp Valor presente	[<i>US</i> \$]
Vol Volume	[<i>m</i> ³]
\dot{V} Vazão em volume	$\left[\frac{m^3}{s}\right]$
W Trabalho	[kJ]
\dot{W} Taxa de transferência de energia por trabalho (Potência)	[kW]
\dot{W}_{real} Taxa de trabalho real	[kW]
X_f Comprimento da ondulação da aleta	[m]
Y_i Coeficiente de proximidade	[—]
Símbolos Gregos	
lpha Expoente de escala	[—]
δ_f Espessura da aleta	[m]
ΔC_{VR} Diferença entre os valores recuperados dos sistemas ITES e convencional	[<i>US</i> \$]
Δh Variação da entalpia específica	$\left[\frac{kJ}{kg}\right]$
Δp Perda de pressão	[kPa]
ΔT Variação da temperatura	[°C ou K]
ΔT_{ML} Média logarítmica das temperaturas	[°C ou K]
η Eficiência	[—]
η_{II} Eficiência de segunda lei ou exergética	[—]
heta Ângulo de corrugação da aleta	[°]
ϕ Umidade relativa	[–]
μ Viscosidade absoluta	[Pa.s]
μ_{par} Viscosidade do fluido à temperatura da parede	[Pa.s]
μ_s Potencial químico da substância "s"	[J/mol]

- ρ Densidade
- \sum Somatório

Símbolos Subscritos

1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14 *e* 15 Referente aos estados termodinâmicos

agua Referente a água

- ar Referente ao ar
- ar, seco Referente ao ar seco
- ar, umi Referente ao ar úmido
- bomb Referente à bomba
- car Referente ao processo de carga
- casc Referente ao casco
- chi Referente ao chiller
- comp Referente ao compressor
- cond Referente ao condensador
- des Referente ao processo de descarga
- EG Referente à solução de água mais etileno-glicol
- ent Referente à entrada
- evap Referente ao evaporador
- f Referente a final
- fus Referente à fusão
- g Referente ao vapor saturado
- gelo Referente ao gelo
- *i* Referente a inicial
- off pico Referente ao período fora de pico
- on pico Referente ao período de pico
- Q_C Referente à fonte fria
- Q_H Referente à fonte quente
- ref Referente ao fluido refrigerante
- s Referente a processo isentrópico
- sai Referente à saída
- Tanq Referente ao tanque de armazenamento
- total Referente a total
- Tor Referente à torre de resfriamento
- tubo Referente ao tubo
- UTA Referente à unidade de tratamento de ar
- v Referente ao vapor
- vc Referente ao volume de controle

 $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

- VE Referente à válvula de expansão
- vent Referente a ventilador
- o Referente ao estado morto ou de referência

Símbolos Sobrescritos

 $f_1, f_2, f_3 e f_4$ Expoentes referentes ao coeficiente de atrito segundo a correlação de Wang *et. al.*

 $j_1 e j_2$ Expoentes referentes ao fator "j" de Colburn segundo a correlação de Wang *et. al.*

Símbolos Adimensionais

C_r Razão de capacidades térmicas	$\left[\frac{C_{min}}{C_{max}}\right]$
<i>E</i> Efetividade térmica do trocador de calor	$\left[\frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}}\right]$
<i>f</i> Fator de atrito	$\left[\frac{\Delta p}{(L/D)(\rho V_m^2/2)}\right]$
j Fator de Colburn	$\left[St . Pr^{2/3} ight]$
Nu Número de Nusselt	$\left[\frac{h . D}{k}\right]$
NUT Número de unidades de transferência térmica	$\left[\frac{U A}{C_{min}}\right]$
Pr Número de Prandtl	$\left[\frac{c_p.\mu}{k}\right]$
<i>Re</i> Número de Reynolds	$\left[\frac{\rho.V.D}{\mu}\right]$
Re _{Dh} Número de Reynolds baseado no diâmetro hidráulico	$\left[\frac{G.D_h}{\mu}\right]$
St Número de Stanton	$\left[\frac{Nu}{Re.Pr}\right]$
<i>x</i> Título	$\left[\frac{m_{v}}{m_{v}+m_{liquido}}\right]$
ω Umidade absoluta	$\left[\frac{m_{v}}{m_{v}+m_{ar,seco}}\right]$

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	19
1.1 Justificativa	20
1.2 Objetivos	20
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	22
2.1 Psicrometria e Condicionamento de ar	22
2.2 Ciclo de refrigeração por compressão de vapor	25
2.3 Refrigeração por expansão direta e indireta e tipos de condensação	27
2.4 Termoacumulação em sistemas de ar condicionado	30
2.4.1 Tipos de tanques de armazenamento para sistemas CTES	34
2.4.2 Regimes de operação dos sistemas CTES	35
2.4.3 Estratégias de operação em sistemas CTES	36
2.5 Análise econômica e aspectos ambientais de sistemas CTES	39
2.5.1 Estrutura tarifária do consumo energético	39
2.5.2 Determinação dos custos em sistemas CTES	41
2.5.3 Determinação do período de retorno de sistemas CTES	43
2.5.4 Aspectos ambientais de sistemas CTES	44
2.6 Otimização de sistemas CTES	45
2.6.1 Formulação geral da otimização	46
2.6.2 Método de otimização Nelder-Mead Simplex	47
2.6.3 Análise multiobjetiva	48
3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	52
3.1 Características técnicas para sistemas CTES	52
3.2 A importância da análise de exergia em sistemas CTES	53
3.3 Influência das condições climáticas	61
3.4 Retorno de investimento e benefícios ambientais	64
3.5 Parâmetros de decisão ótimos para diversas configurações de	
armazenamento	66
3.6 Avaliação do armazenamento térmico de gelo no Brasil	69
3.7 Interpretação dos resultados obtidos na literatura	73
4 MODELO MATEMATICO	75
4.1 Definição do sistema CTES e premissas simplificadoras para o modelo	75
4.2 Modelo energético do sistema	76
4.2.1 Ciclo de carga	80
4.2.2 Ciclo de descarga	83
4.3 Modelo exergético do sistema	84
4.4 Modelos econômico e ambiental do sistema	90
4.5 Parâmetros e correlações utilizadas no dimensionamento do sistema	93
5 METODOLOGIA APLICADA	103
5.1 Parämetros operacionais e condições de projeto	103

5.2 Determinação das propriedades termofísicas10)5
5.3 Parâmetros para a análise econômica e ambiental10	07
5.4 Otimização e definição do ponto ótimo10	38
6 RESULTADOS E DISCUSSÕES1	11
6.1 Validação do modelo1	11
6.2 Estudo de caso1'	14
6.3 Discussão dos resultados obtidos1	17
7 CONCLUSÕES	26
7.1 Sugestões para trabalhos futuros12	28
REFERÊNCIAS12	29
ANEXO A – Grupo de estrutura tarifária horo-sazonal da CEB13 ANEXO B – Fator médio de emissão de CO₂ do Sistema Interligado Nacional	36
– SIN	37
ANEXO C – Parâmetros dimensionais de trocadores compactos de aletas	
onduladas13	38
ANEXO D – Parâmetros dimensionais de trocadores do tipo casco e tubo1	39
APÊNDICE A – Distribuição da demanda de carga térmica para o sistema	
ITES e Convencional14	41
APÊNDICE B – Fluxograma do algoritmo numérico14	42
APÊNDICE C – Programa para simulações desenvolvido no EES	43

1 INTRODUÇÃO

A crescente demanda, o alto custo da energia e os efeitos degradantes que sua geração causa ao meio ambiente, tornam os estudos em soluções alternativas e de melhoria na eficiência energética de equipamentos, sistemas e processos, tema muito difundido e pesquisado no mundo todo.

Segundo Sanaye e Shirazi (2013), a maior parte da eletricidade consumida em edifícios residenciais, comerciais, administrativos e em setores industriais estão relacionados aos sistemas de e ar condicionado.

Segundo o relatório setorial do Estudo da Eficiência Energética divulgado pela Empresa de Pesquisa Energética - EPE do Brasil em junho de 2014, os equipamentos de ar condicionado demandaram 8% da energia elétrica consumida nas residências e no quesito consumo de energia em edifícios comerciais, segundo a ABRAVA (Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento), atualmente estima-se que o uso de ar condicionado represente de 30% a 40% do consumo total de energia nestas edificações. Dessa forma, com o aumento do consumo de eletricidade para a aplicação em condicionamento de ar, há a necessidade do aumento da capacidade das centrais de energia, ou ainda, muitas vezes é necessária a complementação desta energia através de usinas geradoras que consomem combustíveis fósseis, de onde são atribuídas grande parte das emissões de CO₂ que contribuem fortemente para o aquecimento global e as mudanças climáticas.

Em dezembro de 2002 foi publicado pelo Ministério de Minas e Energia o plano de trabalho da implementação da lei de eficiência energética, Lei nº 10.295 de 17 de outubro de 2001, a qual destaca que deverão ser desenvolvidos mecanismos que promovam a eficiência energética em edificações construídas no país.

Do ponto de vista econômico, de acordo com Dincer e Rosen (2011),

Os investimentos de capital podem às vezes ser reduzidos se as técnicas de gerenciamento de carga forem empregadas para suavizar as demandas de energia, ou se os sistemas de armazenamento de energia (ES) forem usados para permitir o uso de sistemas geradores de energia menores (DINCER E ROSEN, 2011, p. 52).

Sistemas de armazenamento de energia térmica fria (CTES) vêm sendo cada vez mais estudados e implementados na busca da redução e gerenciamento do consumo de eletricidade pelos sistemas de ar condicionado. O princípio de funcionamento destes sistemas baseia-se no armazenamento de energia em um meio de arrefecimento de forma que o consumo desta energia térmica fria armazenada seja realizado nos horários de pico e fora deste horário o sistema convencional trabalhe em condições mais favoráveis para novo armazenamento (Dincer e Rosen, 2011). Em outras palavras os sistemas CTES permitem deslocar a carga de pico de energia elétrica consumidas nos ambientes para horários fora do pico, durante a noite por exemplo.

Para melhor otimizar os sistemas CTES e tornar viável sua implantação, funções objetivas como: eficiência exergética e funções de custo são avaliadas de forma conjunta incluindo também a questão ambiental, ou seja, redução das emissões de CO₂ impactando também nos custos em forma de créditos de carbono. Estas funções vêm sendo muito difundidas e são conhecidas como *Four E analysis* (*energy, exergy, economic and environmental*) (SANAYE E SHIRAZI, 2013).

1.1 Justificativa

Estudar meios para o uso mais racional de energia, assim como propor soluções alternativas e/ou complementares a fim de aumentar a eficiência seja de equipamentos, sistemas ou processos, e ao mesmo tempo reduzir custos é de suma importância tanto no setor industrial, onde a competitividade é cada vez mais acirrada e toda forma de desperdício deve ser combatida, quanto nos setores comerciais.

Além da questão econômica, o aquecimento global é um dos mais graves problemas ambientais que o mundo enfrenta hoje uma vez que todo o planeta vem sofrendo cada vez mais com escassez e racionamento de recursos naturais devido às grandes mudanças climáticas causadas principalmente pelo despejo descontrolado de CO₂ na atmosfera. Os investigadores têm reconhecido que o consumo de combustíveis fósseis para gerar eletricidade tem fortes influências para essas emissões.

Uma vez que os sistemas de ar condicionado são responsáveis por uma grande parcela da energia elétrica consumida no Brasil, buscar a otimização destes sistemas conciliando eficiência e economia é extremamente relevante. Neste contexto, as considerações aqui descritas são motivadoras e justificam os objetivos propostos para o desenvolvimento deste trabalho.

1.2 Objetivos

Sabe-se que a termoacumulação em uma planta de climatização abre caminhos para uma operação mais eficiente do sistema possibilitando um melhor gerenciamento de cargas térmicas, podendo gerar economia de energia elétrica e também reduzir custos de operação. A presente pesquisa tem como objetivo a análise e otimização de um sistema de armazenamento de energia térmica fria (CTES) para aplicação em sistemas de ar condicionado o qual será avaliado do ponto de vista econômico, ambiental e de suas eficiências energética e exergética, aplicando-se a metodologia *Four E Analysis*.

Os objetivos específicos são:

- 1. Modelar um sistema de armazenamento de energia térmica fria (CTES).
- 2. Investigar os parâmetros de projeto que influenciam o sistema.
- Encontrar valores ótimos de parâmetros do projeto por meio das funções objetivo eficiência exergética e taxa de custo total (soma das taxas de custo de investimento, operação, manutenção e créditos de carbono) através da otimização do sistema.
- 4. Comparar o desempenho do sistema CTES com o desempenho de um sistema convencional.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

O objetivo deste capítulo é apresentar os conceitos básicos relacionados aos sistemas de condicionamento de ar, com enfoque no sistema de refrigeração por compressão de vapor, fornecendo assim, os subsídios necessários para compreensão do levantamento bibliográfico realizado, da modelagem matemática proposta, do tratamento e discussão dos resultados obtidos.

Sendo assim, serão abordados de forma sucinta os seguintes tópicos:

- Psicrometria e Condicionamento de ar;
- > Ciclo de refrigeração por compressão de vapor;
- > Refrigeração por expansão direta e indireta e tipos de condensação;
- > Termoacumulação em sistemas de ar condicionado;
- > Análise econômica e aspectos ambientais de sistemas CTES;
- Otimização de sistemas CTES.

2.1 Psicrometria e Condicionamento de ar

São inúmeras as finalidades de um sistema de ar condicionado, seja para o controle das condições do ar em salas limpas para processos de alta precisão, controle de temperatura e umidade, seja em salas de componentes eletrônicos e de equipamentos de informática onde se deseja evitar o superaquecimento ou corrosão de circuitos e também para atendimento das indústrias alimentícias, farmacêuticas dentre outras. Porém, a principal finalidade talvez seja proporcionar conforto térmico para os ocupantes de um determinado espaço, pelo atendimento de padrões de temperatura, umidade, limpeza e desodorização do ar ambiente (STOECKER e JONES, 1985).

Os principais fatores para que o ambiente seja capaz de proporcionar conforto humano são basicamente três: a temperatura de bulbo seco, a umidade relativa e o movimento do ar, sendo a temperatura o mais importante. A maioria das pessoas sente-se confortáveis quando a temperatura ambiente está entre 22 e 27°C (ÇENGEL E BOLES, 2011). A umidade relativa também impõe um efeito considerável sobre o conforto, uma vez que ela afeta a quantidade de calor que um corpo pode dissipar por meio da evaporação, ou seja, ela mede a capacidade do ar em absorver mais umidade. Geralmente, a umidade relativa entre 40 e 60% traz uma sensação de conforto maior às pessoas. (ÇENGEL E BOLES, 2011).

Outro efeito que influi bastante no conforto humano é o movimento do ar o qual tem a finalidade de remover o ar quente e úmido que se acumula ao redor do corpo, melhorando a rejeição de calor por convecção e evaporação. Sua velocidade deve ser suficientemente reduzida para não ser notado e não causar desconforto pelo resfriamento local e suficientemente forte para a remoção do calor e umidade ao redor do corpo. A velocidade em que a maioria das pessoas se sentem confortáveis é de aproximadamente 0,25 m/s (ÇENGEL E BOLES, 2011).

Além dos fatores já apresentados, a taxa de ventilação de ar externo é outro fator que afeta o conforto térmico e também a saúde, uma vez que a renovação reduz a concentração de poluentes gasosos, biológicos e químicos, que não são retidos nos filtros (NBR 16401-3, 2008). O ar fresco pode ser captado do ambiente externo de forma natural ou com auxílio de ventilação mecânica e insuflado para o interior do ambiente.

Sabe-se que o ar é uma mistura de nitrogênio, oxigênio e pequenas quantidades de outros gases. O ar seco não contém vapor de água (umidade) enquanto o ar atmosférico nada mais é do que uma mistura do ar seco e uma parte de vapor de água. A composição do ar seco permanece relativamente constante, mas a quantidade de umidade varia em função da evaporação e condensação que ocorre em oceanos, rios, chuvas e também no corpo humano.

As propriedades termodinâmicas do ar úmido (mistura de ar seco e vapor d'água) temperatura de bulbo seco (*T*), temperatura de bulbo úmido (T_{bu}), temperatura do ponto de orvalho (T_{po}), umidade absoluta (ω), umidade relativa (ϕ), entalpia específica (*h*) e volume específico (v) são utilizadas ao se fazer os balanços de massa e energia em processos psicrométricos a fim de manipular as condições do ar. Todas essas propriedades podem ser obtidas matematicamente ou de forma gráfica em um diagrama psicrométrico. Este diagrama, que pode ser encontrado em Klein e Nellis (2012), é amplamente utilizado em cálculos de aquecimento, ventilação e ar-condicionado (AVAC), pois permite que as propriedades psicrométricas sejam rapidamente determinadas com uma precisão adequada.

A maioria dos processos de condicionamento de ar pode ser modelada como escoamentos em regime permanente. Portanto, aplicando-se os balanços de massa para o ar seco e o vapor d'água, assim como o balanço de energia, os seguintes processos psicrométricos podem ser modelados conforme Çengel e Boles (2011):

- Aquecimento e resfriamento simples;
- Aquecimento com umidificação;
- Resfriamento com desumidificação;
- Resfriamento evaporativo;

23

• Mistura adiabática de correntes de ar úmido.

Dessa forma, através dos processos psicrométricos, o ar úmido pode ser tratado a fim de fornecer as condições de conforto para ambientes condicionados. A Figura 1 mostra, conforme Klein e Nellis (2012), as condições de conforto de verão e inverno recomendadas pela ASHRAE (Sociedade Americana de Engenheiros de Aquecimento, Refrigeração e Ar-Condicionado). Os processos ocorrem a uma pressão quase constante e podem, portanto, ser convenientemente representados em um gráfico psicrométrico.



Para se atender as condições de conforto, delimitadas na Figura 1, é necessário o cálculo da carga térmica do ambiente a ser condicionado. Em se tratando de refrigeração, denomina-se carga térmica de resfriamento o calor (sensível e latente) a ser extraído do ar por unidade de tempo, para que o recinto possa ser mantido nas condições de temperatura e umidade desejadas. Essa quantidade de calor é calculada de forma que nunca configure uma situação de desconforto térmico em que a carga térmica de cada ambiente é o resultado do processo de transferência de calor por condução, convecção e radiação para dentro do recinto, que é constituído por paredes, tetos, janelas, pisos, forros, clarabóias, entre outros. Além da transferência de calor do meio externo, o calor na edificação pode ser gerado por fontes internas por meio de pessoas, iluminação e equipamentos (ASHRAE, 2009 a).

O calor recebido a partir da radiação solar costuma ser um dos principais motivos para a instalação de sistemas de resfriamento, uma vez que os picos de carga térmica de uma edificação ocorrem normalmente no início da tarde, como resultado da radiação solar que é transmitida através de superfícies translúcidas e também absorvida por paredes e coberturas. Esta energia posteriormente acaba sendo transmitida para os ambientes internos da edificação.

Além da radiação solar, também se deve levar em consideração o ganho de calor interno que é constituído pela conversão de energia química ou elétrica em energia térmica, sendo que as principais fontes desse tipo de ganho são as pessoas, a iluminação e os equipamentos elétricos, tais como computadores, impressoras dentre outros.

Outra parcela que contribui para a carga térmica do ambiente esta relacionada com a infiltração de ar externo para dentro da edificação, através de frestas e outras aberturas não intencionais e através do uso normal de portas que separam o meio condicionado do não condicionado. A taxa de infiltração depende da velocidade, da movimentação do ar e da diferença de temperatura dos ambientes exterior e interior (ABNT NBR 16401-1, 2008).

2.2 Ciclo de refrigeração por compressão de vapor

O ciclo de compressão de vapor é o ciclo de refrigeração que é usado na grande maioria das aplicações de refrigeração e ar condicionado. Essencialmente, cada aplicação de refrigeração doméstica, comercial ou industrial emprega algum derivado do ciclo de refrigeração por compressão de vapor (KLEIN; NELLIS, 2012). No ciclo de refrigeração por compressão de vapor, o fluido refrigerante é vaporizado e condensado alternadamente sendo comprimido na fase de vapor.

Os processos relacionados ao ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor, representados nas figuras 2 e 3, são:

- Processo 1-2: Absorção de calor a pressão constante em um evaporador;
- Processo 2-3: Compressão isentrópica em um compressor;
- Processo 3-4: Rejeição de calor a pressão constante em um condensador;
- Processo 4-1: Estrangulamento isoentálpico em um dispositivo de expansão.



Todos os quatro componentes básicos associados ao ciclo de refrigeração por compressão de vapor são dispositivos com escoamento em regime permanente. Logo, realizando-se um balanço de energia e desprezando-se as variações de energia cinética e potencial para cada um dos componentes do ciclo (evaporador, compressor, condensador e válvula de expansão), as taxas de calor transferidas no evaporador (\dot{Q}_{evap}) e condensador (\dot{Q}_{cond}), o trabalho de compressão (\dot{W}_{comp}) e a vazão mássica do fluido (\dot{m}) podem ser obtidos em cada ponto do ciclo. Da mesma forma, as taxas de geração de entropia para cada um dos componentes do ciclo ($\dot{S}_{ger;evap}$, $\dot{S}_{ger;comp}$, $\dot{S}_{ger;VE}$) são obtidas através do balanço de entropia (KLEIN; NELLIS, 2012).

A principal diferença do ciclo real em relação ao teórico está nas irreversibilidades que ocorrem nos diversos componentes. Duas fontes comuns de irreversibilidades são o atrito do fluido que causa quedas de pressão e a transferência de calor de ou para a vizinhança (ÇENGEL; BOLES, 2011).

Dessa forma, o que se espera da análise exergética de um sistema de refrigeração é a identificação dos locais onde essa exergia apresenta maior destruição, determinando assim os componentes que podem se beneficiar com melhorias. A destruição da exergia pode ser determinada através do cálculo da geração de entropia e em seguida aplicando a relação dada pela Equação 1 conforme Çengel e Boles (2011).

$$\dot{Ex}_{dest} = \dot{I} = T_0 \cdot \dot{S}_{ger} \tag{1}$$

Onde Ex_{dest} corresponde à taxa de exergia destruída ou taxa de irreversibilidade (I), T_0 é a temperatura do estado morto e \dot{S}_{aer} é a taxa de entropia gerada no processo.

A destruição total de exergia associada ao ciclo será igual à soma das destruições das exergias em cada componente do ciclo. Também pode ser obtida tomando a diferença entre a exergia fornecida, ou seja, entrada de potência (\dot{W}_{ent}), e a exergia recuperada, exergia do calor retirado do meio em baixa temperatura ($\dot{E}x_{\dot{Q}_c}$), conforme descrito na Equação 2 (ÇENGEL; BOLES, 2011).

$$\dot{Ex}_{dest,total} = \dot{W}_{ent} - \dot{Ex}_{\dot{Q}_{c}}$$
 (2)

O termo $\vec{E}x_{Q_c}$ na Equação 2 representa a taxa de exergia positiva associada à retirada de calor do meio de baixa temperatura (T_c) a uma taxa de \dot{Q}_c . O termo $\vec{E}x_{Q_c}$ também é equivalente à potência que pode ser produzida por uma máquina de Carnot, recebendo calor de um meio a T_0 e rejeitando calor para um meio de baixa temperatura T_c , a uma taxa de \dot{Q}_c . Então a relação dada pela Equação 3 é válida, conforme Çengel e Boles (2011).

$$\dot{Ex}_{\dot{Q}_{C}} = \dot{Q}_{C} \cdot \frac{T_{0} - T_{C}}{T_{C}}$$
(3)

Por fim, desde que ($T_H = T_0$), a eficiência de segunda lei ou eficiência exergética do ciclo pode ser expressa pela Equação 4, conforme Çengel e Boles (2011).

$$\eta_{II,ciclo} = \frac{Ex_{\dot{Q}_C}}{\dot{W}_{ent}} = \frac{COP}{COP_{rev}}$$
(4)

Onde *COP* é o coeficiente de performance do ciclo real e COP_{rev} é o coeficiente de performance do ciclo reversível (ciclo de Carnot).

2.3 Refrigeração por expansão direta e indireta e tipos de condensação

A climatização para conforto térmico em edificações de grande porte e alta demanda de carga térmica, onde o impacto no consumo energético das instalações é relevante, requer a utilização de sistemas centrais de elevada confiabilidade e eficiência. Nestas condições a utilização de aparelhos individuais de climatização, como os sistemas de expansão direta, não satisfaz os objetivos de um sistema eficaz, onde os sistemas centrais de expansão indireta passam a entrar em cena (DOMBROSKY, 2012).

Enquanto o sistema de expansão direta caracteriza-se pela vaporização do fluido refrigerante na própria unidade onde o ar é condicionado, no sistema de expansão indireta, um meio intermediário é utilizado para transportar a potência frigorífica entre o evaporador e as serpentinas condicionadoras de ar. Este meio intermediário é a água que possui capacidade térmica muito superior a do ar. Logo, o transporte da energia térmica da central

para os condicionadores remotos torna-se um processo mais eficiente se realizado através da água ao invés do transporte do ar já condicionado.

Uma unidade de climatização por expansão indireta é composta de diversos equipamentos e componentes, que em sua maioria fica concentrado em uma central de utilidades onde ocorre o resfriamento da água, para em seguida essa mesma água ser bombeada e distribuída para as serpentinas condicionadoras de ar (*fan&coil*), que serão locadas próximas aos ambientes a serem climatizados. A unidade resfriadora de líquido (*chiller*) é o equipamento que produz a água gelada. O chiller é responsável pela conversão da energia mecânica em energia frigorífica e funciona segundo os princípios do ciclo de refrigeração por compressão de vapor. Ele pode ser dividido em dois grupos dependendo da forma de rejeição do calor de condensação: unidades resfriadoras de condensação a água ou a ar.

As exigências no desenvolvimento das unidades resfriadoras de líquido são cada vez mais voltadas ao atendimento de elevado padrão de eficiência e com a utilização de fluidos refrigerantes de baixo impacto ambiental, seguindo os requisitos mínimos de eficiência definidos pela ASHRAE *Standard* 90.1 – Padrões energéticos para edificações (ASHRAE, 2001).

A Figura (4-a) mostra um exemplo de uma unidade resfriadora de líquido (*chiller*) com condensação a água, a Figura (4-b) uma unidade resfriadora de líquido (*chiller*) com condensação a ar e (4-c) uma serpentina de resfriamento (fan&coil).



Figura 4 – Chiller de condensação a água (a); Chiller de condensação a ar (b) e Fan & Coil (c).

Fonte: Adaptado de Matos, 2011.

No ciclo de refrigeração é preciso que ocorra a rejeição de calor do fluido refrigerante pelo condensador. Esta rejeição pode ser realizada através de ventilação forçada de ar diretamente na serpentina do condensador, caracterizada como condensação a ar, ou através de um trocador de calor por onde irá circular água fresca proveniente de uma torre de resfriamento, sendo esta última forma de rejeição caracterizada como condensação a água. A principal diferença entre as duas formas está na temperatura de condensação, que é menor na rejeição de calor efetuada por meio da água, porque a temperatura de

condensação numa torre de resfriamento aproxima-se da temperatura de bulbo úmido do ar, em contraste com um condensador resfriado a ar, no qual a temperatura aproxima-se da temperatura de bulbo seco do ar (STOECKER; JONES, 1982). Logo, a condensação a água apresenta uma melhor eficiência.

Embora os *chillers* a água normalmente apresentarem melhor performance do que aqueles com condensação a ar, os primeiros, por outro lado, precisam ser equipados com torres de resfriamento e bombas de água de condensação, equipamentos inexistentes no circuito de climatização com *chillers* de condensação a ar (ASHRAE, 2001). Devido a essa característica, equipamentos de condensação a ar costumam ser mais freqüentes em pequenas e médias instalações, enquanto os equipamentos de condensação a água são utilizados em instalações de grande porte, com capacidade total de refrigeração chegando a atingir 7000 kW (DOMBROSKY, 2012).

A maioria das torres de resfriamento usadas em climatização de edificações comerciais e industriais é do tipo ventilação mecânica. Nestas torres um ventilador é utilizado para auxiliar no aumento de vazão de ar. Quando o ventilador está instalado na entrada de ar da torre, esta se denomina "torre de tiragem forçada". Quando o ventilador é instalado na saída do ar da torre, ela passa a ser denominada "torre de tiragem induzida". Nesta última configuração, o ar atmosférico é induzido pelo ventilador através da entrada na parte inferior.

As torres de resfriamento de ventilação mecânica podem ainda ser classificadas de acordo com o local do ventilador em relação ao enchimento e a configuração do escoamento da água e do ar da seguinte forma:

- Torre em contra corrente: a água cai através do enchimento enquanto o ar desloca-se na mesma direção em sentido oposto.
- II. *Torre em corrente cruzada*: a água cai através do enchimento enquanto o ar desloca-se na horizontal, transversalmente à corrente de água.

Em termos de desempenho térmico, a quantidade de calor que a torre de resfriamento pode retirar de certa massa de água está diretamente ligada às condições do ar ambiente. Neste contexto a variável mais importante do sistema é a temperatura de bulbo úmido (T_{bu}) do ar à entrada da torre, pois em teoria, a menor temperatura que a água pode atingir durante sua passagem pela torre é justamente a T_{bu} do ar ambiente. Na prática, porém, este limite nunca é atingido, já que, para tal seria necessário um contato pleno entre as correntes de água e ar durante o maior tempo possível, o que implicaria em uma torre de altura infinita. Desta forma, as torres buscam a maior aproximação possível entre a temperatura de saída da água e a T_{bu} do ar (*Approach*). Outra importante variável de desempenho das torres de resfriamento, além da temperatura de aproximação, é sua faixa de resfriamento

(*Range*), que representa a diferença de temperatura entre a água de condensação na entrada e na saída da torre.

Logo, o critério a ser utilizado para a seleção de uma torre de resfriamento para uma unidade de condensação a água baseia-se na remoção eficaz do calor total rejeitado no condensador e na minimização da soma do consumo energético em *chillers*, ventiladores das torres e bombas de água. A seleção correta do tamanho da torre, da proporção da água, da aproximação, da configuração do enchimento e do sistema de distribuição da água, afeta diretamente o desempenho de uma torre de resfriamento. (WANG, 2001). Quanto melhor for o desempenho da torre, menor será a vazão de ar através da mesma. A consequência disso será um menor consumo de potência do ventilador.

2.4 Termoacumulação em sistemas de ar condicionado

O conhecimento e a utilização de sistemas de termoacumulação CTES (Cold Thermal Energy Storage) são relativamente antigos no setor de condicionamento de ar. No entanto, a sua importância e utilização ampla só aconteceram a partir do aumento do custo da energia e da necessidade de racionalização de seu uso. Desde a década de 30 instalações de termoacumulação de frio já eram empregadas em instalações onde o perfil de usuário estava associado à exigência de cargas térmicas de elevada intensidade e curta duração e grande tempo de ociosidade dos equipamentos. O perfil do usuário de termoacumulação no mundo só veio mudar a partir da década de 70, quando os custos dos insumos básicos para produção de energia elétrica se tornaram expressivos e, principalmente, os recursos financeiros para expansão da capacidade de geração de energia se tornaram escassos. Neste quadro, as empresas geradoras e distribuidoras de energia elétrica alteraram substancialmente suas estruturas de preços, elevando não só o custo do consumo (kWh), mas principalmente o custo da demanda elétrica (kW), criando também classes tarifárias em função da demanda por energia. Logo, a termoacumulação obteve papel fundamental como ferramenta de gerenciamento de energia em uma planta de climatização, sendo o seu objetivo principal tornar independentes entre si os momentos de "produção" e "consumo" da energia "fria", permitindo às unidades resfriadoras trabalhar a plena potência durante os períodos em que as condições fossem as mais favoráveis. Estes períodos geralmente não coincidem com os momentos de maior demanda por refrigeração, ou seja, os sistemas CTES são uma forma inovadora de armazenar energia noturna fora do horário de pico para uso diurno (DINCER; ROSEN, 2011).

O princípio de funcionamento de sistemas CTES é bastante simples podendo utilizar os componentes usualmente empregados nos sistemas convencionais de água gelada, ou seja, um chiller é utilizado para efetuar o carregamento frigorífico do reservatório. O

Geovane Padovani Resende

reservatório por sua vez, terá a função de armazenar e descarregar a carga de resfriamento para os ambientes a serem climatizados.

Segundo Dinçer e Rosen (2011), a finalidade da estocagem de carga energética fria para aplicações de condicionamento de ar é armazenar energia de resfriamento em um meio de resfriamento durante horas fora de pico, para utilização em condicionamento de espaços durante horas de ponta. Em outras palavras, os sistemas CTES deslocam a carga de pico de eletricidade associada ao resfriamento dos edifícios desde o horário de pico (durante o dia) até as horas fora do horário de pico (durante a noite). O meio de arrefecimento pode ser água gelada, gelo ou sais eutéticos.

O meio de armazenamento a ser utilizado irá determinar quão grande será o tanque de armazenamento, além do tamanho e configuração do sistema AVAC e seus componentes. Sistemas de gelo oferecem uma capacidade de armazenamento mais densa, proporcionando assim volumes de armazenagem menores, porém, apresentam processos de carga e descarga mais complexos. Os sistemas de água oferecem a menor densidade de armazenamento e são os menos complexos, já os sais eutéticos têm características intermediárias entre os sistemas a água e a gelo (DINÇER; ROSEN, 2011). As características de cada um desses meios de armazenamento seguem descritas.

✤ Água gelada: Segundo Dincer e Rosen (2011) os sistemas CTES de água gelada chamados WTES - Water Thermal Energy Storage utilizam a capacidade calorífica sensível da água para armazenar a capacidade de refrigeração. Eles operam em faixas de temperatura entre 3,3°C e 5,5°C, compatíveis de resfriamento com sistemas padrão, permitindo а implementação mais fácil do armazenamento em sistemas de resfriamento já instalados, além de serem mais econômicos para sistemas com capacidade superior a 2000 tonelada-hora. Outra vantagem é a de poder aproveitar esse reservatório de água gelada também como tanque alimentador de sistemas de combate a incêndio. Uma desvantagem do armazenamento de água gelada se deve à exigência de tanques de armazenamento de grande capacidade volumétrica. Outra importante consideração a ser feita no sistema de água gelada é o fato de a mistura da água quente de retorno do sistema com a água gelada do tanque não ocorrer de forma homogênea e tampouco instantânea, o que implica no desenvolvimento de tipos de tanques com formas especiais para melhorar este desempenho, tendo como consequências a elevação dos custos e a maior complexidade nos sistemas de controle.

- Gelo: Os sistemas CTES de gelo (ITES Ice Thermal Energy Storage) utilizam o calor latente de fusão da água (335 kJ/kg) para armazenar a capacidade de arrefecimento. O armazenamento de energia à temperatura do gelo requer equipamento de refrigeração mais complexo, que fornece fluidos de carregamento a temperaturas abaixo da faixa de operação normal do equipamento de ar condicionado convencional. Em contra partida, apresenta a vantagem de exigir volumes de reservatórios menores já que os sistemas de gelo oferecem uma capacidade de armazenamento mais densa, além de oferecer o potencial para o uso de sistemas de ar de baixa temperatura. Segundo Wang (2001), os principais sistemas de armazenamento de gelo são:
 - ✓ Ice-on-coil, sistema de armazenamento de gelo por fusão externa (SAGFE)
 - ✓ Ice-on-coil, sistema de armazenamento de gelo por fusão interna (SAGFI)
 - ✓ Sistema de armazenamento de gelo encapsulado (SAGE)
 - ✓ Sistema de armazenamento de gelo por colheita de gelo (SAGCG)
 - ✓ Sistema de armazenamento de gelo em pasta (SAGP)

O sistema SAGFE, também conhecido como sistema "*Ice Chiller*", consiste em uma serpentina por onde circula em seu interior o refrigerante ou solução anti-congelante que irá congelar a água ao seu entorno. Esse sistema é chamado de fusão externa, uma vez que o gelo é derretido através da água quente de retorno dos *fan-coils*, que irá circular externamente à serpentina dentro do tanque. Um agitador é instalado dentro do tanque para manter a uniformidade do gelo na sua fabricação e no degelo.

Já o sistema SAGFI, também conhecido como sistema "*Ice Bank*", consiste em um tanque de polietileno com uma serpentina de plástico enrolada em forma de espiral. Por dentro da serpentina circula uma solução anti-congelante e por fora fica armazenada a água ou o gelo, assim como no sistema SAGFE descrito anteriormente. Neste caso porém, a água do tanque não é colocada em circulação. Outra característica é que o *chiller* terá duplo "*set point*", ou seja, durante o ciclo de carga, a solução irá circular dentro da serpentina a cerca de -4°C, congelando a água dentro do tanque e durante o ciclo de descarga, a solução circulará nos *fan-coils* e retornará ao reservatório, passando por dentro da serpentina que irá derreter o gelo. Devido a essa característica o sistema é classificado como de fusão interna.

Outra diferença importante entre os sistemas de armazenamento de gelo de fusão externa e interna está na forma como o gelo circunda a serpentina. No sistema SAGFI a serpentina está sempre limpa (sem gelo) no início do processo de carga, aumentando sua

eficiência. Porém, no processo de descarga ele é menos eficiente uma vez que o gelo vai ficando cada vez mais afastado da serpentina (WANG, 2001).

Outro sistema bastante usado é o sistema SAGE, também conhecido como *"Ice in containers ou Ice balls"*. Num sistema de armazenamento de gelo encapsulado, os recipientes de plástico cheios com água deionizada e agentes de nucleação do gelo são imersos numa solução anti-congelante ou refrigerante secundário num tanque de aço, concreto ou polietileno, aberto ou fechado, inclusive enterrado, sem ocupar área construída. O gelo é carregado e armazenado quando o refrigerante secundário está a uma temperatura entre -5,6°C e -3,3°C ao entorno do tanque. O gelo é derretido quando o líquido refrigerante quente devolvido das unidades de tratamento de ar é circulado através do tanque. Os refrigerante secundário a uma temperatura de refrigerante de 2,2°C a 5,6°C.

Os recipientes de gelo encapsulados podem ser encontrados em forma de esferas de 100 mm de diâmetro ou em forma retangular de aproximadamente 35 mm por 300 mm por 750 mm. Os recipientes são feitos de polietileno de alta densidade e são projetados para suportar a pressão devido à expansão durante o congelamento.

O sistema SAGCG, também conhecido como *"Ice Harvesting"*, consiste em um sistema em que o gelo é produzido sobre uma superfície vertical (colheitadeira), que é a seção do evaporador do sistema de refrigeração. A água é circulada a partir do tanque de armazenamento sobre as placas, até uma determinada espessura de 8 mm a 10 mm normalmente. Este processo leva alguns minutos. Então o gelo é colhido por meio de gás quente, que é desviado para a entrada de distribuição das placas do evaporador aquecendo suas superfícies. Esse processo faz com que a camada de gelo formada sobre a superfície das placas se desprenda e caia em um reservatório.

Outro meio de armazenamento do gelo é na forma de pasta através do sistema SAGP também conhecido como *"lce-Slurry"*. Neste sistema uma solução de gelo cristalizada à base de água adquire uma consistência pastosa que proporciona de cinco a seis vezes mais capacidade de resfriamento com a grande vantagem de poder ser bombeada. A pasta de gelo é um meio de arrefecimento muito versátil. As características de manuseio, bem como as capacidades de arrefecimento, podem ser adaptadas a qualquer aplicação por meio do simples ajuste da percentagem de concentração de gelo. (DINÇER; ROSEN, 2011)

Sais eutéticos: estes podem trabalhar em chillers existentes, mas geralmente operam em temperaturas maiores do que as dos sistemas de gelo ou de água gelada. Os sais eutécticos usam uma combinação de sais inorgânicos, água e outros elementos para criar uma mistura que se congela a uma temperatura desejada. O material é encapsulado em recipientes de plástico que são empilhados em um tanque de armazenamento através do qual a água é circulada (SAGE). A mistura mais comumente usada para armazenamento térmico congela a 8,3°C, o que permite o uso de equipamentos de refrigeração padrão para carregar o armazenamento, mas leva a altas temperaturas de descarga. Estas temperaturas, por sua vez, limitam as estratégias operacionais que podem ser aplicadas. Por exemplo, os sais eutéticos só podem ser utilizados em operações de armazenamento completo se os requisitos de desumidificação forem baixos. De maneira geral o armazenamento realizado por meio de sais eutéticos possui características de controle e eficiência intermediárias ao armazenamento realizado com água e gelo. (DINÇER; ROSEN, 2011).

2.4.1 Tipos de tanques de armazenamento para sistemas CTES

Segundo Dinçer e Rosen (2011), os tanques de armazenamento para sistemas CTES podem ser de concreto, aço carbono ou fibra.

Os tanques de concreto oferecem baixo custo de material e se caracterizam por serem pouco condutores de energia térmica, além de possibilitar a integração às fundações reduzindo custos, no entanto, são mais sensíveis a choques térmicos. Os tanques de aço carbono que apesar de possuírem alto custo de aquisição e terem a necessidade de serem isolados, são mais práticos, podem ser fabricados com grandes capacidades volumétricas e são de fácil manutenção. Já os reservatórios feitos de fibra são rígidos, resistentes, possui baixo poder corrosivo e de custo de aquisição razoável, no entanto, são fabricados em tamanhos pré-determinados podendo ser um complicador se necessário tanques de dimensões maiores, além disto, para os tanques feitos de material polimérico e expostos ao tempo, estabilizadores ultravioleta (EUV) ou uma cobertura opaca são utilizados para fornecer proteção contra a radiação UV da luz solar.

As instalações dos tanques também podem ser subterrâneas ou parcialmente enterradas reduzindo custos de isolamento térmico e de estrutura além de permitir um aproveitamento melhor de área disponível.

As Figuras 5 e 6 ilustram os reservatórios de água gelada fabricados em aço e os reservatórios de gelo fabricados em polietileno de alta densidade respectivamente.
Figura 5 – Tanque de água gelada em aço.



Fonte: Alpina-Calmac, 2017.





Fonte: Alpina-Calmac, 2017.

2.4.2 Regimes de operação dos sistemas CTES

O regime de operação de um sistema CTES descreve qual função, dentre as diversas possíveis, esse sistema está executando em um determinado momento, enquanto a estratégia de operação está ligada à forma de atuação destes regimes de operação. Basicamente existem cinco regimes de operação, os quais os *chillers* e o tanque costumam interagir conforme descritos a seguir (DOMBROSKY, 2012):

- Chiller atendendo a carga: a demanda de climatização é atendida unicamente pelas unidades resfriadoras, não havendo nenhum fluxo de entrada ou saída no tanque de termoacumulação.
- 2. Chiller carregando o tanque: neste regime as unidades resfriadoras trabalham exclusivamente para remover calor do tanque de termoacumulação. Tipicamente, as máquinas operam em *setpoint* constante para fornecer água gelada ao tanque também à vazão constante. O carregamento inicia em um horário pré-determinado e continua até que o processo esteja totalmente concluído, ou que o tempo disponível para recarga tenha se esgotado.
- 3. Chiller atendendo a carga e carregando o tanque: nesta configuração, além das unidades resfriadoras trabalharem para remover o calor do tanque de termoacumulação, elas também atendem a demanda de carga térmica do ambiente a ser climatizado, simultaneamente. O funcionamento deste regime se dá de forma mais complexa que o anterior, sendo necessário em situações onde o ambiente requer climatização ininterrupta. Sendo assim, nos horários de menor demanda de climatização, os chillers, trabalhando à plena carga, podem atender a demanda dos ambientes enquanto armazenam a energia excedente simultaneamente no tanque.

- 4. Tanque atendendo a carga: nesta situação é realizada a descarga do tanque, ou seja, as unidades resfriadoras permanecem desligadas e os ambientes a serem climatizados são atendidos apenas com a energia previamente acumulada no tanque, de modo que este passa a receber o calor dos ambientes climatizados.
- 5. Chiller e tanque atendendo a carga: a demanda de climatização dos ambientes é atendida por ambos chiller e tanque, normalmente em situações onde a demanda supera a capacidade das unidades resfriadoras. Logo, deve haver um sistema de controle automatizado, capaz de dosar constantemente as parcelas de carga atendidas tanto pelo tanque quanto pelo chiller. Este controle costuma ser um pouco mais complexo, tendo em vista o maior número de variáveis envolvidas para selecionar qual equipamento deve operar e em que capacidade.

2.4.3 Estratégias de operação em sistemas CTES

Segundo Dinçer e Rosen (2011), as estratégias de operação em um sistema CTES para atender a demanda de refrigeração durante os horários de ponta podem ser divididas em *armazenamento completo* e *armazenamento parcial*.

A Figura 7 ilustra a estratégia de armazenamento completo onde toda a carga térmica em horário de ponta é deslocada para atendimento fora deste. As letras dentro das áreas hachuradas correspondem aos regimes de operação descritos na seção anterior. Um sistema com essa configuração costuma trabalhar com seus *chillers* à capacidade plena durante todo o período fora de ponta podendo então ser desligados durante o horário de ponta, de forma que toda a demanda de refrigeração deste período seja suprida pela energia previamente acumulada. Observando a Figura 7, verifica-se que esta situação ocorrerá quando o somatório das áreas representadas por "a" for maior ou igual à área representada por "c". Segundo Dinçer e Rosen (2011), esta estratégia é mais atraente quando as taxas de demanda de pico são altas ou o período de ponta é curto.



Fonte: Dombrosky, 2012.

Uma variação do armazenamento completo que pode ser considerada é o armazenamento total com a exigência de um nivelamento parcial da demanda de carga térmica permitindo uma maior flexibilidade com relação ao dimensionamento do tanque. Nesta situação, o tanque entra em descarga não apenas durante o período de ponta, mas algumas horas antes ele poderá participar no atendimento da carga térmica complementando a capacidade das unidades resfriadoras no momento em que ocorre o maior pico de carga térmica do dia, que costuma iniciar poucas horas antes do horário de ponta. A Figura 8 ilustra esta variação da *estratégia de armazenamento completo*.



Figura 8 - Estratégia de armazenamento completo com nivelamento parcial de carga.

Sistemas de termoacumulação que trabalham com estratégia de armazenamento parcial atendem apenas uma parcela da carga térmica do horário de ponta, sendo que o restante continua sendo atendido pelas unidades resfriadoras que permanecem em

Fonte: Dombrosky, 2012.

funcionamento. A grande vantagem do armazenamento parcial é o fato de as unidades resfriadoras poderem ser dimensionadas em uma capacidade menor do que a carga de projeto (DINÇER; ROSEN, 2011). A *estratégia de armazenamento parcial* pode ainda ser subdividida de forma a atuar como *niveladora de carga térmica* ou *limitadora de demanda energética*.

No armazenamento parcial com nivelamento de carga térmica as unidades resfriadoras são dimensionadas para trabalhar em suas capacidades máximas de forma ininterrupta ao longo de todo o ciclo. Assim, quando a carga térmica for inferior à potência entregue pelo *chiller*, o excedente passa a ser armazenado. Já quando a carga térmica excede a capacidade do *chiller*, a energia que havia sido armazenada passa então a ser descarregada complementando a demanda de carga térmica. Segundo Dinçer e Rosen (2011), este tipo de estratégia é mais eficaz onde o pico de carga de resfriamento é muito maior do que a carga média. Esta configuração de armazenamento está ilustrada conforme a Figura 9.



Figura 9 – Estratégia de armazenamento parcial com nivelamento de carga.

Fonte: Dombrosky, 2012.

Por outro lado, o *armazenamento parcial com limitação de demanda de energia,* conforme ilustra a Figura 10, é uma configuração em que as unidades resfriadoras operam à capacidade reduzida, limitando a demanda para que o sistema de climatização possa operar sem que haja ultrapassagem de demanda na medição de potência elétrica utilizada na instalação, o que traria taxações elevadas por parte da concessionária de energia. Segundo Dinçer e Rosen (2011), a estratégia com limitação de demanda tem custos de equipamentos mais altos do que seriam para um sistema de *nivelamento de carga* e menores do que aqueles para um sistema de *armazenamento completo*.



Figura 10 – Estratégia de armazenamento parcial com limitação de demanda energética.

2.5 Análise econômica e aspectos ambientais de sistemas CTES

Os custos dos sistemas CTES podem ser muito mais elevados do que os sistemas convencionais de arrefecimento. Segundo Wood *et. al.* (1994) para que um sistema CTES seja rentável para o cliente, o custo de investimento adicional destes sistemas em relação a um sistema de arrefecimento convencional deve ser compensado por custos operativos reduzidos ou por um incentivo inicial. A economia de custos com eletricidade tanto será vantajosa para o cliente, quanto à redução do consumo no horário de ponta será vantajosa para a concessionária de energia a fim de manter a estabilidade da rede. Para estimar os custos, as tarifas de eletricidade devem ser conhecidas.

2.5.1 Estrutura tarifária do consumo energético

Além de ser o principal aspecto a ser considerado no momento do projeto e da elaboração da estratégia de operação da termoacumulação, a estrutura tarifária de energia elétrica da instalação é o fator que normalmente dita o ritmo da economia alcançada dentro dos custos de operação em um sistema de climatização dotado de termoacumulação (DORGAN e ELLESON, 1993).

As concessionárias brasileiras de distribuição de energia, através de suas classes diferenciadas, também criam critérios particulares interessantes ao uso da termoacumulação. Através da contratação das chamadas tarifas horosazonais, um cliente pode obter redução significativa em sua conta de energia, desde que proponha a reduzir consideravelmente seu consumo energético dentro do chamado horário de ponta ou pico. (ANEEL, 2005).

Segundo a ANEEL (2005), a estrutura tarifária é o conjunto de tarifas aplicáveis ao consumo de energia elétrica e/ou demanda de potência, de acordo com a modalidade de fornecimento. O grupo de consumidores atendidos pela rede de média e alta tensão é denominado "Grupo A" (de 2,3 a 230 kV) e para este grupo existem duas modalidades de tarifação: convencional e horo-sazonal, conforme CEB (2017). A modalidade convencional não se aplica a consumidores de demanda acima de 300 kW.

A estrutura tarifária convencional é caracterizada pela aplicação de tarifas de consumo de energia e/ou demanda de potência independentemente das horas de utilização do dia e dos períodos do ano. A estrutura tarifária horo-sazonal, por outro lado, é caracterizada pela aplicação de tarifas diferenciadas de consumo de energia elétrica e de demanda de potência, de acordo com as horas de utilização do dia e dos períodos do ano. Dentro de um dia são estabelecidos dois períodos, denominados postos tarifários. O posto tarifário "ponta" corresponde ao período composto por 3 (três) horas diárias consecutivas definidas pela distribuidora, considerando a curva de carga de seu sistema elétrico, sendo aprovado pela ANEEL para toda a área de concessão ou permissão, com exceção feita aos sábados, domingos e feriados nacionais. Na CEB, esse horário também conhecido como "horário de ponta" é de 18h às 21h. O posto tarifário "fora de ponta" corresponde às demais horas dos dias úteis e às 24 horas dos sábados, domingos e feriados.

O grupo de estrutura tarifária horo-sazonal é ainda dividido em dois subgrupos. O grupo horo-sazonal azul, cujas tarifas da CEB são apresentadas na Tabela A1 no Anexo A, é a modalidade de fornecimento estruturada para a aplicação de tarifas diferenciadas de consumo e potência elétrica demandada de acordo com os horários de utilização e da época do ano. Já o grupo horo-sazonal verde, também conforme Tabela A1 no Anexo A, é a modalidade de fornecimento estruturada para a aplicação de tarifas diferenciadas de consumo, de acordo com as horas de utilização do dia, bem como de uma única tarifa para demanda de potência. Entre os meses de maio e novembro, são aplicadas as tarifas de "período seco", em função da menor disponibilidade hídrica nesta época do ano. Por outro lado, entre dezembro de um ano até abril do ano seguinte, as instalações são taxadas segundo as tarifas do "período úmido". (ANEEL, 2005).

Resumidamente, a estrutura *convencional* é indicada para unidades consumidoras comerciais e condomínios residenciais, onde o período de maior utilização da energia elétrica ocorre por volta das 18 às 21 horas. Já a estrutura *horo-sazonal verde* é mais indicada para a unidade consumidora que consegue paralisar ou reduzir consideravelmente suas atividades durante o horário de ponta, considerando que a tarifa de consumo daquele horário é muito mais cara. A estrutura *horo-sazonal azul* é normalmente mais recomendada para as unidades consumidoras que tenham dificuldade em diminuir ou paralisar suas atividades no horário de ponta e, portanto, apresentam um consumo significativo de energia

elétrica nesse período, além de apresentarem um elevado grau de eficiência na utilização da demanda contratada, ou seja, apresentam um consumo maior por kW de demanda (CEB, 2017).

A partir da implementação de um sistema CTES, uma grande demanda elétrica pode ser deslocada para fora do horário de ponta, permitindo uma redução da demanda contratada. Da mesma forma, o consumo em horário de ponta pode ser consideravelmente reduzido, levando em conta a representatividade das unidades resfriadoras no consumo de energia total no local onde estão instaladas. Estas ações permitem um rearranjo na estrutura tarifária da fonte consumidora junto à concessionária de energia, podendo ter grandes reduções nos valores das contas pagas.

2.5.2 Determinação dos custos em sistemas CTES

Segundo Habebullah (2007), a operação bem sucedida de sistemas de armazenamento de energia térmica CTES não se limita apenas à análise termofluidodinâmica (que é importante para dimensionar o equipamento), mas estende-se para incluir a análise de custos, que é um fator determinante.

Existem muitos estudos relacionados à modelagem teórica, simulação experimental e análise de custos de CTES. Henze (2003) realizou uma extensa investigação para determinar a economia gerada pela redução do consumo de energia elétrica para diferentes estratégias de controle de armazenamento de gelo, combinações diferentes de tipos de resfriadores, tipos de edificações e condições climáticas. Os resultados mostraram que a estratégia de controle com prioridade de armazenamento possui menor custo operacional, visto que esta estratégia representa um controle sofisticado que emprega a previsão de cargas.

Ihm *et al.* (2004), baseado em pesquisas anteriores, também determinaram em seus estudos possíveis reduções de custos sob diferentes estratégias de controle. Em ambas as análises ficou claro a necessidade da determinação de funções objetivas de custo para otimização dos sistemas.

Habebullah (2007), em seu estudo para investigar a viabilidade econômica de instalar um sistema de armazenamento de gelo na planta de ar condicionado da Grande Mesquita Sagrada em Makkah na Arábia Saudita, determinou a função de custo total anual $(C_{total,anual})$ de um sistema que inclui *chillers* e tanques de armazenamento de energia como sendo: o custo de capital para os *chillers* (C_{chi}) e tanques de armazenamento de energia (C_{Tanq}) mais a taxa de energia (C_{elet}) que incide sobre a energia elétrica consumida (E_{elet}) em um período de tempo (t_{oper}). A análise econômica realizada por Habebullah (2007) combina os efeitos do sistema de armazenamento de energia e uma tarifa estruturada no tempo na conta de energia diária, onde a energia é taxada de maneira diferente em dois períodos distintos do dia, noturno (fora pico) e diurno (pico).

Sanaye e Shirazi (2013), em sua avaliação econômica de um sistema de armazenamento de gelo, definiram a variável taxa de custo de capital mais manutenção $(\dot{c}_{cap+man})$ como sendo os custos de aquisição de cada componente do sistema aplicados a um fator de manutenção. Portanto, as estimativas dos custos de aquisição de cada equipamento do sistema devem ser realizadas cuidadosamente.

As melhores estimativas de custo para a aquisição de equipamentos podem ser obtidas diretamente através de cotações dos fornecedores e/ou fabricantes. Para grandes projetos, as cotações dos fornecedores devem ser obtidas pelo menos para os itens de equipamento com maior custo. Outra fonte de estimativas de custos são os valores de custo de pedidos anteriores conseguidos através das extensas bases de dados de custos, muitas vezes mantidas por empresas de engenharia ou departamentos de engenharia da empresa. Entretanto, estimar os custos de capital de cada equipamento por meio destes procedimentos vai depender da quantidade e qualidade dos orçamentos e bancos de dados da empresa e do tempo para realizar as estimativas (BEJAN *et. al.*, 1996).

Segundo Bejan *et. al.* (1996), outra forma de se obter os custos de capital de um equipamento é através da estimativa gráfica. Estes gráficos geralmente são obtidos através da correlação de um grande número de dados de custos e projetos, onde se obtém uma relação entre o custo base do equipamento e sua característica de projeto preponderante, podendo ser capacidade, tamanho, pressão, temperatura entre outras. Entretanto, além da dificuldade de se obter tais gráficos de estimativas de custo, a precisão destes é muitas vezes relativamente pobre. O desvio entre os valores obtidos nos gráficos e as cotações reais dos fornecedores pode variar de um fator de 2, o que representaria um erro considerável.

O efeito do tamanho no custo do equipamento em um gráfico típico de estimativa de custos, quando todos os dados de custo disponíveis são plotados versus o tamanho do equipamento em um gráfico de escala log-log, resulta em uma linha reta (em uma dada faixa de capacidade). A inclinação desta linha representa um importante parâmetro de estimativa de custo denominado expoente de escala (*a*). Estes expoentes geralmente são tabelados e de mais fácil acesso nas literaturas. Alguns valores típicos de expoente de escala para vários itens de equipamento podem ser obtidos em Bejan *et. al.* (1996). Logo, uma metodologia mais adequada de se obter o custo de um equipamento é através da definição de uma função de custo dada pela Equação 5, conforme (BEJAN *et. al.*, 1996).

$$C_{AE,Y} = C_{AE,W} \cdot \left(\frac{X_Y}{X_W}\right)^{\alpha}$$
(5)

Conhecendo-se o custo de aquisição de um equipamento ($C_{AE,W}$) de capacidade ou tamanho (X_W) é possível determinar o custo de aquisição de um mesmo equipamento ($C_{AE,Y}$), porém de capacidade ou tamanho diferente (X_Y). Segundo Bejan *et. al.* (1996), para o equipamento de processo térmico, o expoente de escala (α) é geralmente menor que a unidade, expressando o fato de que o aumento percentual (ou diminuição) no custo do equipamento é menor do que o aumento percentual (ou diminuição) no tamanho do equipamento. Na ausência de outras informações de custo, pode ser usado um valor de 0,6 para o expoente de escala. Esta abordagem é conhecida como a regra dos seis décimos.

2.5.3 Determinação do período de retorno de sistemas CTES

O período de retorno de um investimento (Payback) consiste na determinação do número de períodos necessários para recuperar o capital investido, ignorando as consequências além do período de recuperação (PAMPLONA; MONTEVECHI, 2006).

Segundo Sanaye e Shirazi (2013), em um sistema ITES as despesas extras decorrentes do investimento de capital e dos custos de manutenção, principalmente do tanque de armazenamento, podem ser compensados ao longo do tempo com a redução do consumo de electricidade (em comparação com o consumo dos sistemas convencionais) quando os sistemas ITES são aplicados.

Uma forma de se obter o "payback" do investimento é através da Equação 6, conforme Xavier e Corgozinho (2016).

$$p = \frac{\log_{10} \left[\frac{\ln v \cdot (q-1)}{V f \cdot q} + 1 \right]}{\log_{10} q} \tag{6}$$

Onde, as variáveis $Inv \in Vf$ correspondem ao valor do investimento e ao valor futuro de uma quantidade financeira respectivamente. A determinação da função Vf pode ser dada pela Equação 7 conforme Xavier e Corgozinho (2016).

$$Vf = Vp_{\cdot}(1+j)^n \tag{7}$$

Sendo as variáveis Vp, $j \in n$ correspondentes ao valor presente de uma quantidade financeira, a taxa de atratividade e ao período de descapitalização respectivamente.

Geovane Padovani Resende

43

Finalmente, a variável q da Equação 6 pode ser definida conforme Xavier e Corgozinho (2016) pela Equação 8.

$$q = \frac{1}{\left(1 + j - Reaj + P_{ef}\right)} \tag{8}$$

Sendo *Reaj* e P_{ef} a taxa média de reajuste anual das tarifas de energia e a perda de eficiência anual do sistema respectivamente. Na Equação 17, P_{ef} entra com sinal positivo, pois assim como *j*, esta variável representa um custo adicional do capital investido. Já *Reaj* aparece com sinal negativo por ser um custo negativo de capital.

2.5.4 Aspectos ambientais de sistemas CTES

Segundo Sanaye e Shirazi (2013), o aquecimento global é um dos problemas ambientais mais sérios que o mundo enfrenta hoje. Os pesquisadores reconheceram que o consumo de combustíveis fósseis para gerar eletricidade tem a maior porção de emissões de dióxido de carbono atualmente. O desenvolvimento econômico leva à necessidade de implantação de novas centrais de geração de energia elétrica para atender o aumento da demanda de energia. Por este motivo, a quantidade de emissão de CO₂ é considerada um fator importante na modelagem de sistemas CTES, uma vez que em alguns países já existe mercado de precificação da tonelada de CO₂ emitido, servindo como incentivo para um melhor gerenciamento da demanda energética e indiretamente contribuindo para a redução das emissões de CO₂ e seus efeitos sobre o clima.

A quantidade de emissão de CO2 ($Emiss_{CO_2}$) de sistemas CTES dada em quilograma pode ser determinada conforme Sanaye e Shirazi (2013) pela Equação 9.

$$Emiss_{CO_2} = f_{CO_2} \cdot Cons_{anual,elet}$$
(9)

Onde f_{CO_2} é o fator de emissão de CO₂ dado em kg/kWh e $Cons_{anual,elet}$ corresponde ao consumo anual de eletricidade do sistema dado em kWh.

A grande dificuldade para a determinação da quantidade de emissão está justamente na determinação do f_{CO_2} , uma vez que este irá variar conforme a matriz energética de cada região. É sabido que a matriz energética brasileira possui a energia hidráulica como sua principal fonte geradora de eletricidade, correspondendo a mais de 75% da geração no país conforme dados do Balanço Energético Nacional (BEN-2016), realizado pela Empresa de Pesquisa Energética (EPE) do Brasil.

Geovane Padovani Resende

Segundo Martins *et. al.* (2013) as usinas hidrelétricas emitem quantidades significativas de CO₂ e CH₄, em especial nos primeiros anos após a criação do reservatório. As emissões originam-se principalmente da decomposição da matéria orgânica que foi submersa pelo reservatório, da biomassa formada pelo processo de fotossíntese nas águas do reservatório e do fluxo de nutrientes provenientes da bacia hidrográfica a montante do reservatório (SBRISSIA, 2008). Portanto, o fator f_{CO_2} para a matriz energética brasileira deverá se basear em um valor global envolvendo todo o Sistema Interligado Nacional – SIN, ou seja, considerando emissões geradas nas usinas hidrelétricas, termoelétricas e outras. O Ministério da Ciência e Tecnologia publica em seu portal o fator médio de emissão de CO₂ do Sistema Interligado Nacional – SIN, para serem utilizados em inventário de gases de efeito estufa. Para o período de 2006 a 2016 o fator médio anual de emissão é de 0,065 $kg(CO_2)/kWh$, conforme Tabela B1 do Anexo B. Este fator expressa a quantidade média de emissões de CO_2 por energia gerada, conforme metodologia sugerida pelo IPCC-*Intergovernmental Panel on Climate Change*.

2.6 Otimização de sistemas CTES

Estudos sobre otimização de sitemas de termoacumulação vêm sendo cada vez mais difundidos no meio científico, principalmente pela necessidade de se encontrar condições ótimas que permitam uma operação eficiente e econômica dos sistemas. Em seu estudo para a otimização de um sistema de ar-condicionado de armazenamento de gelo, Chen *et. al.* (2005) utilizam algoritmos de programação dinâmica para obter a capacidade ótima de refrigeração, capacidade de armazenamento de gelo e condições de operação ótima do sistema. O método da programação dinâmica é uma aproximação matemática desenvolvida primeiramente por Richard Bellman em 1957, aplicada principalmente a problemas de decisão sequencial em várias etapas, particularmente para problemas de otimização onde as funções objetivas não são diferenciáveis.

O método dos Algoritmos Genéticos foi utilizado por Sanaye e Shirazi (2013) em seu estudo para otimização multi-objetiva de um sistema ITES. Através dele, foi possível obter valores ótimos das funções objetivas eficiência exergética e custo total e, posteriormente, encontrar as soluções que melhor atendessem às duas funções objetivas simultaneamente, uma vez que, são funções conflitantes como é o caso da maioria dos problemas reais. Ou seja, deseja-se maximizar a eficiência exergética e minimizar o custo total.

O método dos Algoritmos Genéticos foi inventado por Holland na década de 60 (ZINI, 2009) e foi inspirado na teoria de Darwin. Trata-se de uma técnica de busca baseada na teoria da evolução, combinando a sobrevivência dos mais aptos com a troca de informações

de uma forma estruturada, onde um problema do mundo real é modelado através de um conjunto de indivíduos que são soluções potenciais que melhor se ajustam ao ambiente.

Wang, *et. al.* (2010) utilizaram o PSOA (*Particle Swarm Optimization Algorithm*) proposto por Kennedy e Eberhart em 1995 para otimizar um sistema de aquecimento e resfriamento do ponto de vista energético, econômico e ambiental. Por fim, compararam com os sistemas independentes para um edifício em Pequim na China.

De maneira geral, segundo Wang *et. al.* (2010), os problemas de otimização são descritos como problema de programação linear, problema de programação não-linear, problema de programação de inteiros mistos e problema de programação multi objetivo. Dentre muitos algoritmos de otimização, alguns métodos de solução clássica para esses problemas de otimização incluem os métodos simplex, programação dinâmica, relaxamento lagrangiano, programação quadrática seqüencial, método de Newton e o método do gradiente reduzido. Desde 1998, uma quantidade importante de pesquisas vem usando métodos de inteligência artificial para otimizar sistemas, como o método dos algoritmos genéticos, programação evolutiva e o algoritmo de otimização de enxame de partículas (PSOA).

2.6.1 Formulação geral da otimização

A palavra otimizar tem o sentido de melhorar o que já existe, ou então, projetar o novo com mais eficiência e menor custo. A otimização visa determinar a melhor configuração do projeto, sem ter que testar todas as possibilidades. A otimização pode ser dividida nas etapas de reconhecimento das alternativas e a decisão. Primeiramente é reconhecido numa tarefa ou problema a possibilidade de optar entre várias hipóteses e em seguida, decide-se por aquela que se considera a melhor opção (ZINI, 2005).

Um problema de otimização possui a seguinte formulação geral (KOZIEL; MICHALEWICZ, 1999):

 $g_j(\vec{x}) \le 0$, para j = 1, ..., q (11)

 $h_j(\vec{x}) = 0$, para j = q + 1, ..., m (12)

 $l(i) \le x_i \le u(i), \qquad 1 \le i \le n \tag{13}$

Sujeito a

Sendo que:

 $\vec{x} = (x_1, ..., x_n)$ é definido como sendo as variáveis de decisão ou de projeto. Estas variáveis podem ser contínuas (reais), inteiras ou discretas.

Na expressão (10) está definida a função $f(\vec{x})$ que se deseja otimizar. Esta função é chamada de função objetivo do problema e pode ser minimizada ou maximizada.

A expressão (13) representa as restrições laterais que definem o espaço de busca que será chamado de "S". Este espaço representa o domínio das variáveis definidas pelos seus limitantes inferiores e superiores. A região "S" representa o conjunto de todos os pontos onde a função objetivo do problema está definida.

As expressões (11) e (12) representam um conjunto de "*m*" restrições que definem uma região que será denominada por "F". Esta região está contida no espaço de busca "S" e será chamada de região factível. Uma solução que pertença à região "F" é bastante desejável, visto que, a referida região satisfaz, simultaneamente, as expressões (11), (12) e (13).

O ponto $x^* = (x_1, x_2, ..., x_n)$ é denominado ponto ótimo. Este ponto é formado pelas variáveis de decisão que otimizam a função objetivo $f(\vec{x})$ em alguma região e satisfazem as restrições.

O valor $f(x^*)$ representa o valor da função objetivo no ponto ótimo. Este valor será chamado de valor ótimo do problema. Logo, o par formado pelo ponto ótimo e valor ótimo, ou seja, $(x^*, f(x^*))$ representa a solução ótima do problema. Segundo Castro (2001), as soluções ótimas podem ser classificadas como "local", quando o valor é ótimo considerando uma parte do espaço de busca, e "global", quando o valor é ótimo considerando todo o espaço de busca.

2.6.2 Método de otimização Nelder-Mead Simplex

Em meados da década de 1960, dois estatísticos ingleses que trabalhavam na *National Vegetable Research Station* desenvolveram o método de busca direta "simplex" de Nelder-Mead. O método surgiu em um momento propício, quando havia crescente interesse na solução computacional de problemas complexos de otimização não-linear (WRIGHT, 2012).

Conforme Ramírez *et. al.* (2011) o método não exige que a função objetivo seja diferenciável, mas requer que a função seja contínua. O método trabalha com n + 1 pontos a cada iteração, eliminando o pior ponto e criando um novo ponto.

O que Nelder e Mead (1965) introduziram ao método simplex, além do movimento de reflexão isométrica, foram movimentos não isométricos criados para acelerar a pesquisa.

Estes movimentos são conhecidos como movimentos de expansão e contração (para o interior e para o exterior), acompanhados de um passo de redução de todo o simplex ou passo encolhido em direção ao melhor vértice, usado quando todo o resto falha (estes movimentos são ilustrados na Figura 11, onde x_k representa o melhor vértice do simplex). Neste método o simplex pode assumir diversas formas e, consequentemente, os seus ângulos internos podem tornar-se arbitrariamente pequenos ou grandes. (CORREIA, 2010).





Fonte: Lewis et. al., 2000.

As expressões que permitem calcular o centróide dos n melhores vértices do simplex e os vértices auxiliares (refletido, expandido, contraído para o exterior e interior) assim como a estrutura do algoritmo de Nelder e Mead Simplex podem ser vistas com detalhes nos trabalhos desenvolvidos por Correa (2010) e Ramírez *et. al.* (2011).

2.6.3 Análise multiobjetiva

Segundo Zini (2009), a grande maioria dos problemas apresentam mais de um objetivo a serem otimizados que são, na maioria das vezes, conflitantes entre si. Ou seja, a melhoria de um ou mais objetivos causam, consequentemente, a deterioração de outro(s) e daí surge a necessidade de uma análise multiobjetiva a fim de se atender da melhor maneira duas funções objetivos simultaneamente.

Após a realização da otimização monobjetiva encontrando os pontos ótimos de cada função conforme descrito pelo método "Nelder e Mead Simplex" no item 2.6.2 deste trabalho, o objetivo é investigar um conjunto de soluções (multiobjetiva) que satisfaçam as funções objetivas a um nível aceitável, sem serem dominadas por outras soluções. Estas soluções são chamadas de um conjunto ótimo de Pareto, que podem ser representadas graficamente conforme a Figura 12.



Figura 12 - Curva do conjunto ótimo de Pareto da otimização multiobjetiva.

Observando a Figura 12 e supondo que a função $F(X)_1$ localizada no eixo das abscissas seja representada pela função objetivo eficiência exergética e que a função $F(X)_2$ localizada no eixo das ordenadas seja representada pela função objetivo custo total, se apenas a eficiência de exergia fosse considerada como a função objetivo (otimização de objetivo único), o ponto de projeto "A" seria escolhido como o ponto de projeto ótimo do sistema, enquanto que o ponto de projeto "B" indicaria o desempenho ótimo do sistema, quando o custo total for considerado a função objetivo (SANAYE E SHIRAZI, 2013).

Depois de determinar o conjunto de soluções ótimas de Pareto, o tomador de decisão decide qual dos vetores de projeto obtidos é apropriado para seu problema. Do ponto de vista matemático, todos os pontos da frente de Pareto são igualmente aceitáveis como a solução ideal para o problema de otimização multi objetivo. No entanto, por razões práticas, apenas uma solução ótima deve ser escolhida no final. A seleção do ponto ótimo final depende da importância de cada função objetiva para o tomador de decisão (SANAYE E SHIRAZI, 2013).

Existem vários métodos para o processo de tomada de decisão em problemas de otimização multi objetivo. Esses métodos podem ser aplicados para selecionar o ponto de projeto ótimo final da fronteira de Pareto. Neste trabalho, dois tipos comuns de processo de tomada de decisão, incluindo LINMAP (*Linear Programming Technique for Multidimensional Analysis of Preference*) e TOPSIS (*Technique for Order of Preference by Similarity to Ideal Solution*) foram utilizados para selecionar o ponto de projeto ótimo final. Estes métodos serão descritos de forma sucinta na sequência.

Conforme Sotomonte (2015), o processo de tomada de decisão pode ser realizado arbitrariamente pelos analistas, no entanto, existem vários métodos que têm sido desenvolvidos para facilitar este processo. Alguns exemplos são o método LINMAP, que significa técnica de programação linear para análise multidimensional de preferência e TOPSIS, que significa técnica para preferência de ordem por semelhança a uma solução ldeal, em que a solução final é selecionada com base em soluções não existentes, denominadas solução ideal e solução de Nadir (ponto em que cada objetivo tem seu pior valor), como é apresentado nos trabalhos de Hajabdollahi *et. al.* (2013), Li *et. al.* (2015), Srinivasan e Shocker (1973) e Yue (2011).

Estas soluções definem os limites superiores e inferiores das funções objetivo nas soluções ótimas de Pareto, como é apresentado na Figura 12, que ilustra a maximização e minimização das funções $F(X)_1 e F(X)_2$ respectivamente. Maiores detalhes e cálculo da solução ideal e solução de Nadir são apresentadas em Deb (2001).

Levando em conta que na maioria dos problemas de otimização multi objetivo tanto as grandezas quanto as dimensões das funções objetivo da fronteira de Pareto são diferentes, antes da tomada de decisão final, as dimensões e escalas dos diferentes objetivos devem ser unificadas. Entre os métodos de adimensionalização utilizados para a tomada de decisão destaca-se a adimensionalização Euclidiana, cujos detalhes podem ser encontrados em Sayyaadi e Mehrabipour (2012). De forma sucinta a adimensionalização Euclidiana pode ser determinada utilizando a Equação 14, conforme Sotomonte (2015).

$$F_{ij}^{n} = \frac{F_{ij}}{\sqrt{\sum_{i=1}^{m} (F_{ij})^2}}$$
(14)

Onde:

- F_{ij} Matriz de funções objetivo da fronteira de Pareto;
- *i* Índice de cada solução do conjunto ótimo de Pareto;
- *j* Número de funções objetivo;

- *m* Número de soluções no conjunto ótimo de Pareto;
- *n* Indica que a matriz é adimensional.

No método LINMAP, após a adimensionalização Euclidiana de todos os objetivos, as distâncias espaciais entre cada ponto da fronteira de Pareto e a solução ideal são determinadas utilizando a Equação 15, conforme Sotomonte (2015). Nela, o ponto do Pareto com a menor distância espacial em relação à solução ideal será selecionado como a solução final.

$$ED_{i+} = \sqrt{\sum_{j=i}^{n} W_{j} (F_{ij} - F_{ij}^{ideal})^2}$$
(15)

Onde:

ED_{i+}	Menor distância espacial entre cada ponto da fronteira de pareto e a Solução ideal.
F _{ij} ^{ideal}	Solução ideal positiva da fronteira de Pareto.
W_j	Peso atribuído à função objetivo.

Por outro lado, no método TOPSIS, é usada simultaneamente a distância espacial de cada ponto da fronteira de Pareto desde a solução ideal (F_{ij}^{ideal}) e de Nadir (F_{ij}^{nadir}) como critério de seleção final. Consequentemente, a maior distância espacial entre a solução de Nadir e cada ponto da fronteira de Pareto é determinada pela Equação 16, denominada ED_{i-} e a solução final definida como o valor máximo Y_i é determinado pela Equação 17, conforme Sotomonte (2015).

$$ED_{i-} = \sqrt{\sum_{j=i}^{n} W_{j} (F_{ij} - F_{ij}^{Nadir})^2}$$
(16)

$$Y_{i} = \frac{ED_{i-}}{ED_{i-} + ED_{i+}}$$
(17)

Portanto, tanto a distância da solução do ponto ideal (ED_{i+}) como a do ponto não ideal (ED_{i-}) pode ser estimada e a solução com o valor máximo do coeficiente de proximidade Y_i será então selecionado como o melhor ponto ótimo.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste item é apresentado um levantamento bibliográfico sobre as pesquisas realizadas no âmbito dos sistemas de termoacumulação CTES.

3.1 Características técnicas para sistemas CTES

Numerosos estudos têm sido realizados por vários investigadores no domínio dos sistemas CTES. Saito (2002) fez um trabalho de revisão sobre os recentes avanços no campo dos sistemas CTES descrevendo vários tipos de sistemas CTES e os comparou por seus méritos e deméritos, concluindo que estudos sobre novas técnicas para aumentar a densidade de armazenamento destes sistemas devem ser realizados. Dincer (2002) apresentou vários aspectos e critérios técnicos para os sistemas CTES e suas aplicações. Em seu estudo ele constatou que existe uma necessidade de técnicas de dimensionamento de sistemas de estocagem térmica melhores, uma vez que as análises de projetos revelam sistemas subdimensionados e sobredimensionados onde o baixo dimensionamento pode resultar em baixos níveis de conforto interior, enquanto o excesso de capacidade resulta não só em custos iniciais mais altos, mas também no desperdício de eletricidade caso haja mais energia armazenada do que a necessária. Outro requisito para os sistemas CTES bem sucedidos que afeta o dimensionamento é a instalação, que deve ser adequada e com equipamentos e sistemas de controle apropriados.

A seleção dos sistemas CTES depende principalmente do período de armazenamento requerido (por exemplo, diurno ou sazonal), viabilidade econômica, condições de funcionamento, entre outras condições. Vários parâmetros influenciam a viabilidade de qualquer sistema CTES, tais como: cargas térmicas das instalações, perfis de carga térmica e elétrica, disponibilidade de resíduos ou excesso de energia térmica, custos elétricos e estruturas tarifárias, tipo de equipamento gerador térmico e tipo de construção e ocupação das mesmas (DINÇER, 2002).

Sanaye e Shirazi (2013) estudaram a implementação de um sistema de armazenamento de energia térmica de gelo (ITES) em um prédio comercial em Ahwaz, uma cidade no sul do Irã. Análises energética, exergética, econômica e ambiental foram feitas para a construção de um modelo de otimização do sistema. Em seu modelo o perfil de carga de refrigeração do prédio foi o parâmetro de partida para o início do dimensionamento.

Uma vez que um sistema CTES tem como principal finalidade o deslocamento da demanda ou parte dela para períodos fora de pico (período noturno), benefícios como melhores desempenhos dos equipamentos do sistema também podem ser alcançados. Tecnicamente, isto se deve às menores temperaturas de condensação resultantes da

operação noturna das máquinas que realizam o carregamento do tanque. As temperaturas durante a noite são menores, logo, em sistemas onde a condensação é realizada com água, torres de resfriamento podem entregar esta água de condensação em temperaturas inferiores àquelas obtidas durante o dia.

A influência do parâmetro temperatura do ar ambiente no desempenho de torres de resfriamento foi estudada e demonstrada por Cortinovis *et. al.* (2009), durante o desenvolvimento de um modelo de otimização para operação destes equipamentos. Segundo o estudo realizado, para uma determinada umidade absoluta do ar, um aumento na temperatura ambiente representa um aumento na T_{bu} e consequentemente uma diminuição na temperatura de aproximação da torre, o que compromete seu desempenho aumentando o custo operacional do sistema. Desta forma, ao entregar água de condensação à temperaturas mais baixas, a torre de resfriamento possibilita aos *chillers* alcançarem um melhor rendimento.

Outro estudo, realizado por Sebzali e Rubini (2007), no qual foram verificadas diferentes estratégias de termoacumulação, demonstrou-se que um *chiller* em operação convencional, apresenta valores de COP mais elevado durante o funcionamento noturno, mesmo com uma operação em regime parcial a 40% da carga plena. Por outro lado, verificou-se que em operação diurna, mesmo com o *chiller* trabalhando muito próximo do regime de carga plena – condição de trabalho de maior eficiência, o valor do COP mostrou-se inferior em virtude de uma condição de temperatura de bulbo seco bem mais elevada.

Os resultados das análises apresentadas deixam claro o benefício alcançado com a priorização da operação noturna de sistemas de climatização.

3.2 A importância da análise de exergia em sistemas CTES

O estudo da exergia pode ser adequado para promover o uso mais eficiente da energia, pois permite localizar e quantificar as fontes de irreversibilidades. Portanto, a análise exergética pode revelar se o sistema é ou não eficiente, e quanto é possível projetar sistemas mais eficazes, reduzindo as ineficiências nos sistemas existentes.

O termo eficiência é comumente utilizado em pelo menos duas formas, tais como eficiência da primeira lei (eficiência energética) e eficiência da segunda lei (eficiência exergética). A eficiência energética meramente reflete as leis padrões de armazenamento de energia, como a relação entre a produção de energia útil e o consumo total de energia. Já a eficiência exergética incorpora a noção de aumento da indisponibilidade termodinâmica, como refletido pelo aumento da entropia em um processo ou subprocesso. É por isso que as eficiências de exergia são sempre menores que as eficiências de energia,

devido às irreversibilidades do processo que destroem parte da energia de entrada. (DINÇER, 2002).

Dinçer (2002) em seu estudo para avaliar os sistemas de armazenamento TES (*Thermal Energy Storage*) demonstrou com um exemplo ilustrativo a importância da análise de desempenho, particularmente a análise de exergia destes sistemas. O exemplo ilustrado pelo autor foram dois sistemas de armazenamento sensível com capacidade de resfriamento para as etapas de carregamento e descarregamento.

Dois sistemas, "X" e "Y" foram considerados. O ambiente circundante a eles possui temperatura de 25°C. Cada um deles recebe 104,650 kJ de calor de uma corrente (m_{car}) de 500 kg de água ($C_{p \approx}$ 4,186 kJ/kgK) que é arrefecida de 80°C para 30°C. Portanto, a entrada de calor para o armazenamento durante o período de carregamento (Q_{car}) para cada unidade de armazenamento, utilizando apenas calor sensível, pode ser dada conforme a Equação 18.

$$Q_{car} = m_{car} \cdot c_p \cdot \Delta T \tag{18}$$

No sistema "X", após um dia, o calor de 94,185 kJ é recuperado durante o período de descarga, a partir do sistema de armazenamento por uma corrente (m_{des}) de 4.500 kg de água sendo aquecida de 30°C para 35°C. A este respeito, o sistema de armazenagem "Y" armazena o calor durante 90 dias, quando uma quantidade de energia de 94,185 kJ é recuperada durante o período de descarga por aquecimento de uma corrente de 500 kg de água de 30°C para 75°C. Logo a carga recuperada durante o período de descarga (Q_{des}), a eficiência energética (η) e a rejeição de calor para o ambiente durante o armazenamento (Q_{rej}) para os dois sistemas "X" e "Y" são dadas pelas Equações 19, 20 e 21, respectivamente, conforme Dinçer (2002).

$$Q_{des} = m_{des} \cdot c_p \cdot \Delta T \tag{19}$$

$$\eta = \frac{Q_{des}}{Q_{car}} \tag{20}$$

$$Q_{rej} = Q_{car} - Q_{des} \tag{21}$$

Para os dois sistemas, "X" e "Y" considerados, as exergias durante os processos de carga (Ex_{car}) e descarga (Ex_{des}), assim como as eficiências exergéticas (η_{II}) desses sistemas podem ser descritas pelas Equações 22, 23 e 24, conforme Dinçer (2002).

Geovane Padovani Resende

$$Ex_{car} = m_{car} \cdot c_p \cdot \left[\left(T_i - T_f \right) - T_0 \cdot ln \left(\frac{T_i}{T_f} \right) \right]$$
(22)

$$Ex_{des} = m_{des} \cdot c_p \cdot \left[\left(T_f - T_i \right) - T_0 \cdot ln \left(\frac{T_f}{T_i} \right) \right]$$
(23)

$$\eta_{II} = \frac{Ex_{des}}{Ex_{car}} \tag{24}$$

Onde T_0 é a temperatura do estado de referência (estado morto) e T_i e T_f as temperaturas iniciais e finais durante os processos de carga e descarga.

Os resultados numéricos comparativos para os dois sistemas foram descritos conforme a Tabela 1.

Tabela 1 – Comparativo dos sistemas "X" e "Y" para o exemplo ilustrativo proposto por Dinçer (2002)

	COMPARATIVO	Х	Y
	Q _{car}	104,650 kJ	104,650 kJ
₹GI⊅	Q _{des}	94,185 kJ	94,185 kJ
	Q _{rej}	10,465 kJ	10,465 kJ
н	ηι	90%	90%
Ali	Ex _{car}	9.386,88 kJ	9.386,88 kJ
ERG	Ex _{dês}	2.310,18 kJ	7.819,52 kJ
EX	Ŋıı	25%	83%

Fonte: Elaborado pelo autor, 2017

Os resultados do exemplo ilustrativo proposto por Dinçer (2002) mostraram que ambos os sistemas de armazenamento têm a mesma eficiência energética (90%), quando calculados considerando a primeira lei da termodinâmica. Contudo, o sistema de armazenamento "Y" proporciona um melhor aproveitamento da energia, visto que armazena o calor por 90 dias em vez de 1 dia, além de retornar o calor a uma temperatura muito mais útil, de 75°C em vez de 35°C. Logo a distinção foi avaliada a partir da eficiência de segunda lei, demonstrando que para o sistema "X" a eficiência exergética foi de 25% enquanto para "Y" foi de 83%. Portanto, fica claro que é necessária uma medida mais perceptiva de comparação do que a proporcionada pela eficiência energética do ciclo de armazenamento para se avaliar a verdadeira utilidade de um sistema TES e estabelecer uma base racional para a otimização de seu valor econômico.

MacPhee e Dinçer (2009) investigaram as quatro principais técnicas de armazenamento de gelo para fins de climatização de ambientes, sendo elas: SAGP (Ice-

55

Slurry), SAGFE (*Ice-Chiller*), SAGFI (*Ice-Bank*) e SAGE (*Ice in Containers, Ice Balls*). Em sua pesquisa, um estudo de caso foi realizado para comparar cada sistema nos critérios de desempenho energético e exergético, incluindo as eficiências de carga, descarga e armazenamento que compõem o processo, além das perdas por vazamento de calor e irreversibilidades. Estes critérios foram avaliados para cada tipo de técnica considerando tanto a estratégia de armazenamento completo, quanto armazenamento parcial. Para a realização do estudo de caso, MacPhee e Dinçer (2009) consideraram um ciclo de refrigeração por compressão de vapor operando com R134a como fluido de trabalho no processo de carregamento, já que, segundo Paksoy (2003), a maioria de todas as técnicas de refrigeração e produção de gelo faz uso deste tipo de sistema.

Para comparar as técnicas de armazenamento em seu estudo de caso, MacPhee e Dinçer (2009) utilizaram um perfil de cargas térmicas diária de uma construção típica com dados retirados da *Carrier Corp* (1990).

O Ciclo de refrigeração operará entre dois reservatórios térmicos, onde a temperatura ambiente (Temperatura do estado morto) será ajustada para $T_0=25$ °C e a Temperatura de carregamento T_{car} dependerá do processo em questão. Estas temperaturas assim como os coeficientes de desempenho e demais dados para cada técnica de armazenamento estão descritos na Tabela 2, conforme MacPhee e Dinçer (2009), mas podem ser encontradas também em Dorgan e Ellison (1994) e Wang e Kusumoto (2001).

Técnica de estocagem de gelo	Coeficiente de performance, β	Temperatura de estocagem de gelo, <i>T_{Tang}</i> [°C]	Temperatura de carga <i>T_{car}</i> [°C]	Densidade de estocagem, ρ _{th,Max} [MJ/m ³]	Temperatura de descarga <i>T_{des}</i> [°C]
(I) SAGP (Ice- Slurry)	2,4	-11	-12	167,4	2
(II) SAGFI (Ice- Bank)	3,3	-4,5	-6	172,98	6,5
(III) SAGFE (Ice-Chiller)	3,5	-6,5	-7	156,6	5,5
(IV) SAGE (Ice in Containers, Ice Balls)	3,5	-4,5	-6	172,98	7

Tabela 2 – Temperaturas, coeficientes de performance e densidades máximas de armazenamento.

Fonte: Adaptado de MacPhee e Dinçer, 2009.

A resistência térmica total do módulo de armazenamento (R_T) considerada foi de 1980 [m^2K/kW], valor considerado em Rosen et al. (2000). O calor latente de fusão da água (L) é de 334 [kJ/kg], enquanto as propriedades termofísicas da água líquida e do gelo são tomadas a 5°C e -5°C, respectivamente. Portanto, a densidade do gelo (ρ_{gelo}) será 917,4 [kg/m^3], solidificando a 0°C, enquanto o calor específico de gelo ($c_{p,gelo}$) e água ($c_{p,água}$) serão 2106 [$J/kg^{\circ}C$] e 4200 [$J/kg^{\circ}C$], respectivamente. Para o processo de descarga, a

Geovane Padovani Resende

solução de glicol (30% em massa) tem um calor específico de ($c_{p,glicol} = 3574 J/kg^{\circ}C$) e entrará no módulo de armazenamento à temperatura ambiente, ajustada em 20°*C*.

Os resultados obtidos por MacPhee e Dinçer (2009) em seu estudo de caso, avaliado para a condição de *armazenamento total* em cada técnica, estão demonstrados nas Tabelas 3 e 4. A Tabela 3 lista os valores de eficiência, juntamente com as perdas percentuais devido ao vazamento de calor e irreversibilidades para as etapas de carregamento e descarregamento de cada técnica, enquanto, a Tabela 4 lista as eficiências globais correspondentes a cada caso e é um resultado da multiplicação das eficiências de carga e descarga.

Tabela 3	– Dados de	eficiência e p	erdas para o	armazename	ento total.
Caso	ղ լ [%]	Q^w [%]	η _" [%]	Ex ^Q [%]	/ [%]
Carga					
I	99,2	0,8	46,93	0,23	52,83
II	99,06	0,94	73,65	0,14	26,21
111	98,99	1,01	69,61	0,17	30,21
IV	99,06	0,94	75,98	0,14	23,88
Descarga					
I	99,82	0,18	24,51	0,30	75,18
II	99,86	0,14	19,09	0,23	80,68
111	99,84	0,16	19,82	0,26	79,92
IV	99,86	0,14	18,10	0,22	81,68

Fonte: Adaptado de MacPhee e Dinçer, 2009.

Tabela 4 – Eficiência total de energia e exergia para o armazenamento to	otal.
--	-------

Caso	I – SAGP	II – SAGFI	III – SAGFE	IV – SAGE
η ι, _{Global} [%]	99,02	98,92	98,83	98,92
η _{II,Global} [%]	11,5	14,05	13,79	13,75

Fonte: Adaptado de MacPhee e Dinçer, 2009.

Diante dos resultados obtidos nas Tabelas 3 e 4 para o *armazenamento total*, MacPhee e Dinçer (2009) verificaram que todas as eficiências energéticas são superiores a 98%, o que significa que, de forma enérgética, todos os processos são muito eficientes. Isto se deve ao fato de que as únicas perdas no sentido da energia são as fugas de calor para o módulo de armazenamento. Esta perda está apresentada na Tabela 3 por (Q^W) como uma percentagem da energia total recuperada e são, geralmente, bem abaixo de 1%. No entanto, na análise exergética verifica-se eficiências menores variando de 46,93% à 75,98% para o ciclo de carga e de 18,10% à 24,51% para o ciclo de descarga. A razão para as eficiências exergéticas menores se deve à geração de entropia devido à transferência de calor entre o módulo de armazenamento e seu entorno, ou seja, se deve às irreversibilidades *(I)*. Verificase também na Tabela 3, que a perda de exergia devido à fuga de calor (Ex^Q) é reduzida em todos os casos, sendo inferior a 1%. Isso demonstra as diferenças entre as análises de energia e exergia, uma vez que os cálculos de energia por si só não permitem uma medição adequada da qualidade do armazenamento de gelo.

Durante a descarga, todas as eficiências de exergia foram mais baixas, com a maior eficiência sendo em torno de 25%. A razão para esta redução acentuada em relação ao processo de carregamento se deve, mais uma vez, à geração da entropia durante a fusão do gelo. O valor da exergia do armazenamento de gelo é muito maior quando na forma sólida, com temperaturas inferiores a $0^{\circ}C$, e após a fusão é um fluido de menor qualidade. Esta perda de qualidade é refletida pela irreversibilidade (*I*) e é um resultado da variação de temperatura do fluido de saída, o etileno-glicol, recuperando o armazenamento a frio. Os sistemas que têm uma temperatura de saída mais baixa terão uma recuperação de energia "fria" de melhor qualidade, ou seja, terão maiores eficiências.

Assim, a eficiência energética levaria a crer que o processo é quase ideal, o que de fato é longe disso. Na Tabela 4, verifica-se que as eficiências de exergia globais ($\eta_{II,Global}$) são inferiores a 15% em todos os casos. Isto é devido a uma série de fatores, incluindo valores reduzidos de COP, mas uma grande parcela de irreversibilidade vem do processo de descarga, no qual a temperatura de descarga desempenha um papel importante. É mais desejável ter a temperatura de armazenamento e a temperatura do evaporador mais próximas da temperatura de solidificação, uma densidade térmica elevada e uma temperatura de descarga significam maiores diferenças de energia no fluxo. No entanto, se a temperatura de descarga diminuir para próximo da temperatura de solidificação, o processo torna-se muito mais ideal, o que é demonstrado pela eficiência de exergia de descarga do sistema SAGP conforme a Tabela 5 (MACPHEE; DINÇER, 2009).

Os mesmos argumentos podem ser utilizados para a análise dos resultados na condição de *armazenamento parcial*. Por exemplo, todas as eficiências tanto energéticas quanto exergéticas são muito semelhantes, apesar da carga de armazenamento reduzida e da inclusão do ciclo de armazenamento. A única diferença efetiva entre o *armazenamento total e parcial* em termos de desempenho está nas perdas de calor, o que representa muito pouco da energia total armazenada, uma vez que os sistemas operando em armazenamento parcial necessitam de menor quantidade de gelo e, portanto, tanques de armazenamento menores e, consequentemente, perdem menos calor para o ambiente, um traço aparentemente desejável. Mas, ao comparar as eficiências de energia e exergia globais para os dois armazenamentos, total e parcial, verifica-se que o armazenamento total é mais eficiente para todos os casos. Como resultado, é sempre mais desejável, do ponto de vista energético ou exergético, armazenar tanto quanto possível a carga de construção para maximizar desempenho. Todas as eficiências associadas aos processos de carga,

armazenamento e descarga no cenário de *armazenamento parcial* são mostradas na Tabela 5, assim como as eficiências globais de energia e exergia também são mostradas na Tabela 6.

Tabela 5 –	Tabela 5 – Dados de eficiência e perdas para o armazenamento parcial.					
Caso	η ι [%]	Q _w [%]	η _" [%]	Ex q [%]	I [%]	
Carga						
I	98,86	1,14	46,87	0,34	52,79	
II	98,64	1,36	73,56	0,22	26,23	
III	98,49	1,51	69,51	0,28	30,21	
IV	98,64	1,36	75,89	0,21	23,90	
Estocagem						
I	99,95	0,05	99,99	<0,01	<0,01	
II	99,95	0,05	99,98	0,01	<0,01	
III	98,95	0,05	99,98	0,01	<0,01	
IV	99,95	0,05	99,98	0,01	<0,01	
Descarga						
I	99,83	0,17	24,23	0,28	75,49	
II	99,87	0,13	18,91	0,22	80,88	
III	99,85	0,15	19,60	0,24	80,16	
IV	99,87	0,13	17,94	0,21	81,86	

Fonte: Adaptado de MacPhee e Dinçer, 2009.

Tabela 6 – Eficiência	global d	le energia e	exergia para	o armazenamento	parcial.
-----------------------	----------	--------------	--------------	-----------------	----------

η _{I,Global} [%]98,6498,4698,2998,46η _{II,Global} [%]11,3613,9013,6213,61	Caso	I – SAGP	II – SAGFI	III – SAGFE	IV – SAGE
η _{II,Global} [%] 11,36 13,90 13,62 13,61	η ι, _{Global} [%]	98,64	98,46	98,29	98,46
	η_{II,Global} [%]	11,36	13,90	13,62	13,61

Fonte: Adaptado de MacPhee e Dinçer, 2009.

MacPhee e Dinçer (2009) verificaram também que, para ambas as estratégias de armazenamento, parcial e total, no sentido exergético, o sistema de fusão interna (SAGFI) é o mais eficiente, seguido tanto pelo sistema de fusão externa (SAGFE) como pelo sistema de gelo encapsulado (SAGE), enquanto que o sistema de gelo em pasta (SAGP) é o menos eficiente.

O efeito do ambiente de referência também foi avaliado no estudo. Para determinar o efeito da temperatura ambiente de referência (T_0), no desempenho do sistema, este parâmetro foi variado de 15°*C* a 50°*C*, com incrementos de 5°*C*, e as alterações resultantes na eficiência foram monitoradas. A dependência da eficiência energética deste parâmetro pode ser vista graficamente na Figura 13, enquanto a resposta de eficiência de exergia devido à alteração da temperatura de referência é mostrada na Figura 14. Devido a perfis semelhantes, somente o caso de *armazenamento parcial* foi mostrado no estudo para evitar duplicação.



Figura 13 - Comportamento da eficiência energética com a temperatura do estado morto.

Figura 14 – Comportamento da eficiência exergética com a temperatura do estado morto.



O aspecto mais importante verificado a partir das Figuras 13 e 14 é a velocidade a qual a eficiência muda quando a temperatura do estado morto é variada. Na Figura 13, a eficiência energética muda em aproximadamente 2%. Foi observado que a eficiência energética não é afetada significativamente ao longo da faixa de temperatura. Isto é devido ao fato de que o único efeito que a temperatura do estado morto tem em termos de energia é sobre a transferência de calor para o reservatório. Se a temperatura do estado morto for maior, haverá um aumento do gradiente entre o tanque de armazenamento e seu entorno, assim haverá maior infiltração de calor, levando a eficiências menores.

No entanto, na análise exergética observa-se o oposto, pois a eficiência aumenta na medida em que aumenta a temperatura do estado morto. A razão para o grande aumento da eficiência exergética juntamente com o aumento da temperatura é devido ao aumento da exergia de armazenamento. Quando a temperatura do estado morto é aumentada, o armazenamento de gelo é de uma qualidade muito maior e assim é a solução de glicol em recuperação. Embora a energia recuperada permaneça a mesma, em um sentido exergético a qualidade do fluido recuperado está muito mais próxima da qualidade de armazenamento, o que a torna o processo mais eficiente exergeticamente.

MacPhee e Dinçer (2009) verificaram também que os perfis nos casos II e IV são semelhantes, conforme se vê nas Figuras 13 e 14, o que se deve aos pressupostos muito semelhantes da Tabela 2 utilizados em suas análises. Embora estes dois casos exibam tendências de desempenho semelhantes, eles variam consideravelmente em custo, necessidades de energia, facilidade de manutenção e instalação, e são usados em diferentes capacidades dependendo da carga, espaço e restrições de custo.

Em resumo, os resultados obtidos nos estudos de caso realizados por MacPhee e Dinçer (2009), mais uma vez indicaram que as eficiências energéticas são insuficientes para a garantia de eficácia de sistemas termodinâmicos, e que somente quando a análise de exergia é realizada é possível de se ter uma visão mais realista do desempenho dos sistemas CTES.

3.3 Influência das condições climáticas

Sehar *et. al.* (2012) realizaram um estudo no qual foram averiguados os impactos do armazenamento de gelo sobre o consumo de energia dos *chillers*, em edifícios de escritórios, em diversas regiões nos EUA. Edificações de médio e grande porte foram avaliadas para o sistema de climatização convencional (sem armazenamento) e em três estratégias de armazenamento de gelo, sendo elas: total, parcial com prioridade de armazenamento e parcial com prioridade do resfriador (*chiller*). Ao final de seu estudo verificou-se a influência das condições climáticas sobre o consumo de energia no âmbito do tamanho das edificações, assim como das três estratégias adotadas.

A diferença entre as duas estratégias de armazenamento parcial se deve ao fato de que, para a estratégia de armazenamento parcial com prioridade do resfriador, o armazenamento atende a carga de resfriamento durante as horas de pico somente quando a carga excede a capacidade do resfriador. Já para a estratégia de prioridade de armazenamento, o resfriador atende a carga de resfriamento durante as horas de pico somente quando a carga excede a capacidade total de armazenamento.

As cidades escolhidas para avaliação da influência do clima no consumo energético dos sistemas de climatização estão listadas conforme Tabela 7.

Cidade	Clima
Miami, FL	Quente e úmido
Las Vegas, NV	Quente e seco
Baltimore, MD	Ameno e úmido
Seattle, WA	Marinho
Chicago, IL	Frio e úmido
Helena, MT	Frio e seco
Duluth, MN	Muito frio

Tabela 7 – Cidades selecionadas que apresentam climas diversificados.

Fonte: Adaptado de Sehar et. al., 2012.

Sehar *et. al.* (2012) verificaram que as cidades com umidade relativa e temperatura ambiente elevadas têm maiores cargas de resfriamento e altas cargas de resfriamento aumentam o consumo de energia do resfriador. Isso ocorre porque, à medida que o ar fresco externo é introduzido no prédio para manter a qualidade do ar, estando este ar com uma maior umidade relativa, então a carga de resfriamento latente aumenta. Da mesma forma, se a temperatura ambiente estiver alta, haverá mais transferência de calor através do envelope do prédio, aumentando a carga de resfriamento sensível.

As Figuras 15 à 18 mostram os resultados do consumo mensal de energia dos *chillers* para o sistema convencional e também para as três estratégias de armazenamento de gelo, para os edifícios de grande porte, que foram obtidos por Sehar *et. al.* (2012).



Fonte: Sehar et. al., 2012.



As Figuras 19 à 22 mostram os resultados do consumo mensal de energia dos chillers para o sistema convencional e também para as três estratégias de armazenamento de gelo, para os edifícios de médio porte, que foram obtidos por Sehar et. al. (2012).







Sep





Para as edificações de grande porte, figuras 15 à 18, Sehar et. al. (2012) pode observar, com base nas temperaturas e umidades relativas, que Miami obteve o maior

Geovane Padovani Resende

Jul

Miami Las Vegas Baltimore Seattle Chicago Helena Duluth

Aug

35000 30000

25000

20000 kМh

15000

10000

5000

0

Jun

consumo de energia do resfriador para a temporada de verão, seguido de Las Vegas, Baltimore e Chicago. Seattle obteve o menor consumo de energia do resfriador para a temporada de verão em comparação com outros. Helena e Duluth obteve consumo de energia comparável. Observou-se também que durante os meses mais frios em Seattle (junho, julho e setembro), Helena (setembro) e Duluth (setembro), o consumo de energia do resfriador para o sistema de prioridade do resfriador foi menor do que o sistema de refrigeração convencional. O consumo de energia do resfriador para o sistema de prioridade de armazenamento em Duluth durante setembro também foi menor que o sistema de arrefecimento convencional. Essas observações resultam devido à melhoria da operação do resfriador noturno e da descarga de armazenamento disponível para atender a carga de resfriamento máxima.

As mesmas observações feitas para as edificações de grande porte podem ser feitas para as de médio porte, Figuras 19 à 22. No entanto, uma peculiaridade foi observada. Nos meses de julho e agosto, Las Vegas obteve para os sistemas de armazenamento completo e prioridade de armazenamento um maior consumo de energia refrigerante do que Miami. Este alto consumo de energia em Las Vegas pode ser devido às temperaturas extremamente elevadas e às construções em aço que permitem maior condução de calor. Entretanto, para a prioridade do resfriador, o consumo de energia do chiller para Las Vegas foi menor que o de Miami. Isso ocorre porque Miami tem alta umidade relativa e a operação contínua do refrigerador para o sistema de prioridade do resfriador pode aumentar seu consumo de energia (SEHAR *et. al.*, 2012).

Sehar *et. al.* (2012) concluíram com sua pesquisa que uma avaliação adequada das condições climáticas de cada região é de extrema importância para a definição do melhor sistema de armazenamento e da sua estratégia de operação e controle a ser implementada em projetos de condicionamento de ar.

3.4 Retorno de investimento e benefícios ambientais

Pesquisas sobre benefícios econômicos e ambientais devido à implementação de sistemas CTES para a climatização de ambientes tem sido cada vez mais difundidas. Saber em quanto tempo se terá o retorno do investimento (payback), é tão importante quanto os benefícios econômicos e ambientais que o sistema pode trazer. Rismanchi et. al (2012) realizaram um estudo comparativo entre o sistema de climatização convencional e o sistema com armazenamento de gelo do ponto de vista da estratégia de armazenamento completo e também armazenamento com nivelamento de carga. O estudo foi realizado na Malásia, considerando projetos de sistema novos, portanto, não foram expandidos para projetos de *retrofit*.

Geovane Padovani Resende

Os resultados mostraram que o custo de instalação total da estratégia de armazenamento completo é significativamente maior do que o sistema convencional. No entanto, observou-se que o custo total de instalação para a estratégia de nivelamento de carga está no mesmo patamar que o sistema convencional. Verificou-se também, que o custo de manutenção para o sistema ITES com a estratégia de armazenamento completo é o mais elevado devido à maior capacidade do resfriador.

Constatou-se que o sistema convencional possui a maior carga de demanda devido ao grande consumo de eletricidade durante as horas de pico. A carga de demanda da estratégia de armazenamento de nivelamento de carga foi ligeiramente menor do que o sistema convencional. Embora o tamanho do resfriador na estratégia de nivelamento de carga seja menor do que o sistema convencional, o uso diário dessa estratégia aumentaria a carga de demanda. Já a carga de demanda para a estratégia de armazenamento completo foi a menor possível, devido ao uso do resfriador fora do pico.

Ao deduzir os custos totais anuais (capital, manutenção e operação) para as duas estratégias de armazenamento estudadas e comparando-as com o custo total anual do sistema convencional, baseando-se nas tarifas de energia elétrica local, Rismanchi et. al (2012) obtiveram em seu estudo que o período de retorno do sistema de armazenamento completo variou entre 5 e 6 anos para capacidades do sistema inferiores a 3500 kW e para capacidades superiores, foi cerca de 3 à 4 anos. Por outro lado, o payback para a estratégia de nivelamento de carga foi consideravelmente menor do que a estratégia de armazenamento total, variando de 1 a 3 anos para capacidades de sistema inferiores a 3500 kW e menos de 2 anos para capacidades de sistemas maiores.

Em termos ambientais, segundo Rismanchi et. al (2012), na Malásia, cerca de 60% da eletricidade diária é gerada pelo gás natural nas usinas de turbinas a gás e o potencial do gás natural para produzir CO₂ nesta localidade é de cerca de 0,53 kg/kWh. Partindo dessas informações, Rismanchi et. al (2012) calcularam os valores de redução de emissões de CO₂ para sistemas com diversas capacidades, utilizando a estratégia de armazenamento com nivelamento de carga. A Tabela 8 apresenta os resultados obtidos.

Capacidade do sistema (TR)	Capacidade do Sistema (kW)	Redução anual total das emissões de CO ₂ (tonelada)
100	352	3000
500	1758	15.100
1000	3517	30.300
1500	5275	45.500
2000	7034	60.600

Tabela 8 – Redução de emissões estimada para armazenamento com nivelamento de carga.

Fonte: Adaptado de Rismanchi et. al., 2012.

Segundo Rismanchi et. al (2012), as reduções de emissões de CO₂ são ainda maiores para sistemas que operam com estratégia de armazenamento total, uma vez que a redução global do consumo de energia destes sistemas são ainda maiores, devido ao deslocamento de grande parte da demanda para o período noturno, em que os resfriadores operam com melhores rendimentos. Logo, concluiu-se que os sistemas de armazenamento de energia térmica de gelo podem reduzir, significativamente, o nível de produção de emissão de CO₂.

Sebzali *et. al.* (2014) também investigaram os benefícios de um sistema de armazenamento de água gelada para a economia de energia consumida na climatização de uma edificação com as condições climáticas do Kuwait. O sistema de armazenamento foi avaliado nas estratégias de armazenamento total, parcial com nivelamento de carga e parcial com limitação de demanda. Como resultado da pesquisa, Sebzali *et. al.* (2014) obtiveram reduções consideráveis no consumo de energia em comparação com o sistema de climatização de 50% da demanda, seguido de 6,3% na redução do consumo anual global de energia para a estratégia de nivelamento de carga e 4,5% na estratégia operacional de armazenamento total.

Logo, Sebzali *et. al.* (2014) concluíram que, de fato, o sistema de armazenamento de água gelada é consideravelmente mais econômico do que os sistemas de climatização convencionais. No entanto, nem sempre a estratégia de armazenamento total será a mais viável, isso dependerá de fatores como: tipo de edificação, condições climáticas, tipo de sistema implementado (armazenamento de água ou gelo), tipo de estrutura tarifária local e também de incentivos para diminuição de emissões de CO₂.

3.5 Parâmetros de decisão ótimos para diversas configurações de armazenamento

Alguns estudos aplicando a otimização multiobjetiva foram realizados, a fim de se obter os parâmetros de decisão ótimos que são peculiares de cada configuração de sistema de armazenamento. Em um sistema de climatização, estes parâmetros definem as condições em que o sistema irá operar com a melhor eficiência, o que traz como consequência um menor consumo energético, logo, um menor custo (SANAYE; HEKMATIAN, 2016).

Sanaye e Hekmation (2016) realizaram o estudo da otimização multiobjetiva em duas estratégias de sistema ITES, uma operando com armazenamento completo do gelo e outra com o armazenamento parcial com nivelamento de carga. Ao final, os parâmetros de decisão ótimos foram obtidos a fim de comparar o desempenho das estratégias com o

sistema convencional. A técnica do Algoritmo Genético foi utilizada para calcular os melhores valores dos parâmetros de projeto. Para a análise multiobjetiva foram avaliadas as funções eficiência exergética e custo total, considerando pesos (importância) iguais às duas funções.

Os resultados obtidos por Sanaye e Hekmation (2016) mostraram que, para o sistema de armazenamento completo, a redução no consumo de eletricidade, comparada ao sistema convencional, foi de 11,83% e para o sistema de armazenamento parcial foi de 10,23%. Os retornos de investimento para os sistemas de armazenamento parcial e total foram 3,17 e 3,84 anos, respectivamente. As eficiências exergéticas alcançadas foram da ordem de 36,71% e 37,19% para os sistemas com armazenamento completo e parcial, respectivamente. A menor eficiência exergética para o sistema de armazenamento completo se deve a uma maior taxa de destruição de exergia como era esperado. Após a análise multiobjetiva e obtenção das eficiências exergéticas ótimas, Sanaye e Hekmation (2016) puderam listar os parâmetros de decisão ótimos aos quais os sistemas deverão operar, conforme a Tabela 9.

Parâmetros	ITES (Completo)	ITES (Parcial)
Temperatura da solução à entrada da UTA (°C)	6,91	6,57
Temperatura da solução à saída da UTA (°C)	11,74	11,58
Temperatura de armazenamento (°C)	-3,11	-3,94
Temperatura de evaporação (°C)	-5,12	-5,27
Temperatura de condensação (°C)	38,46	37,73

Tabela 9 – Parâmetros de decisão (projeto) ótimos para cada estratégia de armazenamento.

Fonte: Adaptado de Sanaye e Hekmation., 2016.

A partir dos resultados apresentados, Sanaye e Hekmation (2016) concluíram que, quando ambos os sistemas ITES e conveccionais estão disponíveis, é recomendado selecionar ITES devido ao menor consumo de eletricidade e ao custo operacional. Logo, é apropriado selecionar a melhor estratégia de armazenamento, baseando-se no menor período de retorno.

Seguindo a mesma linha de pesquisa, Rahdar *et. al.* (2016) estudaram a otimização de dois sistemas de armazenamento CTES, para atendimento de sistemas de climatização em edifícios de escritórios em Ahwas no sul do Irã, com o intuito de obterem as melhores condições de eficiência exergética e consumo de energia que irão refletir nos custos operacionais, portanto, obterem os parâmetros de decisão ótimos que levariam cada sistema a alcançar os objetivos. No entanto, os sistemas foram avaliados não mais do ponto de vista da estratégia de armazenamento, que foi a mesma para ambos (armazenamento completo), e sim do ponto de vista do desempenho em relação ao material de

armazenamento de energia, ou seja, um dos sistemas foi modelado para armazenamento de gelo (ITES), o outro utilizou armazenamento de material com mudança de fase (PCM).

Rahdar *et. al.* (2016) tiveram como resultado da otimização multiobjetiva para os sistemas ITES e PCM eficiências exergéticas de 46,93% e 53,94%, respectivamente. Os resultados também indicaram que o consumo de energia diminui 4,59% e 7,58% para os sistemas ITES e PCM, respectivamente, quando comparados ao sistema convencional. Outro dado importante que foi obtido foram os períodos de retorno, que ficaram entre 3,16 anos para o sistema ITES e 5,56 anos para o sistema PCM. Finalmente os parâmetros de decisão ótimos para os dois sistemas foram obtidos e demonstrados conforme a Tabela 10.

Tabela 10 – Parâmetros de decisão (projeto) ótimos para sistemas ITES e PCM.				
Parâmetros	ITES (Completo)	PCM (completo)		
Temperatura da solução à entrada da UTA (°C)	4,99	4,99		
Temperatura da solução à saída da UTA (°C)	11	11		
Temperatura de armazenamento (°C)	-0,23	1,62		
Temperatura de evaporação (°C)	-3,01	0,99		
Temperatura de condensação (°C)	57,55	56,51		

Fonte: Adaptado de Sanaye e Hekmation., 2016.

Diante dos resultados apresentados, Rahdar *et. al.* (2016) concluíram que os melhores resultados para o sistema PCM, em termos de eficiência exergética e diminuição no consumo energético em relação ao sistema ITES, se devem à variação da temperatura do evaporador para cada sistema, ou seja, os sistemas PCM operam com temperaturas de evaporação maiores, exigindo assim unidades resfriadoras com compressores de menor capacidade. Já em relação ao período de retorno de investimento, atualmente, o PCM tem um preço relativamente alto que reflete em um maior custo total anual em relação ao sistema ITES, por isso seu payback foi superior.

Outro trabalho semelhante foi realizado por Heidari *et. al.* (2016), no qual dois modelos de sistema ITES, ambos com estratégia de armazenamento completo, porém com fluidos refrigerantes distintos do ciclo de refrigeração por compressão de vapor, foram avaliados. Os fluidos estudados foram o R134a, comumente utilizado neste tipo de sistema e também o R717, que, devido às ameaças provenientes do aquecimento global, poderia ser uma substituição conveniente com menores impactos negativos. A otimização multiobjetiva foi realizada utilizando dois métodos, sendo eles o método dos algoritmos genéticos (NSGA-II: Non-dominated Storing Genetic Algorithm) e o método de enxame de partículas (MOPSO: Multi-Objective Particle Swarm Optimization).

Os resultados obtidos por Heidari *et. al.* (2016) mostraram que os consumos de eletricidade anual do sistema ITES operando com R717 foram 21,19% e 24,96% menores

que o sistema convencional sem armazenamento, utilizando as técnicas NSGA-II e MOPSO, respectivamente. Já para a operação do sistema utilizando o R134a, os consumos de eletricidade anual do sistema ITES foram 10,15% e 16,82% menores que o sistema convencional utilizando os métodos de otimização NSGA-II e MOPSO, consecutivamente. A eficiência de exergia baseada no refrigerante R717 foi de 49% por NSGA-II e 44% por MOPSO, enquanto esses valores para o sistema baseado no refrigerante R134a foi de 46% pelo algoritmo NSGA-II e 43% por MOPSO. Finalmente, foram obtidos os parâmetros de decisão ótimos para os dois sistemas, analisando as duas técnicas de otimização multiobjetiva. Estes parâmetros estão demonstrados na Tabela 11.

 Tabela 11 – Parâmetros de decisão (projeto) ótimos do sistema ITES operando com R717 e R134a.

Parâmetros	<u>R717</u> NSGA-II	MOPSO	<u>R134a</u> NSGA-II	MOPSO
Temperatura da solução à entrada da UTA (°C)	5	3,38	4,98	3,12
Temperatura da solução à saída da UTA (°C)	11	12,46	11,02	12,69
Temperatura de armazenamento (°C)	-0,91	-1,76	-1,96	-1,95
Temperatura de evaporação (°C)	-3,1	-3,78	-3,02	-3
Temperatura de condensação (°C)	60	57,6	60	59,96

Fonte: Adaptado de Heidari et. al., 2016.

Heidari *et. al.* (2016) concluíram com seus estudos que o uso do sistema ITES para o ar condicionado é economicamente justificado, e que conhecer o desempenho de cada algoritmo, escolhendo o adequado, dependerá dos requisitos do usuário.

Baseado nas pesquisas relatadas nessa seção foi possível verificar a sensibilidade dos parâmetros de decisão, diante das diversas características e estratégias de cada sistema.

3.6 Avaliação do armazenamento térmico de gelo no Brasil

Uma pesquisa sobre os aspectos tecnoeconômicos do armazenamento de energia térmica de gelo (ITES) no Brasil foi realizada por Arcuri *et. al.* (2017). Nela, um sistema ITES foi avaliado em cinco cidades e cinco arquétipos de edifícios comerciais, utilizando duas estratégias de operação, armazenamento total (ITES-1) e parcial (ITES-2) e dois tipos de resfriadores (*Chiller* de condensação a ar e água), para novas instalações e também *retrofit*.

Segundo Arcuri *et. al.* (2017), o uso intensivo do ar condicionado é considerado o principal impulsionador do aumento da demanda de eletricidade no Brasil, uma vez que no verão as temperaturas são muito elevadas, o que tem causado frequentes quedas de energia, devido à oferta insuficiente para atender a demanda máxima. Baseado em dados de 953 consumidores representativos no setor comercial de alta tensão, fornecidos pelo

Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica (PROCEL, 2008), os autores ilustraram o consumo de energia por amostras, que foram divididas em termos de tipos de edificações, subgrupos e tarifas, conforme demonstrado pela Figura 23. Os autores relataram também que apenas 2,3% dos consumidores (22 dos 953) relacionaram o uso do CTES. Os tipos de consumidores que utilizavam CTES eram hotéis, shoppings, supermercados e escritórios. A Figura 24 mostra a carga do sistema de água gelada em comparação com a demanda de carga de pavimento de cada tipo de edifício.



Figura 23 – Representação gráfica dos subgrupos, tarifas e edificações no Brasil (PROCEL, 2008).





Para a realização do estudo de Arcuri *et. al.* (2017), com base no relatório do PROCEL (2008), apenas cinco arquétipos foram considerados: escritórios de médio e grande porte, hospital, hotel e escola.
As cidades em que os sistemas foram avaliados foram: Recife, Salvador, Rio de Janeiro, São Paulo e Florianópolis. Os dados relacionados ao resfriador e ao tanque de gelo foram coletados dos catálogos técnicos dos fabricantes e também por contatos telefônicos e e-mails de vários fabricantes instalados no Brasil. O sistema ITES utilizado foi o Ice-bank (SAGFI) que é o mais usado no Brasil, devido ao tamanho e às especificações de desempenho, conforme Arcuri *et. al.* (2017).

Com base nos perfis de carga de resfriamento do dia de projeto, os sistemas convencional, ITES-1 e ITES-2 foram projetados para prédios de escritórios de médio e grande porte e escolas. Para os edifícios hospitalares e hoteleiros, o resfriador fornece refrigeração noturna ao mesmo tempo em que produz gelo. Segundo Arcuri *et. al.* (2017), esta operação reduziu a capacidade do resfriador durante o tempo de produção de gelo (fator de redução de 65%). Conforme os autores, os sistemas ITES-2 não foram projetados para edifícios hospitalares e hoteleiros, uma vez que os ganhos de reduzir a demanda diurna são compensados por uma maior demanda durante a noite.

Como resultados da pesquisa, Arcuri *et. al.* (2017) mostraram que os sistemas ITES forneceram às edificações de escritórios (médios e grandes) e escolas economias em todos os casos, tanto para instalações novas quanto *retrofits*. No entanto, como a carga de resfriamento e os custos de energia variam por cidade, os sistemas ITES gerariam ganhos mais econômicos em certas localidades. Recife e Salvador não só têm os climas mais quentes, mas também as maiores tarifas de energia, enquanto São Paulo apresenta o clima mais frio e as tarifas de energia mais baixas. A Tabela 12 mostra as estimativas anuais com economia das tarifas de eletricidade para cada cidade e esquema tarifário (Azul e Verde), quando os sistemas ITES 1 e 2 são comparados aos sistemas convencionais em edifícios de escritórios e escolas.

		Recife	Salvador	Rio de Janeiro	São Paulo	Florianópolis
Chiller de condensação a ar						
ITES-1	Azul	207.436	253.064	131.462	37.573	94.500
	Verde	310.031	380.145	217.185	64.493	140.004
ITES-2	Azul	372.624	310.659	205.101	82.026	149.011
	Verde	389.947	437.740	290.824	108.947	194.515
Chiller de condensação a água						
ITES-1	Azul	130.417	168.590	77.623	20.360	57.654
	Verde	199.074	255.766	134.091	37.982	89.037
ITES-2	Azul	200.227	203.827	110.813	34.385	78.803
	Verde	232.122	291.002	167.281	52.008	110.186

 Tabela 12 – Tabela com a economia anual das tarifas de escritórios e escolas (R\$).

Fonte: Adaptado de Arcuri et. al., 2017.

Os resultados obtidos por Arcuri *et. al.* (2017) também mostraram que os sistemas ITES-1 exigem resfriadores maiores do que os sistemas convencionais, para edifícios hospitalares e hoteleiros em Recife, Salvador, Rio de Janeiro e Florianópolis. Sendo assim, um caso de adaptação precisaria ser avaliado cuidadosamente em relação à capacidade dos resfriadores existentes. Se o resfriador existente puder operar com a capacidade necessária para gerar resfriamento e gelo durante a noite, então um retrofit poderia ser considerado. A diferença de custo entre as novas instalações e os retrofit dos sistemas ITES-1 refletem não apenas nos custos de armazenamento, mas também em custos de grandes resfriadores. Logo, segundo Arcuri *et. al.* (2017), a estratégia operacional adotada, deve ser criteriosamente avaliada, principalmente em relação ao sistema tarifário local. Os resultados mostraram que o sistemas ITES-1 levou a perdas anuais (fluxo de caixa negativo) para a modalidade tarifária azul, em edifícios hospitalares. Estes resultados podem ser vistos pela Tabela 13. Segundo os autores, os edifícios hoteleiros apresentaram resultados semelhantes.

	<u> </u>	Recife	Salvador	Rio de Janeiro	São Paulo	Florianópolis
ITES-1						
Chiller de condensação a ar	Azul	101.295	108.938	-995	-22.607	7.239
	Verde	296.818	316.148	146.756	27.503	109.370
Chiller de condensação a água	Azul	39.900	65.952	-23.556	-26.105	-9130
	Verde	179.631	207.231	73.425	6.575	60.235

Tabela 13 – Tabela com a economia anual das tarifas para hospitais e hotéis (R\$).

Fonte: Adaptado de Arcuri et. al., 2017.

Com a realização de sua pesquisa sobre os sistemas ITES no cenário brasileiro, Arcuri et. al. (2017) pode concluir que o papel destes sistemas de armazenagem no gerenciamento de cargas de sistemas de climatização deve ser considerado, pois o potencial da tecnologia para moldar a demanda de eletricidade no setor comercial pode encorajar os formuladores de políticas, reguladores, operadores de rede e utilidades do Brasil a considerar o ITES como uma opção para reduzir a demanda máxima, aumentar a segurança de suprimento e apoio à integração de geração renovável.

Embora este estudo tenha se concentrado em reduzir os custos de energia baseandose no regime tarifário particular brasileiro, Arcuri *et. al.* (2017) concluiram que o ITES pode ser facilmente adaptado a outros esquemas tarifários ou estratégias de resposta à demanda e que outros esquemas tarifários podem ser estudados para incentivar a incorporação de medidas de gerenciamento de cargas, como os CTES e, mais especificamente, o ITES. Por fim, os autores destacaram que os sistemas ITES requerem uma investigação mais aprofundada, dependendo da situação local, que pode variar muito de um prédio para outro e que os casos de adaptação (*retrofit*) também precisam de avaliações criteriosas das capacidades dos resfriadores existentes, já que os sistemas ITES nos hospitais e nos hotéis podem exigir resfriadores maiores, se comparados aos sistemas convencionais, devido ao tempo reduzido para realização da armazenagem.

3.7 Interpretação dos resultados obtidos na literatura

Nesse capítulo foi apresentada uma revisão da literatura buscando identificar as diversas características técnicas e operacionais dos sistemas CTES, verificando parâmetros que influenciam na eficiência do sistema e principalmente na viabilidade de implementação em diferentes condições de operação e localidade, assim como os benefícios ambientais obtidos com a operação destes sistemas no lugar dos sistemas convencionais.

Logo, a partir da revisão da literatura, algumas interpretações podem ser inferidas:

- Benefícios como melhores desempenhos dos equipamentos dos sistemas CTES, tecnicamente, só podem ser alcançados se os resfriadores puderem operar em períodos noturnos, o que geralmente ocorrerá na estratégia de armazenamento total;
- Chillers operando de forma convencional e a 40% de sua carga plena, ainda assim podem obter COP's mais elevados durante o funcionamento noturno do que o mesmo equipamento trabalhando em carga plena durante o período diurno. Isso mostra a influência da temperatura na performance destes sistemas, promovendo economia de energia e redução nas emissões de CO₂;
- A análise exergética é fundamental para a avaliação do melhor modo de operação e tipo de armazenamento a ser adotado para os sistemas CTES, uma vez que, do ponto de vista energético todos os arranjos apresentam eficiências energéticas elevadas acima de 90%;
- Ao comparar as eficiências de energia e exergia globais para os armazenamentos, total e parcial, verifica-se que é desejável o armazenamento total da carga de construção para a maximização do desempenho do sistema, não significando que esta seja a melhor solução econômica, pois dependerá do tempo de retorno do investimento;
- Os parâmetros ótimos de projeto obtidos nos experimentos apresentados mostraram-se sensíveis à variação das condições de operação, seja pelo tipo de estratégia adotada, pelos fluidos refrigerantes utilizados ou pelo método de otimização aplicado. Logo, percebe-se que é necessário um estudo mais

aprofundado sobre os melhores métodos de otimização a serem empregados para a obtenção destes parâmetros para que investimentos desnecessários principalmente em controle destas variáveis não sejam efetivados;

 Avaliações criteriosas dos tipos e estratégias de sistemas CTES devem ser feitas em se tratando de empreendimentos brasileiros, principalmente devido aos valores das tarifas que são diferenciados para cada operadora e também pela diversidade das condições climáticas em função da grande extensão territorial que o país ocupa.

4 MODELO MATEMÁTICO

Este capítulo tem a finalidade de descrever o procedimento e os passos seguidos para a obtenção do modelo matemático do sistema de termoacumulação a ser estudado, em seus aspectos energético, exergético, econômico e ambiental.

4.1 Definição do sistema CTES e premissas simplificadoras para o modelo

O modelo teórico descrito neste trabalho corresponde ao sistema de armazenamento de gelo por fusão interna (SAGFI) conforme características descritas no item 2.4 deste trabalho. A escolha do armazenamento de gelo se deve principalmente por este oferecer uma capacidade de armazenamento mais densa, portanto um menor volume de estocagem, além de oferecer o potencial para o uso de sistemas de ar de baixa temperatura. O modelo estudado é baseado na metodologia descrita por Sanaye e Shirazi (2013). Embora em seu trabalho o autor não deixe claro o tipo de sistema de armazenamento de gelo utilizado, o sistema SAGFI foi escolhido devido à sua grande aplicabilidade dentre os outros sistemas ITES e também devido ao fato de os sistemas por fusão interna não necessitarem de um agitador instalado dentro do tanque para manter a uniformidade do gelo na sua fabricação e no degelo (MATOS, 2011).

A estratégia de armazenamento adotada no modelo é o armazenamento completo em que o sistema é analisado em dois períodos, sendo eles: carga e descarga. O período de carga corresponde ao período em que os *chillers* estão operando para a fabricação do gelo no reservatório, já no período de descarga, os *chillers* são todos desligados e a carga térmica acumulada no reservatório irá atender a demanda de climatização nos ambientes.

Algumas premissas são adotadas a fim de simplificar o modelo:

- Para o ciclo de carga foi adotado o ciclo de refrigeração por compressão de vapor e um fluido de arrefecimento secundário (água/etileno-glicol) foi utilizado no processo de descarga;
- II. As perdas de calor na válvula de expansão foram desprezadas;
- III. Para o cálculo das perdas de carga nas tubulações que transportam água de condensação e solução de etileno água/glicol, foram estimados comprimentos médios de instalações existentes de sistemas de expansão indireta;
- IV. Toda energia de arrefecimento foi armazenada no meio água/gelo;
- V. Todos os efeitos cinéticos e potenciais foram considerados insignificantes;

- VI. Os estados do refrigerante nas saídas do evaporador e condensador foram considerados como vapor saturado e líquido saturado, respectivamente;
- VII. A distribuição de temperatura no tanque de armazenamento foi assumida constante.

4.2 Modelo energético do sistema

A plataforma utilizada para a construção do modelo matemático foi o *Engineering Equation Solver* (EES) e para dar início à construção do modelo, primeiramente, deve-se obter o perfil de cargas de resfriamento requeridas pelos ambientes a serem climatizados ao longo de um dia típico. Este perfil, que contempla a soma das cargas sensível e latente, é obtido a partir das condições climáticas, assim como as incidências de radiação para a região em que o sistema irá operar e também o ganho de calor interno, constituído pela conversão de energia química ou elétrica em energia térmica, sendo as principais fontes as pessoas, a iluminação e os equipamentos elétricos diversos. Este perfil pode ser obtido por meio dos métodos de cálculo de carga térmica. Um exemplo de perfil de cargas térmicas está demonstrado pela Figura 25 e corresponde ao perfil utilizado no modelo de referência e o mesmo foi utilizado para validar o modelo desenvolvido neste trabalho.



Figura 25 – Perfil típico da carga de resfriamento requerida, da capacidade de carga do sistema ITES e do sistema convencional para um prédio comercial.

Diante do perfil de cargas térmicas obtido, a energia térmica de resfriamento (Q_c) , dada em kWh, necessária para o atendimento da edificação, pode ser contabilizada a partir

de sua carga térmica de resfriamento (\dot{Q}_c) dada em kW por meio da Equação 25, que nada mais é do que o somatório das cargas térmicas distribuídas ao longo do período de descarga (t_{des}), que é dado em horas.

$$Q_c = \int_{t_{des}} \dot{Q}_c(t) dt \tag{25}$$

No carregamento do sistema, a carga de resfriamento fornecida pelo *chiller* é acumulada de forma contínua, enquanto no ciclo de descarga, a demanda por resfriamento é variável ao longo do período de descarga, o que faz necessário levar em consideração a carga térmica de pico ($\dot{Q}_{c,pico}$) dada em kW, que ocorre em um horário crítico do dia, para que os equipamentos do circuito de descarga sejam corretamente dimensionados.

Em seguida, através das Equações 26 e 27, definem-se as parcelas das taxas de calores sensível (\dot{Q}_{sen}) e latente (\dot{Q}_{lat}), ambas dadas em kW, baseado no FCS (Fator de calor sensível), conforme McQuiston *et. al.* (2005).

$$FCS = \frac{\dot{Q}_{sen}}{\dot{Q}_{total}}$$
(26)

$$\dot{Q}_{lat} = \dot{Q}_{total} - \dot{Q}_{sen} \tag{27}$$

As parcelas de calores sensível e latente são calculadas tanto para a carga térmica média, quanto para a carga térmica de pico, uma vez que para a análise operacional do sistema, na Equação 26, a taxa de arrefecimento total será igual à carga média de resfriamento no período de descarga, ou seja: $\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_c$. Já do ponto de vista dimensional e de custo, a taxa de resfriamento total será igual à carga térmica de pico no período de descarga, ou seja: $\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_c$.

Em seguida, as propriedades de cada estado do ciclo, representado pela Figura 26, são obtidas a partir do *software EES*.



Figura 26 – Diagrama esquemático do modelo do sistema SAGFI.

Fonte: Elaborado pelo autor, 2017.

Posteriormente, a vazão mássica de ar ($\dot{m}_{ar,UTA}$) dada em kg/s que escoará pela unidade de tratamento de ar (UTA) é obtida aplicando a Equação 28, conforme McQuiston *et. al.* (2005), sendo $c_{p_{ar}}$ o calor específico do ar dado em kJ/kgK, $T_{amb,int}$ a temperatura ambiente interna, ou seja, a temperatura correspondente ao estado 15 dada em Kelvin e T_{insuf} , a temperatura de insuflamento do ar no ambiente condicionado, que corresponde à temperatura do estado 2 também dada em Kelvin, conforme representado na Figura 26.

$$\dot{m}_{ar,UTA} = \frac{\dot{Q}_{sen}}{c_{p_{ar}}(T_{amb,int} - T_{insuf})}$$
(28)

A vazão mássica de ar dada pela Equação 28 é calculada levando em consideração tanto a fração da taxa de calor sensível para a carga térmica média, quanto para a carga térmica de pico, atendendo assim as condições operacionais, dimensionais e de custo do circuito de descarga do sistema.

O próximo passo é quantificar a energia de resfriamento do tanque de armazenamento (Q_{Tanq}) , que é dada em *kWh*. É sabido que parte dessa energia é perdida por transferência de calor entre o reservatório e a vizinhança, logo, é calculada a eficiência térmica (η_{Tanq}) para o tanque de armazenamento. Essa energia de resfriamento armazenada e a eficiência térmica do tanque são obtidas por meio das Equações 29 e 30, conforme Sanaye e Shirazi (2013).

$$Q_{Tanq} = \frac{Q_c}{\eta_{Tanq}}$$
(29)

$$\eta_{Tanq} = \frac{Q_{Tanq} - Q_{vaz,car} - Q_{vaz,des}}{Q_{Tanq}}$$
(30)

Na Equação 30, os termos $Q_{vaz,car}$ e $Q_{vaz,des}$, ambos dados em kWh, correspondem às perdas, "vazamento" de calor do tanque de armazenamento nos processos de carga e descarga, respectivamente. Uma vez que uma das premissas simplificadoras do modelo, citadas no item 4.1, é que a distribuição de temperatura dentro do tanque é constante, as parcelas de perda de calor durante os processos de carga e descarga são obtidas conforme Sanaye e Shirazi (2013) por meio das Equações 31 e 32.

$$Q_{vaz,car} = A_{Tanq} \cdot \frac{T_{amb} - T_{Tanq}}{R_{T,Tanq}} \cdot t_{car}$$
(31)

$$Q_{vaz,des} = A_{Tanq} \cdot \frac{T_{amb} - T_{des}}{R_{T,Tanq}} \cdot t_{des}$$
(32)

Os termos A_{Tanq} , $R_{T,Tanq}$ e T_{amb} das Equações 31 e 32 correspondem a área da superfície do tanque de armazenamento em m^2 , à resistência térmica do tanque dada em $\frac{m^2 K}{kW}$ e à temperatura em Kelvin do ambiente em seu entorno, respectivamente. Já os parâmetros T_{Tanq} e T_{des} correspondem às temperaturas de estocagem e de descarga do tanque, ambas dadas em Kelvin, enquanto os parâmetros t_{car} e t_{des} são os tempos de carregamento e descarregamento do sistema, ambos dados em horas.

A área do tanque de estocagem deve ser encontrada para se obter as parcelas $Q_{vaz,car}$ e $Q_{vaz,des}$ referenciadas nas Equações 31 e 32. A área é obtida em função do volume de estocagem (Vol_{Tanq}), sendo esse volume de estocagem dado em m^3 em uma relação entre a energia armazenada no tanque e a densidade máxima de estocagem de gelo. Assim, essas relações podem ser obtidas por meio das Equações 33 e 34 conforme Kilkes e Kakaç (1989) e MacPhee e Dincer (2009) *apud* Sanaye e Shirazi (2013).

$$A_{Tanq} = 6. \pi. \left(\frac{Vol_{Tanq}}{2.\pi}\right)^{\frac{2}{3}}$$
(33)

$$Vol_{Tanq} = \frac{3600 \cdot Q_{Tanq}}{\rho_{\acute{a}gua} \cdot c_{p_{\acute{a}gua}} \cdot (T_{des} - T_{PC,\acute{a}gua}) + \rho_{\acute{a}gua} \cdot L_{fus,\acute{a}gua} + \rho_{gelo} \cdot c_{p_{gelo}} \cdot (T_{PC,\acute{a}gua} - T_{Tanq})}$$
(34)

Os termos $\rho_{\dot{a}gua}$, $c_{p_{\dot{a}gua}}$, $T_{PC,\dot{a}gua}$ e $L_{fus,\dot{a}gua}$ na Equação 34 correspondem à densidade (kg/m^3) , calor específico (kJ/kgK), temperatura do ponto de congelamento (K) e ao calor latente de fusão (kJ/kg) da água, respectivamente. Já os temos ρ_{gelo} e $c_{p_{gelo}}$ correspondem à densidade (kg/m^3) e ao calor específico (kJ/kgK) do gelo, respectivamente.

4.2.1 Ciclo de carga

O Ciclo de carga é um ciclo de refrigeração por compressão de vapor com condensação a água, sendo constituído pelos seguintes componentes: evaporador, compressor, condensador, válvula de expansão, torre de resfriamento e bomba da torre de resfriamento.

Assumindo que a quantidade de energia armazenada (Q_{Tanq}) é conhecida e dada pela Equação 29, a taxa de transferência de calor do evaporador (\dot{Q}_{evap}), dada em kW, é definida por meio da Equação 35, conforme Sanaye e Shirazi (2013).

$$\dot{Q}_{evap} = \frac{Q_{Tanq}}{t_{car}} \tag{35}$$

Logo, a vazão mássica de refrigerante (\dot{m}_{ref}) em kg/s é dada por meio do balanço energético descrito pela Equação 36, em que os termos h_5 e h_6 correspondem às entalpias específicas do refrigerante em seus respectivos estados termodinâmicos, dadas em kJ/kg.

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{h_6 - h_5} \tag{36}$$

Definida a vazão mássica do refrigerante, o consumo energético do compressor (\dot{W}_{comp}) em kW, é calculado por meio do balanço energético conforme a Equação 37, em que a entalpia específica correspondente ao estado 7 (h_7) , é dada conforme a Equação 38, sendo $\eta_{s,comp}$, o rendimento isentrópico do compressor e h_{7s} a entalpia do estado 7 para um processo de compressão isentrópica.

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_{ref} (h_7 - h_6)$$
 (37)

$$\eta_{s,comp} = \frac{h_{7s} - h_6}{h_7 - h_6} \tag{38}$$

Portanto o coeficiente de desempenho *COP* do sistema de refrigeração é obtido a partir dos resultados das Equações 35 e 37 e descrito pela Equação 39, conforme Klein e Nellis (2012).

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{comp}}$$
(39)

A taxa de transferência de calor do condensador (\dot{Q}_{cond}) em kW também é obtida conforme o balanço de energia descrito na Equação 40, onde h_8 corresponde à entalpia específica do estado 8. Após definida a taxa de transferência no condensador e levando em consideração a variação desprezível do calor específico da água ($c_{p_{água}}$), dado em $\frac{kJ}{kg.K}$ entre os estados 9 e 10 da Figura 26, a vazão mássica de água que a torre de resfriamento deverá suprir ao condensador (\dot{m}_{Tor}) em kg/s será dada pela Equação 41, conforme Klein e Nellis (2012), em que T_9 e T_{10} correspondem às temperaturas da água na entrada e saída da torre de resfriamento, respectivamente.

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{ref} (h_7 - h_8)$$
 (40)

$$\dot{m}_{Tor} = \frac{\dot{Q}_{cond}}{c_{p_{\dot{a}gua}}(T_9 - T_{10})}$$
(41)

81

As áreas de transferência de calor, tanto do condensador (A_{cond}) quanto do evaporador (A_{evap}) ambas em m^2 são determinadas conforme Kakaç *et. al.* (2012) através da Equação 42.

$$A = \frac{\dot{Q}}{U \cdot F \cdot \Delta T_{ML}} \tag{42}$$

A variável \dot{Q} na Equação 42 irá corresponder ao \dot{Q}_{cond} para o condensador e ao \dot{Q}_{evap} para o evaporador, assim como as variáveis U dado em $\frac{W}{m^2.K}$, F adimensional, e ΔT_{ML} dado em Kelvin, irão corresponder, respectivamente, ao coeficiente global de transferência de calor, ao fator de correção para a média logarítmica das temperaturas e à média logarítmica das temperaturas de entrada e saída dos fluidos, tanto para o condensador quanto para o evaporador.

Os fatores *F*, tanto para o condensador quanto para o evaporador, serão iguais à unidade, uma vez que os processos nestes equipamentos ocorrem com mudança de fase, portanto, em uma temperatura constante. Já para determinar os coeficientes globais de transferência de calor U_{cond} e U_{evap} para o condensador e evaporador, respectivamente, foi aplicada a Equação 43, conforme Kakaç *et. al.* (2012).

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\frac{1}{h_f} + \frac{Di_{tubo}}{2.K_{tubo}} \cdot \ln\left(\frac{De_{tubo}}{Di_{tubo}}\right) + \frac{Di_{tubo}}{De_{tubo}} \cdot \frac{1}{h_q}}$$
(43)

Na equação 43, os termos $h_f e h_q$ dados em $\frac{W}{m^{2}K}$, correspondem aos coeficientes de transferência de calor por convecção do lado dos fluidos frio e quente, respectivamente. K_{tubo} , dado em $\frac{W}{mK}$, corresponde à condutividade térmica dos tubos dos trocadores de calor e, finalmente, Di_{tubo} e De_{tubo} são os diâmetros interno e externo dos tubos, respectivamente. Já para o cálculo do termo ΔT_{ML} na Equação 42, é aplicada a relação descrita pela Equação 44, conforme Nellis e Klein (2009).

$$\Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \tag{44}$$

Para trocadores de calor com arranjo de fluxos contrários, o termo ΔT_1 representa a diferença entre as temperaturas do fluido quente na entrada e frio na saída, enquanto o

Geovane Padovani Resende

termo ΔT_2 , indica a diferença entre as temperaturas do fluido quente na saída e frio na entrada.

Em seguida, determina-se a taxa de consumo de energia da bomba da torre de resfriamento ($\dot{W}_{bomb,Tor}$) em kW por meio da Equação 45, conforme Kakaç *et. al.* (2012).

$$\dot{W}_{bomb,Tor} = \frac{\dot{m}_{Tor} \cdot \Delta p_{bomb,car}}{\rho_{agua} \cdot \eta_{bomb,car}}$$
(45)

Os termos $\Delta p_{bomb,car}$, $\rho_{\dot{a}gua} \in \eta_{bomb,car}$ correspondem à perda de carga do circuito de bombeamento da água de resfriamento do condensador dado em kPa, densidade da água dada em kg/m^3 e eficiência isentrópica da bomba, respectivamente. De forma semelhante, determina-se a taxa de consumo de energia do ventilador da torre de resfriamento $(\dot{W}_{vent,Tor})$ em kW através da Equação 46, conforme ACGIH (1998).

$$\dot{W}_{vent,Tor} = \frac{\dot{V}_{ar,Tor} \cdot \Delta p_{vent,Tor}}{\eta_{vent,Tor}}$$
(46)

Na equação anterior, os termos $V_{ar,Tor}$, $\Delta p_{vent,Tor}$ e $\eta_{vent,Tor}$ correspondem à vazão volumétrica de ar na torre de resfriamento dada em m^3/s , à queda de pressão do ar dada em kPa e à eficiência isentrópica do ventilador, respectivamente.

4.2.2 Ciclo de descarga

Durante o processo de descarga, a solução de água/etileno-glicol irá circular, por meio de bombeamento, entre o tanque de armazenamento de gelo e a UTA, removendo o calor do ambiente a ser condicionado.

Para obter a área de transferência de calor da UTA (A_{UTA}) em m^2 , é aplicada a relação descrita pela Equação 47, segundo Kakaç *et. al.* (2012).

$$A_{UTA} = \frac{\text{NUT} \cdot (\dot{m} \cdot c_p)_{min}}{U_{UTA}}$$
(47)

Na Equação anterior, NUT é um adimensional que corresponde ao número de unidades de transferências térmicas, $(\dot{m}.c_p)_{min}$ ou C_{min} dado em kW/K, equivalente à capacidade térmica mínima entre os fluidos que trocam calor e, finalmente, o termo U_{UTA}

corresponde ao coeficiente global de transferência de calor da UTA, que pode ser obtido conforme já descrito pela Equação 43.

De forma análoga ao que foi feito para se obter os consumos energéticos da bomba e do ventilador da torre de resfriamento, as taxas de consumos energéticos da bomba de solução de água gelada ($\dot{W}_{bomb,des}$) e do ventilador da UTA ($\dot{W}_{vent,UTA}$) do ciclo de descarga são obtidas por meio das Equações 48 e 49.

$$\dot{W}_{bomb,des} = \frac{\dot{m}_{EG} \cdot \Delta p_{bomb,des}}{\rho_{EG} \cdot \eta_{bomb,des}}$$
(48)

$$\dot{W}_{vent,UTA} = \frac{\dot{V}_{ar,UTA} \cdot \Delta p_{vent,UTA}}{\eta_{vent,UTA}}$$
(49)

Na Equação 48, os termos \dot{m}_{EG} , $\Delta p_{bomb,des}$, $\rho_{solução} \in \eta_{bomb,des}$ correspondem, respectivamente, à vazão mássica de solução de água/etileno-glicol, dada em kg/s, à perda de carga do circuito de bombeamento, dado em kPa, à densidade da solução de água/etileno-glicol, dada em kg/m^3 e à eficiência isentrópica da bomba de descarga. Já para a Equação 49, os termos $\dot{V}_{ar,UTA}$, $\Delta p_{vent,UTA}$ e $\eta_{vent,UTA}$ correspondem à vazão volumétrica de ar na UTA dada em m^3/s , à queda de pressão do ar dada em kPa e à eficiência isentrópica do ventilador da UTA, respectivamente.

4.3 Modelo exergético do sistema

Uma vez que o sistema ITES se trata de um sistema fechado, o balanço exergético é obtido por meio da equação 50, conforme Bejan *et. al.* (1996).

$$Ex_f - Ex_i = Ex^Q - Ex^W - Ex_{dest}$$
⁽⁵⁰⁾

Os termos Ex^Q , Ex^W e Ex_{dest} da equação anterior correspondem à transferência de exergia associada à transferência de calor, ao trabalho útil líquido e a destruição da exergia, consecutivamente. Já o termo $(Ex_f - Ex_i)$, que é a alteração de exergia do sistema fechado, é obtido através da Equação 51, conforme Bejan *et. al.* (1996).

$$Ex_{f} - Ex_{i} = m \left[\left(u_{f} - u_{i} \right) + p_{0} \left(v_{f} - v_{i} \right) - T_{0} \left(s_{f} - s_{i} \right) \right]$$
(51)

Na Equação 51, *m* é a massa dada em kg, já p_0 e T_0 correspondem à pressão e temperatura de referência ou de estado morto dados em kPa e *K*, respectivamente, sendo, que neste estudo, a temperatura do estado morto foi adotada como sendo a média anual das temperaturas do ano de referência. Já os termos $(u_f - u_i)$, $(v_f - v_i)$ e $(s_f - s_i)$ são as variações de energia interna específica (kJ/kg), volume específico (m^3/kg) e entropia específica (kJ/kg.K) dos processos.

Na forma de estado estacionário, o balanço da taxa de exergia para o volume de controle pode ser expresso segundo a Equação 52, conforme Bejan *et. al.* (1996).

$$\frac{dEx_{vc}}{dt} = \sum_{j} \vec{E}x_{j}^{Q} - \vec{E}x^{W} + \sum_{ent} \vec{E}x_{ent} - \sum_{sai} \vec{E}x_{sai} - \vec{E}x_{dest} = 0$$
(52)

Os termos \vec{Ex}_{ent} e \vec{Ex}_{sai} da equação anterior correspondem às taxas de transferência de exergia nas entradas e saídas do volume de controle, nesta sequência, enquanto o termo \vec{Ex}_{dest} é a taxa de destruição de exergia devido às irreversibilidades dentro do volume de controle. Já os termos \vec{Ex}^Q e \vec{Ex}^W correspondem às taxas de transferência de exergia por transferência de calor e por trabalho nos limites do volume de controle.

Uma vez que, no sistema ITES estudado, são ausentes os efeitos eletromagnéticos, elétricos, nucleares e de tensão superficial, considerando também desprezíveis as variações de energia cinética e potencial, o fluxo exergético do sistema pode ser descrito como sendo a soma de duas parcelas, sendo elas, a taxa de exergia física e a química, conforme descrito pela Equação 53, segundo Kotas (1995) e Bejan *et. al.* (1996).

$$\dot{Ex} = \dot{Ex}^{FIS} + \dot{Ex}^{QUI} \tag{53}$$

A taxa de exergia física (Ex^{FIS}) pode ser dada por meio da Equação 54, conforme Kotas (1995) e Bejan *et. al.* (1996).

$$\vec{E}x^{FIS} = \dot{m} [(h - h_0) - T_0 (s - s_0)]$$
(54)

Para líquidos (fluidos incompressíveis) e gases ideais, a taxa de exergia física em cada estado será determinada pelas Equações 55 e 56, respectivamente, segundo Kotas (1995) e Bejan *et. al.* (1996).

$$\dot{Ex}^{FIS} = \dot{m}.c_p.T_0.\left[\frac{T}{T_0} - 1 - \ln\left(\frac{T}{T_0}\right)\right]$$
 (55)

$$\dot{Ex}^{FIS} = \dot{m} \cdot c_p \cdot T_0 \cdot \left[\frac{T}{T_0} - 1 - \ln\left(\frac{T}{T_0}\right) + \frac{k-1}{k} \cdot \ln\left(\frac{P}{P_0}\right) \right]$$
(56)

Na Equação 56 a variável k corresponde à razão entre os calores específicos à pressão e volume constantes e o último termo da equação refere-se ao logaritmo natural da razão entre as pressões de cada estado e o estado morto.

A parcela da taxa de exergia total correspondente à taxa de exergia química (\vec{Ex}^{QUI}) será dada por meio da Equação 57, conforme Bejan (2016).

$$\dot{Ex}^{QUI} = \sum_{s=1}^{n} (\mu_s - \mu_{s,0}) * N_s$$
(57)

Na Equação 57, o termo N_s corresponde à fração molar da substância *s* na mistura, enquanto os termos μ_s e $\mu_{s,0}$ representam o potencial químico de cada estado correspondente e o potencial químico do estado morto, respectivamente.

Neste modelo, as parcelas de fluxos de exergia química foram consideradas apenas para o cálculo dos fluxos de exergia total da UTA e da torre de resfriamento, já que estes dois componentes do sistema envolvem misturas de ar seco mais vapor d'água. Logo, segundo Bejan (2016), a taxa de exergia total para a água líquida ($\vec{E}x_{Liq}$), assim como para o ar úmido ($\vec{E}x_{ar,umi}$), serão dadas pelas Equações 58 e 59, respectivamente.

$$\dot{Ex}_{Liq} = \dot{m} [(h - h_0) - T_0 (s - s_0) - R_v T_0 \ln \phi_0]$$
(58)

$$\dot{Ex}_{ar,umi} = \dot{m} \cdot \left\{ \left(c_{p,ar,seco} - \omega \cdot c_{p,v} \right) \cdot \left(T - T_0 - T_0 \cdot \ln \frac{T}{T_0} \right) + R_a \cdot T_0 \cdot \left[(1 + 1,608.\omega) \cdot \ln \frac{(1+1,608.\omega)}{(1+1,608.\omega_0)} + 1,608.\omega \cdot \ln \frac{\omega}{\omega_0} \right] \right\}$$
(59)

Nas Equações 58 e 59, os termos $R_v \in R_a$ correspondem às constantes do gás para o vapor e para o ar seco.

Após determinar as taxas de exergia em cada estado do ciclo aplicando as equações 53 a 59, o cálculo da taxa de destruição de exergia para cada componente do sistema poderá ser obtido por meio das equações 60 a 65, que são obtidas por meio do balanço de exergia.

$$\dot{Ex}_{dest,UTA} = (\dot{Ex}_1 + \dot{Ex}_3) - (\dot{Ex}_2 + \dot{Ex}_4)$$
 (60)

$$\dot{Ex}_{dest,comp} = \dot{Ex}_6 - \dot{Ex}_7 + \dot{W}_{comp} \tag{61}$$

Geovane Padovani Resende

$$\dot{Ex}_{dest,VE} = \dot{Ex}_8 - \dot{Ex}_5 \tag{62}$$

$$\vec{Ex}_{dest,cond} = (\vec{Ex}_7 + \vec{Ex}_{11}) - (\vec{Ex}_8 + \vec{Ex}_9)$$
 (63)

$$\dot{Ex}_{dest,Tor} = (\dot{Ex}_9 + \dot{Ex}_{13}) - (\dot{Ex}_{10} + \dot{Ex}_{14})$$
 (64)

$$\dot{Ex}_{dest,evap} = \dot{Ex}_5 - \dot{Ex}_6 + \dot{Ex}_{evap}^Q \tag{65}$$

Os termos $Ex_{dest,UTA}$, $Ex_{dest,comp}$, $Ex_{dest,VE}$, $Ex_{dest,cond}$, $Ex_{dest,Tor}$ e $Ex_{dest,evap}$ nas Equações 60 a 65 correspondem, consecutivamente, às taxas de destruição de exergia na UTA, compressor, válvula de expansão, condensador, torre de resfriamento e evaporador, todas dadas em kW. Já o último termo da Equação 65 (Ex_{evap}^Q) é definido como a taxa de transferência de exergia devido à transferência de calor no evaporador e pode ser dada pela Equação 66.

$$\dot{Ex}_{evap}^{Q} = \dot{Q}_{evap} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{evap}}\right)$$
(66)

A taxa total de destruição de exergia no tanque de armazenamento de gelo $(\vec{E}x_{dest,Tanq})$ pode ser expressa por meio da Equação 67, onde $\vec{E}x_{dest,car}$ e $\vec{E}x_{dest,des}$ são as taxas de destruição de exergia no tanque durante os processos de carga e descarga, respectivamente.

$$\vec{E}x_{dest,Tanq} = \vec{E}x_{dest,car} + \vec{E}x_{dest,des}$$
 (67)

A parcela de exergia destruída durante o carregamento do tanque de armazenamento de gelo é proveniente do balanço de exergia descrito na Equação 50 e pode ser obtida através da Equação 68.

$$\dot{Ex}_{dest,car} = \frac{Ex_{dest,car}}{t_{car}} = \frac{Ex_{Tanq,car}^Q - (Ex_f - Ex_i)_{Tanq,car}}{t_{car}}$$
(68)

onde:

$$Ex_{Tanq,car}^{Q} = \left(Q_{vaz,car} - Q_{Tanq}\right) \cdot \left(1 - \frac{T_{0}}{T_{Tanq}}\right)$$
(69)

O termo $Ex_{Tanq,car}^{Q}$ nas Equações 68 e 69 corresponde à exergia associada à transferência de calor no tanque de armazenamento no processo de carga. Uma vez que,

Geovane Padovani Resende

no ciclo de carregamento a temperatura do estado inicial do tanque de armazenamento é igual à temperatura de descarga (T_{des}) e o seu estado final é gelo à temperatura de estocagem (T_{Tanq}), o termo ($Ex_f - Ex_i$)_{Tanq,car} da Equação 68, que corresponde à mudança de exergia no tanque durante o processo de carga, pode ser obtido da Equação 51, chegando-se ao que é demonstrado pela Equação 70.

$$(Ex_{f} - Ex_{i})_{Tanq,car} = m_{agua,Tanq} \cdot [(u_{f} - u_{i}) - T_{0} \cdot (s_{f} - s_{i})]_{Tanq,car}$$

$$= (-Q_{Tanq} + Q_{vaz,car}) - m_{agua,Tanq} \cdot T_{0} \cdot \left[c_{p,agua} \cdot ln\left(\frac{T_{PC,agua}}{T_{des}}\right) - \frac{L_{fus,agua}}{T_{PC,agua}} + c_{p,gelo} \cdot ln\left(\frac{T_{Tanq}}{T_{PC,agua}}\right)\right]$$

$$(70)$$

Na Equação 70, o primeiro e último termos entre colchetes especificam a mudança de entropia específica no tanque de armazenamento $(s_f - s_i)$ para a água e o gelo (mudança de entropia sensível), enquanto o segundo termo especifica a mudança de entropia específica no tanque durante a mudança de fase (mudança de entropia de solidificação), sendo $T_{PC,agua}$ e $L_{fus,agua}$, a temperatura do ponto de congelamento da água e o calor latente de fusão da água, respectivamente.

A parcela de destruição de exegia no tanque de armazenamento de gelo correspondente ao processo de descarga, conforme mencionado na Equação 67, é definida pela Equação 71, sendo que $\vec{E}x_{dest,fus}$ indica a taxa de destruição de exergia devido a fusão do gelo no tanque e $\vec{E}x_{dest,EG}$ indica a taxa de destruição de exergia resultante da transferência de calor entre o tanque de armazenamento e a solução de água mais etileno-glicol.

$$\dot{Ex}_{dest,des} = \dot{Ex}_{dest,fus} + \dot{Ex}_{dest,EG}$$
(71)

Logo, similarmente ao que foi feito no processo de carregamento do tanque e descrito pela Equação 68, o termo $\vec{Ex}_{dest,fus}$ da Equação 71 é obtido através da Equação 72.

$$\dot{Ex}_{dest,fus} = \frac{Ex_{dest,fus}}{t_{des}} = \frac{Ex_{Tanq,des}^Q - (Ex_f - Ex_i)_{Tanq,des}}{t_{des}}$$
(72)

onde, os índices "*i*" e "*f*" indicam o estado inicial do gelo à temperatura T_{Tanq} e o estado final da água à temperatura T_{des} para o módulo de armazenamento de gelo. Já os termos

Geovane Padovani Resende

 $Ex_{Tanq,des}^{Q}$ e $(Ex_{f} - Ex_{i})_{Tanq,car}$ da equação anterior correspondem à exergia associada à transferência de calor no tanque de armazenamento no processo de descarga e à mudança de exergia no tanque durante o processo de descarga, respectivamente, sendo ambos obtidos através das Equações 73 e 74 similarmente ao que foi feito nas Equações 69 e 70.

$$Ex_{Tanq,des}^{Q} = \left(Q_{c} + Q_{vaz,des}\right) \cdot \left(1 - \frac{T_{0}}{T_{des}}\right)$$
(73)

$$(Ex_{f} - Ex_{i})_{Tanq,des} = m_{agua,Tanq} \cdot [(u_{f} - u_{i}) - T_{0} \cdot (s_{f} - s_{i})]_{Tanq,des}$$

$$= (Q_{c} + Q_{vaz,des}) - m_{agua,Tanq} \cdot T_{0} \cdot \left[c_{p,gelo} \cdot ln\left(\frac{T_{PC,agua}}{T_{Tanq}}\right) + \frac{L_{fus,agua}}{T_{PC,agua}} + c_{p,agua} \cdot ln\left(\frac{T_{des}}{T_{PC,agua}}\right)\right]$$

$$(74)$$

Segundo Sanaye e Shirazi (2013), o termo $\vec{E}x_{dest,EG}$, contido na Equação 71, é proveniente do balanço realizado na relação descrita pela Equação 52, que, simplificadamente, terá a forma descrita na Equação 75. Nela, o termo $(\vec{E}x_4 - \vec{E}x_3)$ corresponde à diferença entre as taxas de exergia na entrada e saída da solução de água gelada no tanque e o termo $\vec{E}x_{EG}^{Q}$, obtido pela relação 76, equivale à taxa de destruição de exergia, associada à transferência de calor da solução de água/etileno-glicol.

$$\dot{Ex}_{dest,EG} = \left(\dot{Ex}_4 - \dot{Ex}_3\right) + \dot{Ex}_{EG}^Q \tag{75}$$

$$Ex_{EG}^{Q} = Q_{c} \cdot \left(1 - \frac{T_{0}}{T_{des}}\right)$$
(76)

Finalmente, a eficiência exergética total de todo o sistema (η_{II}) é obtida por meio da razão entre as taxas de exergia total que sai e entra no sistema, sendo descrita pela Equação 77.

$$\eta_{II} = \frac{\dot{Ex}_{sai}}{\dot{Ex}_{ent}} = 1 - \left(\frac{\dot{Ex}_{dest,total}}{\dot{W}_{vent,UTA} + \dot{W}_{bomb,des} + \dot{W}_{comp} + \dot{W}_{bomb,Tor} + \dot{W}_{vent,Tor}}\right)$$
(77)

Na equação 77, o termo $\vec{Ex}_{dest,total}$, é a taxa de destruição de exergia para todo o sistema ITES e é dado pela Equação 78.

89

$$\dot{Ex}_{dest,total} = \dot{Ex}_{dest,UTA} + \dot{Ex}_{dest,comp} + \dot{Ex}_{dest,VE} + \dot{Ex}_{dest,cond} + \dot{Ex}_{dest,Tor} + \dot{Ex}_{dest,evap} + \dot{Ex}_{dest,Tanq}$$
(78)

4.4 Modelos econômico e ambiental do sistema

Os modelos econômico e ambiental do sistema ITES adotam, respectivamente, os métodos de obtenção dos custos e o os aspectos ambientais de sistemas CTES descritos no iten 2.5 deste trabalho. Em seguida, apresentam-se os passos para a obtenção da função taxa de custo total (\dot{C}_{total}), que será uma das funções objetivo a ser otimizada neste trabalho.

Sanaye e Shirazi (2013), em seu estudo de otimização de um sistema de armazenamento de gelo com a aplicação da análise multi objetiva, definiram a função taxa de custo total (\dot{C}_{total}) como sendo o somatório das taxas de custo de capital e manutenção ($\dot{C}_{cap+man}$), custo operacional (\dot{C}_{oper}) e os custos de penalização, devido à emissão de CO₂ (\dot{C}_{CO_2}), conforme descrito pela Equação 79.

$$\dot{C}_{total} = \dot{C}_{cap+man} + \dot{C}_{oper} + \dot{C}_{CO_2} \tag{79}$$

O termo ($\dot{C}_{cap+man}$) da Equação 79 está associado aos custos totais de capital e manutenção do sistema ITES, logo, os custos de capital de cada componente do sistema podem ser definidos conforme as funções de custo relacionadas na Tabela 14, descritas por Bejan *et. al.* (1996), equações 80, 81, 83 e 84; Wall (1991), equação 85; Roosen *et. al.* (2003), equação 82; Selbas *et. al.* (2006), equação 86; Habeebullah (2007), equação 88; Panjeshahi e Ataei (2008), equação 87; *apud* Sanaye e Shirazi (2013).

Tabela 14 – Funções custo de capital para equipamentos de sistemas ITES.				
COMPONENTE DO SISTEMA	FUNÇÃO CUSTO DE CAPITAL			
(I) Unidade tratamento de ar (UTA)	$C_{UTA} = 24202 \cdot A_{UTA}^{0,4162}$	(80)		
(II) Bomba	$C_{bomb} = 705,48. \dot{W}_{bomb}^{0,71}. \left(1 + \frac{0.2}{1 - \eta_{bomb}}\right)$	(81)		
(III) Tanque de estocagem de gelo	$C_{Tanq} = 8,67.10^{[2,9211\exp(0,1416.\log Vol_{Tanq})]}$	(82)		
(IV) Evaporador	$C_{evap} = 16648.3.A_{evap}^{0.6123}$	(83)		
(V) Compressor	$C_{comp} = \frac{39,5.\dot{m}_r}{0,9-\eta_{comp}} \cdot \left(\frac{P_{des}}{P_{suc}}\right) \cdot ln\left(\frac{P_{des}}{P_{suc}}\right)$	(84)		

Continua.

91

Continua	ção.
COMPONENTE DO SISTEMA FUNÇÃO CUSTO DE CAPITAL	
(VI) Válvula de expansão $C_{valv.exp.} = 114,5.\dot{m}_r$	(85)
(VII) Condensador $C_{cond} = (516, 621, A_{cond}) + 268, 45$	(86)
(VIII) Torre de resfriamento $C_{Tor} = 746,749. \dot{m}_{Tor}^{0,79} \Delta T_{Tor}^{0,57} (T_{ent,agua} - T_{tor}^{0,57})$	
$T_{sai,agua}$) ^{-0,9924} . (0,022. $T_{bu,sai}$ + 0,39) ^{2,447}	(87)
(IX) Chiller de compressão $C_{Chi} = 150, 2. \dot{Q}_{Chi}$	(88)

Fonte: Sanaye e Shirazi, 2013.

Em seguida, obtêm-se as taxas de custo de capital mais manutenção de cada componente (\dot{C}_k) através da Equação 89, em que, segundo Sanaye e Shirazi (2013), o índice "k" refere-se a cada componente do sistema.

$$\dot{C}_k = \frac{C_{AE} \cdot FRC \cdot FM}{N.3600} \tag{89}$$

Na Equação 89, os termos FM, $N \in C_{AE}$ correspondem ao fator de manutenção, ao número de horas operacionais do sistema e ao custo de aquisição ou investimento de cada equipamento, respectivamente. Dentre as variáveis para o cálculo de \dot{C}_k , está o fator multiplicador *FRC* (Fator de recuperação de capital), que será calculado através da Equação 90, conforme Kotas (1995).

$$FRC = \frac{i.(1+i)^n}{(1+i)^n - 1}$$
(90)

Este fator, quando multiplicado pelo investimento total, será igual ao reembolso do investimento após um período de vida útil estimado do equipamento (n). O *FRC* dependerá, também, de uma taxa de juros (i).

Por fim, obtêm-se o termo $\dot{C}_{cap+man}$ aplicando-se a Equação 91, conforme Sanaye e Shirazi (2013).

$$\dot{C}_{cap+man} = \sum_{k} \dot{C}_{k} = \dot{C}_{UTA} + \dot{C}_{bomb,des} + \dot{C}_{Tanq} + \dot{C}_{evap} + \dot{C}_{comp} + \dot{C}_{valv.exp.} + \dot{C}_{cond} + \dot{C}_{Tor} + \dot{C}_{bomb,Tor}$$
(91)

Em que, \dot{C}_{UTA} , $\dot{C}_{bomb,des}$, \dot{C}_{Tanq} , \dot{C}_{evap} , \dot{C}_{comp} , $\dot{C}_{valv.exp.}$, \dot{C}_{cond} , \dot{C}_{Tor} e $\dot{C}_{bomb,Tor}$, correspondem às taxas de custo de capital mais manutenção da unidade de tratamento de ar, bomba do circuito de descarga, tanque de armazenagem, evaporador, compressor, válvula de expansão, condensador, torre de resfriamento e bomba da torre de resfriamento, nesta ordem.

Sanaye e Shirazi (2013) definem o segundo termo da Equação 79 (\dot{C}_{oper}), na estratégia de *armazenamento total*, como sendo o custo do consumo de energia elétrica do compressor, da bomba e ventilador da torre de resfriamento, durante o ciclo de carregamento no horário fora de pico, bem como o consumo de energia da bomba de água gelada e do ventilador da unidade de tratamento de ar (UTA) no ciclo de descarga, no horário de pico, conforme descrito pela Equação 92.

$$\dot{C}_{oper} = \left[\left(\dot{W}_{comp} + \dot{W}_{bomb,Tor} + \dot{W}_{vent,Tor} \right) \cdot \frac{C_{elet,off-pico}}{3600} \right] \\ + \left[\left(\dot{W}_{bomb,des} + \dot{W}_{vent,UTA} \right) \cdot \frac{C_{elet,on-pico}}{3600} \right]$$
(92)

Em que: \dot{W}_{comp} , $\dot{W}_{bomb,Tor}$ e $\dot{W}_{vent,Tor}$ correspondem às potências do compressor, da bomba e ventilador da torre de resfriamento, respectivamente, assim como $\dot{W}_{bomb,des}$ e $\dot{W}_{vent,UTA}$ correspondem às potências da bomba do circuito de descarga e potência do ventilador da UTA. Finalmente, $C_{elet,on-pico}$ e $C_{elet,off-pico}$ são os custos da eletricidade durante e fora do horário de pico, respectivamente.

O terceiro e último termo da Equação 79, que corresponde à taxa de custo devido à penalização por emissão de CO₂ (\dot{C}_{CO_2}), é dado pela Equação 93, conforme Sanaye e Shirazi (2013).

$$\dot{C}_{CO_2} = \frac{\left(\frac{Emiss_{CO_2}}{1000}\right).C_{CO_2}}{N.3600}$$
(93)

Na qual C_{CO_2} corresponde ao custo de penalidade devido à emissão de CO₂, o termo $Emiss_{CO_2}$ é a quantidade de CO₂ emitida e *N* corresponde ao período de emissão. O resultado da Equação 93 pode ser aplicado na Equação 79 e assim estará definida a função taxa de custo total.

Por fim, a função utilizada para calcular o período de retorno de investimento do sistema ITES foi baseada em Humpherys e Kattell (1981); Oskouneyad (2006) *apud* Sanaye e Shirazi (2013) e está descrita conforme a Equação 94.

Geovane Padovani Resende

$$\Delta C_{oper} \cdot \left(\frac{(1+i)^p - 1}{i \cdot (1+i)^p}\right) + \Delta C_{VR} \cdot \left(\frac{i}{(1+i)^p}\right) = \Delta(\sum_k C_k)$$
(94)

Onde, (ΔC_{VR}) é a diferença entre os custos dos valores recuperados nos sistemas ITES e convencionais. O valor recuperado é definido como o valor estimado que um ativo terá após sua venda no final de sua vida útil. Portanto, (ΔC_{VR}) é dado como uma porcentagem da diferença entre os custos de investimento de sistemas ITES e sistemas convencionais. O lado direito da igualdade na Equação 94 é o custo de investimento adicional para a substituição do sistema ITES, em vez do sistema convencional. (ΔC_{oper}) é a poupança no custo operacional anual (diferença entre os custos operacional anual dos sistemas convencional e IETS). Enfim, *i* e *p* são a taxa de juros e o período de retorno (Payback), respectivamente. A Equação 94 é não-linear em termos de "p" e deverá ser resolvida pelo método numérico iterativo.

4.5 Parâmetros e correlações utilizadas no dimensionamento do sistema

As correlações e parâmetros utilizados no dimensionamento dos equipamentos do sistema estão descritas a seguir nesta ordem: bombas, ventiladores, trocador de calor da UTA, condensador e evaporador.

Bombas

Para que fossem determinados os consumos energéticos das bombas do ciclo de carga (bomba da torre de resfriamento) e do ciclo de descarga (bomba de solução de água/etileno-glicol), por meio das Equações 45 e 48 descritas, respectivamente nos itens 4.2.1 e 4.2.2 deste trabalho, primeiramente foram encontradas as vazões mássicas da bomba da torre (\dot{m}_{Tor}), já descrita pela Equação 41, no item 4.2.1, e da bomba do ciclo de descarga com solução de água/etileno-glicol (\dot{m}_{EG}), que foi obtida de forma semelhante à bomba da torre, sendo descrita pela Equação 95, onde também é dada em kg/s.

$$\dot{m}_{EG} = \frac{\dot{Q}}{c_{p,EG} \cdot (T_4 - T_3)}$$
(95)

Nesta equação, a carga \dot{Q} foi assumida como valor médio \dot{Q}_c para efeito de avaliação operacional e $\dot{Q}_{c,pico}$ para efeito de avaliação dimensional.

As eficiências isentrópicas foram assumidas iguais a 80%, conforme Sanaye e Hekmatian (2016). Os termos correspondentes às quedas de pressão $\Delta p_{bomb,car}$ e

93

 $\Delta p_{bomb,des}$ nas Equações 45 e 48 foram obtidos por meio da fórmula de Darcy-Weissbach, descrita pela Equação 96, conforme Carvalho (1999). As perdas localizadas foram desprezadas.

$$\Delta p = f_{Ck} \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2} \tag{96}$$

Na Equação 96, os comprimentos (*L*) em *m* das tubulações foram estimados baseando-se em layouts de instalações de centrais de água gelada. As velocidades (*V*), em m/s e os diâmetros das tubulações (*D*), em *m* foram obtidos seguindo os parâmetros de seleção da tabela 15 da ABNT NBR 6401 (1980) e a partir das vazões dos circuitos de carga e descarga. Já para encontrar o fator de atrito (f_{Ck}) turbulento foi utilizada a relação de Colebrook, conforme White (2002) dada pela Equação 97.

$$f_{Ck} = \left[-2 \cdot \log\left(\frac{Ru/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re.f^{0,5}}\right) \right]^{-2}$$
(97)

Na Equação 97, Ru corresponde à rugosidade absoluta dos tubos dada em mm, e o termo Re é o número adimensional de Reynolds.

Ventiladores

Os consumos energéticos dos ventiladores da torre de resfriamento e da UTA descritos por meio das Equações 46 e 49 nos itens 4.2.1 e 4.2.2 deste trabalho, foram determinados primeiramente encontrando as respectivas vazões volumétricas de ar. Para a torre de resfriamento, a vazão mássica de ar ($m_{ar,Tor}$) dada em kg/s, foi obtida a partir do balanço de massa e energia, chegando-se à relação descrita pela Equação 98, em que todos os termos já foram definidos, conforme será descrito no item 5.2 deste trabalho.

$$\dot{m}_{ar,Tor} = \frac{\dot{m}_{Tor}(h_9 - h_{10})}{(h_{14} - h_{13}) - (\omega_{14} - \omega_{13}).h_{10}}$$
(98)

Logo, a vazão volumétrica de ar da torre de resfriamento foi obtida, multiplicando-se $\dot{m}_{ar,Tor}$ pelo volume específico v do ar, dado em m^3/kg . O mesmo procedimento foi feito para a obtenção da vazão volumétrica da UTA, uma vez que, sua vazão mássica já foi definida através da Equação 28, no item 4.2 deste trabalho.

As eficiências isentrópicas nos ventiladores foram assumidas iguais a 80%, conforme Sanaye e Hekmatian (2016). Por fim, os termos correspondentes às quedas de pressão $\Delta p_{vent,Tor}$ e $\Delta p_{vent,UTA}$ nas Equações 46 e 49 foram obtidos através da soma das pressões estática (*Pe*) e dinâmica (*Pd*), dadas em *kPa* conforme o manual técnico da OTAM (2003). Para o ventilador da torre de resfriamento, *Pe* foi considerado desprezível, uma vez que, a descarga do ventilador é diretamente para a atmosfera. Já para o ventilador da UTA, a parcela *Pe* foi considerada, pois existe resistência em acessórios na UTA, tais como trocador de calor, filtros, reduções, dentre outros. Dessa forma, *Pe* pode ser obtida por meio do cálculo das perdas em cada um desses acessórios da UTA, no entanto, optou-se por obter essa parcela diretamente de catálogo de fabricantes, por apresentar condição mais próximas da real e pela simplificação dos cálculos. Em ambos os ventiladores, da Torre e UTA, a parcela *Pd* que corresponde à pressão exigida para acelerar o ar da velocidade zero para a velocidade de trabalho, foi obtida através da aplicação da Equação 99, conforme manual técnico da OTAM (2003).

$$Pd = \frac{\rho V^2}{2} \tag{99}$$

Os termos ρ e *V* na equação anterior correspondem, respectivamente, à densidade do ar dada em kg/m^3 e à velocidade dada em m/s.

Trocador de calor da UTA

Para que fosse possível determinar a área de troca térmica da UTA, conforme descrito na Equação 47, primeiramente foi necessário o dimensionamento do coeficiente global de transferência de calor, dado pela Equação 43, já referida no item 4.2.1. Esse coeficiente é obtido a partir dos coeficientes convectivos interno e externo aos tubos do trocador de calor. Logo, foi considerado para a UTA um trocador de calor de aletas onduladas, conforme a Figura 27, comumente aplicado em sistemas de ar condicionado.



Figura 27 – Representação de um trocador compacto de aletas onduladas.

Fonte: Adaptado de Wang et. al., 2002.

Na Figura 27 os termos: F_p , F_s , P_d , X_f , e δ_f correspondem, respectivamente, ao passo da aleta, espaçamento entre aletas, altura da onda, comprimento da ondulação da aleta e espessura da aleta, sendo todos estes termos dados em m. Já o termo θ corresponde ao ângulo de corrugação da aleta, dado em graus. Os parâmetros dimensionais ilustrados na Figura 27 e demais parâmetros que foram adotados para o dimensionamento do trocador da UTA foram obtidos do estudo realizado por Wang *et. al.* (2002), para obtenção de correlações empíricas em trocadores do tipo compacto de aleta ondulada. Estes parâmetros estão destacados conforme Tabelas C1 e C2 do Anexo C.

Para se obter o coeficiente convectivo do lado do ar no trocador de calor da UTA foram utilizadas as correlações de fator de *Colburn* (*j*) e fator de atrito (*f*), que foram descritas por Wang *et. al.* (2002) para um Reynolds baseado no diâmetro hidráulico da UTA (Re_{Dh}) onde $Re_{Dh} \ge 1000$. Estas correlações estão relacionadas a seguir pelas Equações 100 a 107.

Fator de Colburn

$$j = 0.0646. Re_{Dh}^{j1} \cdot \left(\frac{D_c}{D_h}\right)^{j2} \cdot \left(\frac{F_s}{P_t}\right)^{-1.03} \cdot \left(\frac{P_l}{D_c}\right)^{0.432} \cdot (tan\theta)^{-0.692} \cdot N_F^{-0.737}$$
(100)

$$j1 = -0,0545 - 0,0538. \tan\theta - 0,302. N_F^{-0,24} \cdot \left(\frac{F_s}{P_l}\right)^{-1,3} \cdot \left(\frac{P_l}{P_t}\right)^{0,379}.$$

$$\left(\frac{P_l}{D_h}\right)^{-1.35}$$
. $(tan\theta)^{-0.256}$ (101)

$$j2 = -1,29. \left(\frac{P_l}{P_t}\right)^{1,77-9,43.tan\theta} \cdot \left(\frac{D_c}{D_h}\right)^{0,229-1,43.tan\theta} \cdot N_F^{-0,166-1,08.tan\theta}.$$

$$\left(\frac{F_s}{P_t}\right)^{-0,174.\ln(0,5.N_F)}$$
(102)

Fator de atrito

$$f = 0,228. Re_{Dh}^{f_1} (tan\theta)^{f_2} \cdot \left(\frac{F_s}{P_l}\right)^{f_3} \cdot \left(\frac{P_l}{D_c}\right)^{f_4} \cdot \left(\frac{D_c}{D_h}\right)^{0,383} \cdot \left(\frac{P_l}{P_t}\right)^{-0,247}$$
(103)

$$f1 = -0.141. \left(\frac{F_s}{P_l}\right)^{0.0512} . (tan\theta)^{-0.472} . \left(\frac{P_l}{P_t}\right)^{0.35} . \left(\frac{P_t}{D_h}\right)^{0.449.tan\theta} .$$

$$N_F^{-0.049+0.237.tan\theta}$$
(104)

$$f2 = -0.562. \left(\ln(Re_{Dh}) \right)^{-0.0923} N_F^{0.013}$$
(105)

$$f3 = 0,302. Re_{Dh}^{0,03} \cdot \left(\frac{P_t}{D_c}\right)^{0,026}$$
(106)

$$f4 = -0,306 + 3,63.\,tan\theta\tag{107}$$

Os termos D_c , D_h , F_s , P_l e P_t , todos dados em m, que foram relacionados nas correlações descritas nas Equações 100 a 107, correspondem, respectivamente, ao diâmetro do colarinho, diâmetro hidráulico, espaçamento entre aletas, passo longitudinal dos tubos e passo transversal dos tubos. Já os termos N_F e θ são o número de fileiras de tubos do trocador de calor e o ângulo de corrugação das aletas, dado em graus. Logo, o Nusselt $(Nu_{ar,UTA})$ e o coeficiente convectivo $(h_{ar,UTA})$ do lado do ar na UTA, obtido em $\frac{w}{m^{2.K}}$ foram determinados através das Equações 108 e 109, conforme Kakaç *et. al.* (2012).

$$Nu_{ar,UTA} = j. Re. Pr^{1/3}$$
 (108)

$$h_{ar,UTA} = \frac{N u_{ar,UTA} \cdot k_{ar}}{D_h}$$
(109)

Nas Equações 108 e 109, os termos Pr e k_{ar} correspondem ao adimensional de Prandtl e à condutividade térmica do ar, dada em W/m. *K*.

O coeficiente convectivo do lado da solução de água/etileno-glicol na UTA ($h_{EG,UTA}$) foi obtido em $\frac{w}{m^{2}K}$ aplicando a Equação 110, conforme Incropera e DeWitte (2003), em que k_{EG}

é a condutividade térmica da solução de etileno-glicol e D_i o diâmetro interno dos tubos do trocador.

$$h_{EG,UTA} = \frac{Nu_{EG,UTA} \cdot k_{EG}}{D_i} \tag{110}$$

Na Equação 110, o número adimensional de Nusselt do lado da solução ($Nu_{EG,UTA}$) foi obtido aplicando a correlação de Dittus-Boelter para fluido aquecendo, descrita pela Equação 111, conforme Incropera e DeWitte (2003).

$$Nu_{EG,UTA} = 0,023.\,Re^{4/5}.\,Pr^{0,4} \tag{111}$$

Segundo Incropera e DeWitte (2003), para qualquer trocador de calor, é válida a função descrita pela Equação 112, ou seja, NUT é função da efetividade (ε) e da razão entre as capacidades térmicas mínima (C_{min}) e máxima (C_{max}), também denotada por razão de capacidades (C_r).

$$NUT = f\left(\varepsilon, \frac{c_{min}}{c_{max}}\right) \tag{112}$$

Logo, o valor de NUT descrito na Equação 47, do item 4.2.2, foi obtido através da relação dada pelas Equações 113 e 114 para trocadores de calor compactos de correntes cruzadas, conforme Incropera e DeWitte (2003).

$$NUT = -\left(\frac{1}{C_r}\right) \cdot \ln[C_r \cdot \ln(1-\varepsilon) + 1]$$
(113)

onde:

$$\varepsilon = \frac{C_q \cdot (T_{q,ent} - T_{q,sai})}{C_{min} \cdot (T_{q,ent} - T_{f,ent})}$$
(114)

Na Equação 114, os termos C_q , $T_{q,ent}$, $T_{q,sai}$ e, $T_{f,ent}$ correspondem, respectivamente, à capacidade térmica do fluido quente dada em W/K, temperaturas do fluido quente na entrada, temperatura do fluido quente na saída e temperatura do fluido frio na entrada, sendo todas dadas em Kelvin. Finalmente, o fator de atrito do escoamento no interior dos tubos na UTA pode ser calculado através da relação já descrita pela Equação 97. Porém, segundo catálogo de fabricantes, a perda de carga no interior dos tubos do trocador da UTA pode ser desprezada se comparada à perda total do circuito de bombeamento de descarga.

Condensador e evaporador

Os coeficientes globais de transferência de calor para o condensador e evaporador que são referidos na Equação 43, do item 4.2.1 deste trabalho, também são encontrados a partir dos coeficientes convectivos interno e externo aos tubos dos trocadores de calor em questão. Logo, foram considerados para o condensador e evaporador trocadores do tipo casco e tubo, com passes simples tanto do casco quanto dos tubos, sendo a configuração do feixe de tubos com passo quadrado, conforme ilustrado pela Figura 28.

Figura 28 – a) Seção transversal do trocador de calor casco e tubo; b) representação do passo quadrado do trocador; c) representação esquemática do trocador de calor 1-1.



Fonte: Kakaç *et. al.*, 2012.

Na Figura 28, os termos d_0 e *C* corresponderão, neste trabalho, a D_e , E_T respectivamente, significando o diâmetro externo dos tubos e o espaçamento entre os tubos. P_t , que corresponde ao passo transversal, terá a mesma dimensão do passo longitudinal (P_l), uma vez que os trocadores são de passo quadrado. Todas as dimensões descritas anteriormente serão dadas em *m*. Os parâmetros dimensionais ilustrados na Figura 28 e demais parâmetros que foram adotados para o dimensionamento dos trocadores do condensador e evaporador foram obtidos de Kakaç *et. al.* (2012) e estão destacados conforme Tabelas D1 e D2 do Anexo D. As dimensões do condensador e evaporador, destacadas no Anexo D, basearam-se em uma velocidade de escoamento interna aos tubos em torno de 1,5 *m/s* conforme sugerido por Kakaç *et. al.* (2012), a fim de se evitar erosão nos tubos. Em ambos os trocadores de calor, tanto do condensador, quanto do evaporador, um dos fluidos sofre mudança de fase, logo, o fator *F* de correção do valor de ΔT_{ML} que permite a aplicação da Equação 42, descrita no item 4.2.1, será equivalente à unidade, ou seja, *F* = 1, uma vez que a variação da temperatura de um dos fluidos é desprezível.

Analisando primeiramente o condensador, o coeficiente convectivo externo aos tubos, ou seja, o coeficiente convectivo do refrigerante que escoa no lado do casco do trocador de calor ($h_{ref,cond}$), foi obtido diretamente a partir do banco de dados e funções de transferência de calor e escoamento de fluidos do EES. As correlações utilizadas pelo EES correspondem ao escoamento em um banco de tubos de um condensador horizontal considerando os efeitos de inundação e cisalhamento do vapor. Estas correlações são descritas por Kakaç *et. al.* (2012) no capítulo 8. Para que o EES calcule o valor de $h_{ref,cond}$ que é dado em W/m^2 .*K*, a função deverá ser alimentada com os parâmetros T_{cond} , $T_{par,tubo}$, D_e e $N_{T,v}$ que correspondem, respectivamente, à temperatura de condensação, temperatura da parede dos tubos, diâmetro externo dos tubos (*m*) e ao número de tubos no sentido vertical da seção transversal do trocador de calor. O termo $T_{par,tubo}$ foi obtido pela Equação 115, conforme Kakaç *et. al.* (2012).

$$T_{par,tubo} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{T_{f,ent} + T_{f,sai}}{2} + \frac{T_{q,ent} + T_{q,sai}}{2} \right)$$
(115)

Na equação anterior os termos $T_{f,ent}$ e $T_{f,sai}$ são as temperaturas do fluido frio na entrada e saída, respectivamente, enquanto os termos $T_{q,ent}$ e $T_{q,sai}$ são as temperaturas do fluido quente na entrada e saída. O EES não fornece correlações para que o fator de atrito (f_{MA}) do lado do casco do condensador seja calculado, no entanto, este fator foi obtido utilizando a correlação de McAdams, descrita pela Equação 116, conforme Kakaç *et. al.* (2012), que também foi aplicada para obter o cálculo do fator de atrito no lado do casco do evaporador.

$$f_{MA} = exp[0,576 - 0,19. ln (Re_{casc})]$$
(116)

Na equação 116, Re_{casc} corresponde ao número de *Reynolds* no lado do casco do condensador e pode ser calculado a partir da Equação 117 e 118, conforme Kakaç *et. al.* (2012).

$$Re_{casc} = \frac{G_{casc}.D_h}{\mu}$$
(117)

em que:

$$G_{casc} = \frac{\dot{m}}{A_c} \tag{118}$$

Nas equações anteriores, os termos G_{casc} e A_c correspondem respectivamente à velocidade de massa no lado do casco obtida em kg/s. m^2 e a área de fluxo transversal no casco, dada em m^2 .

Alfim, para que fosse determinado o coeficiente convectivo interno aos tubos do condensador, ou seja, o coeficiente convectivo da água de condensação ($h_{agua,cond}$), foi aplicada a Equação 110, de forma semelhante ao que foi feito para determinar o $h_{EG,UTA}$, porém o termo Nusselt para a água de condensação ($Nu_{agua,cond}$) foi obtido aplicando as correlações de Gnielinsk's para escoamento turbulento, conforme descrito pelas Equações 119 e 120, de acordo com Kakaç *et. al.* (2012).

$$Nu_{agua,cond} = \frac{(f_{Gk}/2).(Re-1000).Pr}{1+12.7.(f_{Gk}/2)^{1/2}.(Pr^{2/3}-1)}$$
(119)

onde fator de atrito (f_{Gk}) será:

$$f_{Gk} = [1,58.\ln(Re) - 3,28]^{-2}$$
(120)

Analisando agora o evaporador, o coeficiente convectivo interno aos tubos, ou seja, o coeficiente convectivo do fluido que muda de fase no trocador de calor ($h_{ref,evap}$), foi obtido através do banco de dados e funções de transferência de calor e escoamento de fluidos do EES. As correlações utilizadas pelo EES são descritas por Shah (2006) e correspondem ao escoamento interno em tubos circulares horizontais de um fluido evaporando, o qual o coeficiente médio de transferência de calor é obtido a partir da integração dos valores de coeficientes locais, onde o fluido entra com um título x_{ent} e sai com um título x_{sai} . Para que o EES calcule o valor de $h_{ref,evap}$, que é dado em W/m^2 . K, a função deverá ser alimentada com os parâmetros: T_{sat} , G_{evap} , D_i , x_{ent} , x_{sai} e q" que correspondem,consecutivamente, à temperatura de saturação (*Kelvin*), velocidade de massa interna aos tubos ($kg/s.m^2$), diâmetro interno dos tubos (m), títulos referentes à entrada e saída do evaporador e ao fluxo de calor da superfície dos tubos, dado em W/m^2 . O termo q" foi determinado pela correlação de Jens e Lottes descrita pela Equação 121, conforme Kakaç *et. al.* (2012).

$$q'' = 3,91 \cdot 10^5 \cdot exp^{0,065.P} \cdot (T_{par,tubo} - T_{sat})^4$$
(121)

Na Equação 121 o termo $T_{par,tubo}$, foi calculado através da Equação 115.

Geovane Padovani Resende

Por último, o parâmetro de entrada G_{evap} , foi obtido de forma semelhante à Equação 118, porém o denominador da equação será agora a área interna do tubo $A_{i,tubo}$ dada em m^2 .

O cálculo do coeficiente convectivo no lado externo aos tubos do evaporador $(h_{EG,evap})$, ou seja, o lado onde circula a solução de água/etileno-glicol, foi obtido de forma semelhante à Equação 109, no entanto, agora, aplicando as propriedades da solução de água/etileno-glicol na passagem pelo evaporador. Logo, o termo Nusselt no lado externo aos tubos ($Nu_{EG,evap}$) foi obtido aplicando a correlação de McAdams descrita pela Equação 122, conforme Kakaç *et. al.* (2012).

$$Nu_{EG,evap} = 0.36. \left(Re_{casc}\right)^{0.55} \cdot \left(\frac{C_{p} \cdot \mu}{k}\right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_{par}}\right)^{0.14}$$
(122)

Na equação 122, os limites $2x10^3 \le Re_{casc} \le 1x10^6$ devem ser obedecidos e os termos μ e μ_{par} correspondem à viscosidade dinâmica do fluido na temperatura média dentro do evaporador e à viscosidade do fluido na temperatura da parede do tubo, ambas dadas em *Pa.s.*

Finalmente, em relação ao cálculo do fator de atrito no lado do casco do evaporador, conforme já foi dito, este pode ser calculado por meio da correlação de McAdams, já descrita anteriormente pela Equação 116. Para o cálculo do fator de atrito interno aos tubos do evaporador foi aplicada a função do EES, baseada na correlação de Muller-Steinhagen e Heck, descrita por Ould Didi *et. al.* (2002) para obtenção do gradiente de pressão de um fluido bifásico escoando internamente aos tubos do trocador.

5 METODOLOGIA APLICADA

Este capítulo tem a finalidade de descrever os procedimentos, parâmetros e condições adotadas para o modelo teórico do sistema de termoacumulação, assim como descrever o método de otimização multi objetivo para a obtenção do ponto ótimo que atenda simultaneamente as finalidades divergentes: maximização da eficiência exergética e minimização do custo total de investimento.

5.1 Parâmetros operacionais e condições de projeto

Conforme foi definido, a estratégia de armazenamento adotada no modelo foi o armazenamento completo. Em seguida, foi obtido o perfil de distribuição de cargas térmicas. Através do perfil de distribuição de cargas térmicas e conforme descrito no item 4.2, obtevese o valor de Q_c para um dia típico de trabalho, somando-se as cargas térmicas no período de descarga e também o valor de $\dot{Q}_{c,pico}$ para o horário crítico. Um FCS de 0,7 foi adotado para obtenção das parcelas de calores sensível (\dot{Q}_{sen}) e latente (\dot{Q}_{lat}), conforme McQuiston *et. al.* (2005). Foi identificado, também, o período operacional do sistema que consiste nas horas de operação do ciclo de carga (t_{car}), em que os "*chillers*" trabalham para gerar a reserva de gelo no tanque de armazenamento, mais as horas de operação do ciclo de descarga (t_{des}), em que os "*chillers*" são desligados e o gelo estocado no tanque irá suprir a demanda de carga de resfriamento do ambiente climatizado.

Determinados os tempos operacionais, foram obtidas as condições operativas desejadas para o ambiente interno a ser climatizado, onde a temperatura de conforto (T_{15}) e a umidade relativa da sala (ϕ_{15}) devem seguir a faixa de conforto estipulada na seção 5 da ABNT NBR 16401-2 (2008) e a pressão interna (P_{15}), foi obtida conforme a altitude da localidade. Já as temperatura (T_{12}) e umidade relativa (ϕ_{12}) do ambiente externo foram obtidas baseadas no Banco de Dados Meteorológicos para Ensino e Pesquisa (BDMEP) do Instituto Nacional de Meteorologia (INMET) onde foram coletados os registros médios mensais de temperatura e umidade relativa para o ano de 2016, para a cidade de Brasília. A pressão externa (P_{12}) foi obtida consoante a altitude local. Os subscritos numéricos das propriedades aqui mencionadas se referem aos estados indicados na Figura 26 deste trabalho.

Os fluidos refrigerantes operacionais, primário e secundário, adotados no sistema ITES foram o R-134a e a solução de água/etileno-Glicol respectivamente. Esses fluidos foram escolhidos por serem refrigerantes mais utilizados em sistemas de expansão indireta, conforme ASHRAE (2008b) e seguem os requisitos mínimos de eficiência definidos pela

ASHRAE *Standard* 90.1 – Padrões energéticos para edificações (ASHRAE, 2001). A resistência térmica total do módulo de armazenamento (R_T) considerada foi de 1980 $m^2 K/kW$, conforme Rosen et al. (2000).

Parâmetros típicos de operação de sistemas ITES e suas faixas de variação (restrições) são listados por Sanaye e Shirazi (2013), conforme a Tabela 15. Estes parâmetros referem-se ao diagrama representado pela Figura 26 e foram utilizados para a obtenção de estados termodinâmicos que estão descritos no item seguinte deste trabalho.

Tabela 15 – Parâmetros de projeto ITES e seus intervalos de variação típicos.			
Tabela de parâmetros típicos operacionais de sistema ITES e seus intervalo de variações, bem como as restrições utilizadas para a otimização do sistema.			
RAZÃO	RESTRIÇÃO		
Dados típicos para sistema de refrigeração	3 < <i>T</i> ₃ < 5		
Dados típicos para sistema de refrigeração	11 < <i>T</i> ₄ < 13		
Dados típicos para sistema de refrigeração	$-10 < T_{Tang} < 0$		
Temperatura mínima e máxima de saturação do refrigerante no evaporador para uma ampla gama de aplicações	$-30 < T_{evap} < 0$		
Temperatura mínima e máxima de saturação do refrigerante no condensador para uma ampla gama de aplicações	$T_{bu,sai} + 5 < T_{cond} < 60$		
Para ocorrer a transferência de calor entre o evaporador e o tanque de armazenamento	$T_{evap} < T_{Tanq}$		
Para evitar o fenômeno de formação de gelo da solução de água / etileno-glicol no ciclo de descarga	$T_{pc,EG} < T_{ST}$		

Fonte: Adaptado de Sanaye e Shirazi, 2013.

Para a formulação inicial do modelo (validação) foram utilizados os parâmetros ótimos encontrados no estudo realizado por Sanaye e Shirazi (2013). Estes parâmetros estão relacionados na Tabela 16.

l'abela 16 – Parametros de projeto ITES otimos obtidos.					
Tabela de parâmetros ótimos obtidos por Sanaye e Shirazi (2013), considerando as					
funções objetivo	funções objetivo de maximização da eficiência exergética (função objetivo I) e				
minimização do custo total (função objetivo II)					
Parâmetros ótimos	Função objetivo I	Função objetivo II	Multiobjetiva		
$T_3 [°C]$	3,54	4,88	4,31		
$T_4 \ [°C]$	12,69	11,24	11,73		
T_{Tanq} [°C]	-3,87	-1,24	-1,56		
T_{evap} [°C]	-5,22	-3,46	-4,12		
$T_{cond} [°C]$	36,54	39,06	37,84		

Tabela 16 – Parâmetros de projeto ITES ótimos obtidos.

Fonte: Adaptado de Sanaye e Shirazi, 2013.

5.2 Determinação das propriedades termofísicas

Após a identificação dos parâmetros operacionais e das condições ambientes, o próximo passo foi obter as propriedades de cada estado, referentes ao ciclo termodinâmico correspondente ao sistema SAGFI, representado pela Figura 26, do item 4.2 deste trabalho.

Depois de definidas as propriedades temperatura, pressão e umidade relativa para os ambientes, externo e interno, representados pelos estados 12 e 15 da Figura 26, respectivamente, as demais propriedades como entalpia, entropia, umidade absoluta, temperatura de bulbo úmido, calor específico, dentre outras, foram obtidas por meio das funções e banco de dados contidos na biblioteca do EES.

Para o estado 1, que corresponde à saída do misturador e entrada na UTA, foi adotado uma taxa de renovação com ar externo de 15%, consequentemente, uma taxa de retorno do ambiente interno de 85%. Essa taxa de ar externo foi definida baseada na seção 2.2.3.3 da ABNT NBR 16401-3 (2008), em que a ASHRAE 62.1 (2004) estipula a vazão mínima de ar exterior de qualidade a ser suprida pelo sistema conforme o tipo de ambiente. Então, considerando que o processo de mistura é adiabático, conforme citado no item 2.1 deste trabalho, através dos balanços de massa e energia da mistura das correntes de ar chega-se à Equação 123, descrita por Çengel e Boles (2011), que foi usada para determinar a entalpia (h_1) e a umidade absoluta (ω_1) para o estado 1. Logo, as demais propriedades foram encontradas, facilmente, através do EES.

$$\frac{\dot{m}_{a_{15}}}{\dot{m}_{a_{12}}} = \frac{\omega_{12} - \omega_1}{\omega_1 - \omega_{15}} = \frac{h_{12} - h_1}{h_1 - h_{15}}$$
(123)

No que se refere ao estado 2, a temperatura de insuflamento do ar no ambiente climatizado (T_2) é obtida baseada na temperatura desejada ao ambiente climatizado (T_{15}) e na difusão (D) do ar. Segundo Matos (2011), o ar lançado pelas bocas de insuflamento à temperatura T_2 deve misturar-se o mais rapidamente com o ar do ambiente, de forma que, ao atingir as pessoas, ele já esteja à temperatura desejada T_{15} , logo T_2 foi obtida segundo as relações dadas pelas Equações 124 e 125.

$$D = T_{15} - T_2, \quad Ver\tilde{a}o \ (T_{15} > T_2) \tag{124}$$

$$D = T_2 - T_{15}, \ Inverno \ (T_{15} < T_2)$$
(125)

Sendo que, também conforme ASHRAE *apud* Matos (2011), a difusão deve obedecer aos intervalos $D = 6.7 a \, 11.1^{\circ}C$ (*verão*) e $D = 8.3 a \, 19.5^{\circ}C$ (*inverno*). Então, adotou-se D = 8,

em que, para a condição de verão, obteve-se uma temperatura de insuflamento T_2 igual a 13°C. Sendo a pressão (P_2) aproximadamente a pressão atmosférica local, as demais propriedades do estado 2 foram obtidas das funções e bancos de dados do EES.

Para o estado 3 foram adotados, a temperatura T_3 ótima da função multi objetivo, conforme foi relacionada na Tabela 16, e o valor da concentração da solução de água/etileno-glicol (C_{EG/H_2O}) como parâmetros de entrada no EES para a obtenção das demais propriedades. O valor de C_{EG/H_2O} foi obtido com base na menor temperatura de evaporação, que é de -30°C, conforme Tabela 15, já que no SAGFI, a solução de etileno-glicol que circula entre o evaporador e o tanque de gelo no ciclo de carga é a mesma que circula entre a UTA e o tanque de gelo no ciclo de descarga. Sendo assim, a menor concentração de etileno-glicol na água que garanta um ponto de congelamento menor que $T_{evap} = -30°C$ quando a solução passar pelo evaporador durante o período de carga será de 46%.

A temperatura T_4 do estado 4 também foi obtida de forma similar ao estado 3, adotando o valor ótimo encontrado por Sanaye e Shirazi (2013) em seu estudo, conforme Tabela 16. Já a pressão P_4 foi obtida com base na perda de carga calculada para a bomba do circuito de descarga, sendo assim, as demais propriedades do estado 4 foram obtidas através do EES.

O estado 5 corresponde à saída da válvula de expansão e entrada do evaporador. Uma vez que o processo na válvula é considerado isentálpico, logo $h_5 = h_8$. Considerandose também um processo isobárico no evaporador, obtemos então que $P_5 = P_6$ e as demais propriedades foram obtidas do EES.

Conforme premissa VI do item 4.1 deste trabalho, têm-se os valores dos títulos x_6 e x_8 para os estados 6 e 8, respectivamente. Adotando o mesmo critério utilizado para os estados 3 e 4, as temperaturas T_6 e T_8 foram obtidas conforme a Tabela 16 e, assim, as demais propriedades encontradas por meio do EES.

Para o estado 7, adotando-se para o condensador um processo de rejeição de calor a pressão constante, tem-se que $P_7 = P_8$. Já a entalpia h_7 foi obtida considerando um processo de compressão com uma eficiência isentrópica de aproximadamente 0,8. Esta eficiência de compressão foi adotada baseando-se em Kotas (1995).

Os estados 9 e 10 correspondem à entrada e à saída da água na torre de resfriamento. As temperaturas T_9 e T_{10} são baseadas no padrão ASHRAE/IESNA 90.1-1999 (WANG, 2000). A pressão P_9 foi obtida com base na perda de carga calculada para a bomba do circuito de carga. Desconsiderando-se a altura de sucção da bomba do circuito de carga, P_{10} será igual à pressão atmosférica local. Para o estado 11, que corresponde à entrada da água de resfriamento no condensador, a pressão P_{11} também foi obtida da perda de carga
calculada para a bomba do circuito de carga, e sua temperatura T_{11} será igual à temperatura T_{10} referente à saída da torre de resfriamento, sendo as demais propriedades para os três estados anteriores obtidas através do EES.

Por fim, os estados 13 e 14 correspondem à entrada e saída do ar na torre de resfriamento, respectivamente. Uma diferença de 10°C entre T_{13} e T_{14} foi adotada baseando-se no padrão ASHRAE/IESNA 90.1-1999, sendo T_{13} igual à temperatura do ambiente externo. As umidades relativas ϕ_{13} e ϕ_{14} corresponderão às umidades relativas do ar à entrada da torre na condição ambiente e na condição de saturação na saída da torre, nesta ordem. Dessa forma as demais propriedades foram obtidas através do EES e, assim, todas as propriedades dos estados correspondentes ao ciclo de carga e descarga foram determinadas.

5.3 Parâmetros para a análise econômica e ambiental

Já foi visto que a função taxa de custo total (\dot{C}_{Total}) descrita pela Equação 79, do item 4.4 deste trabalho, é determinada pela soma de três parcelas sendo elas: o custo de capital e manutenção ($\dot{C}_{cap+man}$), custo operacional (\dot{C}_{oper}) e o custo de penalização devido à emissão de CO₂ (\dot{C}_{CO_2}).

A primeira parcela ($\dot{c}_{cap+man}$), que é obtida por meio do somatório dos custos individuais de investimento e manutenção de cada equipamento do sistema, dependerá de quatro parâmetros, sendo eles: o custo de aquisição de cada equipamento do sistema (C_{AE}), o fator de recuperação de capital (*FRC*), o fator de manutenção (*FM*) e do número de horas de trabalho dos equipamentos do sistema (*N*). O parâmetro C_{AE} foi obtido aplicando as funções de custo de capital descritas na Tabela 14 do item 4.4 deste trabalho. Em seguida o parâmetro *FRC* foi encontrado aplicando a Equação 90, também descrita no item 4.4, sendo que para calculá-lo foi considerada a taxa de juros básica anual de 13,75%, referente ao Relatório da Administração do BCB (Banco Central do Brasil) para o ano de 2016 e um tempo de vida útil do sistema entre 15 e 20 anos, conforme Dinçer e Rosen (2011). O parâmetro *FM* foi mantido 1,06 conforme Sanaye e Shirazi (2013). Então, o parâmetro *N* foi obtido baseado no tempo operacional anual do sistema. Para os equipamentos do ciclo de carga foi estabelecido para *N* um valor de 1920 horas, e para os equipamentos do ciclo de estabelecimento.

Para calcular a segunda parcela da função taxa de custo total (\dot{C}_{oper}) conforme a Equação 92, apresentada no item 4.4 deste trabalho, é necessário obter os termos $C_{ele,on-pico}$ e $C_{ele,off-pico}$, correspondentes aos custos da eletricidade durante e fora do

horário de pico, respectivamente. Estes termos foram obtidos das tabelas de estrutura tarifária da CEB, na modalidade determinada pela classificação do grupo tarifário "A4 Poder Público", conforme tabela A1, do Anexo A.

Finalmente, para obter a última parcela da função taxa de custo total (\dot{C}_{CO_2}), conforme a Equação 93, apresentada no item 4.4, dois parâmetros fundamentais foram obtidos: o fator de emissão de CO₂ (f_{CO_2}) e o custo de penalidade devido à emissão de CO₂ (C_{CO_2}). O parâmetro f_{CO_2} correspondente ao Sistema Interligado Nacional (SIN) foi obtido do portal do Ministério da Ciência e Tecnologia, onde estão tabelados os valores entre os períodos de 2006 a 2016, conforme a Tabela B1, do Anexo B. Para este trabalho foi adotado o valor médio do período citado, sendo ele correspondente a 0,065 $kg(CO_2)/kWh$. Já o parâmetro C_{CO_2} , é sugerido por Sanaye e Shirazi (2013) como sendo de US\$ 90 por tonelada de CO₂ emitido, seguindo a caracterização IPCC (2007). No entanto, segundo matéria publicada no site "Observatório do Clima" em 2017, essa "precificação" do CO₂, dada a sua complexidade de implementação, dificilmente terá lugar no Brasil antes de 2020. Na matéria publicada, apoiando-se em mercados já existentes no mundo, analistas estimam que o preço de equilíbrio na situação atual seria de US\$ 30 por tonelada de CO₂, logo, este foi o valor adotado para o estudo de caso deste trabalho, pensando em uma estimativa de implementação deste mercado no Brasil até 2020.

5.4 Otimização e definição do ponto ótimo

Para que fossem realizadas as otimizações das funções objetivo, maximização da eficiência exergética e minimização do custo total, seis variáveis (parâmetros de projeto) foram selecionadas, sendo elas: T_3 , T_4 , T_{cond} , T_{Tanq} , ΔT_{evap} e ΔT_{EG} . Os quatro primeiros parâmetros, bem como os intervalos os quais deverão obedecer, estão listados na Tabela 15, do item 5.1 deste trabalho. Os termos ΔT_{evap} e ΔT_{EG} foram criados a fim de evitar conflito entre a temperatura de evaporação do fluido refrigerante, temperatura da solução de água/etileno-glicol na saída do evaporador e temperatura do tanque de gelo, respectivamente. Logo, a temperatura da solução de água/etileno-glicol na saída do evaporação do fluido refrigerante (T_{evap}) será sempre menor do que a temperatura da solução de água/etileno-glicol na saída do evaporação do fluido de secondor (T_{EG}), sendo esta última menor do que a temperatura do tanque (T_{ranq}). Assim, as relações descritas pelas Equações 126 e 127 foram formuladas e os termos ΔT_{evap} e ΔT_{EG} puderam ser determinados.

$$\Delta T_{evap} = T_{EG} - T_{evap} \tag{126}$$

$$\Delta T_{E.G} = T_{Tang} - T_{EG} \tag{127}$$

Nas duas equações anteriores, os termos T_{EG} e T_{evap} também deverão obedecer os limites de variação estabelecidos na Tabela 15.

Após definidos os parâmetros para a otimização e suas condições de contorno, a função eficiência exergética que é dada pela Equação 77, descrita no item 4.3 deste trabalho, foi maximizada e, em seguida, a função taxa de custo total, descrita pela Equação 79, no item 4.4, foi minimizada. Os processos de maximização e minimização foram realizados utilizando-se a plataforma EES, em que o método empregado para a obtenção dos objetivos foi o "*Nelder-Mead Simplex*", que foi brevemente descrito no item 2.9.2 deste trabalho. No APÊNDICE B está representado o fluxograma do algoritmo de processamento. Os processamentos das funções foram executados com um número máximo de 5000 cálculos e uma tolerância de convergência relativa de 1x10⁻¹⁰. Outro método de otimização como o método dos Algoritmos Genéticos, foi simulado. No entanto, a opção pelo emprego do método de *Nelder-Mead* para obtenção dos resultados deste trabalho foi devido ao fato das funções objetivo serem não-lineares e do método não exigir que as funções sejam diferenciáveis, permitindo assim um menor tempo de processamento das funções objetivo. A despeito disso, os dois métodos foram testados antes da escolha, obtendo convergência satisfatória das funções, com diferença de resultados entre métodos menor que 2%.

Os resultados obtidos das iterações realizadas no processamento das funções eficiência exergética e taxa de custo total foram selecionados e exportados para a plataforma do "*Excel*", a fim de gerar um diagrama de Pareto, onde foi possível visualizar o conflito entre as funções objetivo.

Segundo Sanaye e Shirazi (2013), todos os pontos do diagrama de Pareto são igualmente aceitáveis como solução para o problema da otimização multi objetiva, entretanto, dentre o conjunto de pontos, uma solução ótima deve ser escolhida no final. Também conforme foi dito por Sanaye e Shirazi (2013), a seleção do ponto ótimo final depende da importância de cada função objetivo para o tomador de decisão. Neste trabalho, a importância ou o peso de cada função objetiva foi considerado o mesmo, ou seja, 50% para cada uma.

Finalmente, ao mesmo conjunto de soluções exportadas para o Excel para a construção do diagrama de Pareto, foram aplicadas as metodologias *LINMAP* e *TOPSIS* para a obtenção do ponto ótimo, sendo as duas metodologias já descritas no item 2.6.3 deste trabalho.

Após a definição do ponto ótimo operacional do sistema ITES, os parâmetros de projeto T_3 , T_4 , T_{cond} , T_{Tang} , ΔT_{evap} e ΔT_{EG} foram obtidos do resultado da simulação. Em

109

seguida, estes parâmetros foram utilizados no mesmo modelo matemático, porém excluído o reservatório de gelo para simular o sistema operando de forma convencional. No entanto, para a simulação correta, a temperatura de evaporação no *"chiller"* foi então aumentada, uma vez que o resfriamento da solução de água/etileno-glicol será feito, agora, diretamente pelo *"chiller"* e não mais pelo tanque de gelo, sendo a temperatura de condensação também ajustada, já que o sistema convencional opera durante o dia com maior média de temperatura. Outro fator importante é que, segundo Sanaye e Shirazi (2013), os sistemas convencionais apresentam uma capacidade de mudança de carga em relação à carga nominal de apenas 25%. Isto conduz a uma oferta de energia térmica em determinados horários durante o período de descarga superior à demanda, levando a um maior consumo energético. Logo, a carga térmica simulada no sistemas, os custos foram comparados e o payback para a implementação do sistema de termoacumulação de gelo pode ser calculado.

6 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste tópico estão apresentados e discutidos os resultados obtidos para a validação do modelo matemático, o estudo de caso onde o modelo foi aplicado e, posteriormente, os resultados obtidos da otimização do sistema ITES.

6.1 Validação do modelo

Para validar o modelo implementado neste trabalho, obedecendo à proposta "*Four E analysis*", foram obtidos os parâmetros: coeficiente de performance (*COP*), eficiência exergética (η_{II}), custo total anual do sistema ($C_{total,anual}$), emissão anual de CO₂ (*Emiss_{CO2}*) e o período de retorno do investimento (p). Os parâmetros mencionados foram comparados com os valores correspondentes encontrados no estudo de caso de referência, que foi descrito por Sanaye e Shirazi (2013).

No estudo realizado por Sanaye e Shirazi (2013), foi fornecido o perfil de distribuição de cargas térmicas para um prédio comercial localizado em Ahwaz no Sul do Irã e corresponde ao que está demonstrado pela Figura 25, do item 4.2 deste trabalho. Além disso, o fluido refrigerante usado no ciclo de refrigeração por compressão de vapor foi o R-134a. A temperatura de conforto, a umidade relativa e a pressão do ambiente condicionado informados pelo autor foram $21^{\circ}C$, 55% e 1 *atm*, respectivamente. Para o ambiente externo, foi fornecida a curva de distribuição das máximas temperaturas durante um ano, conforme demonstrado na Figura 29, de onde foi extraída a média destas temperaturas, que corresponde a $35^{\circ}C$. No entanto, não foi informada a umidade relativa média do ambiente externo, logo, adotou-se a umidade relativa externa como sendo 50%, baseado na fonte SWERA (*Solar And Wind Energy Resourse Assessement*).





111

A resistência térmica total do módulo de armazenamento, considerada pelo autor, foi de 1980 $m^2 K/kW$, para uma distribuição uniforme da temperatura no tanque, conforme Rosen *et. al.* (2000). Segundo Sanaye e Shirazi (2013), o custo da eletricidade durante as horas de ponta (período diurno entre 7 e 19 horas) é de 0,09 *US*\$/*kWh* e durante as horas fora da ponta (período noturno entre 24 e 7 horas) é de 0,06 *US*\$/*kWh*.

Para determinar o fator de recuperação de capital e, consequentemente, a taxa de custo de investimento e manutenção, foram considerados no estudo de caso de referência uma taxa de juros anual de 14%, um tempo de vida aproximado do sistema de 15 anos e um fator de manutenção de 1,06, conforme Sanaye e Shirazi (2013). A diferença entre os valores recuperados nos sistemas ITES e convencional (ΔC_{VR}) foi dada como 10% da diferença entre os custos de investimento do sistema ITES e convencional, de acordo com o autor. O número de horas operacionais anuais para os ciclos de carga e descarga correspondem, também segundo o autor, em 2100 horas e 3600 horas, respectivamente.

Ainda, baseado nas informações e dados fornecidos no trabalho de referência, descritos anteriormente, o modelo foi alimentado com os valores de "set point" ótimos $(T_3, T_4, T_{Tanq}, T_{evap} \ e \ T_{cond})$ encontrados na análise multiobjetiva realizada por Sanaye e Shirazi (2013). Estes valores estão relatados na Tabela 16.

A Tabela 17 mostra a comparação entre os parâmetros para validação do modelo mencionados anteriormente e seus valores correspondentes relatados na referência (Sanaye e Shirazi, 2013), bem como os valores obtidos do modelo matemático desenvolvido neste trabalho.

Tabela 17 – Parâmetros avaliados para validação do modelo matemático.						
Resultados comparativos dos parâmetros para validação entre o modelo obtido pela referência (Sanaye e Shirazi, 2013) e o modelo desenvolvido neste trabalho						
Parâmetros	Modelo de Modelo referência desenvolvido					
СОР	Não fornecido	4,064				
η_{II}	37,77 %	38,02 %				
<i>C</i> _{total,anual} 1,418 MUS\$/ano 1,065 MUS\$/ano						
p (Payback)	3,39 anos	4,04 anos				
Emiss _{CO2}	1,88 x 10 ⁶ kg	2,69 x 10 ⁶ kg				

Fonte: Elaborado pelo autor, 2017.

O valor do *COP* do modelo de referência não foi informado, já o *COP* obtido para o modelo desenvolvido foi igual a 4,064. No entanto, uma forma de avaliar a consistência e validade do valor encontrado é compará-lo com o coeficiente de performance de Carnot (COP_{Carnot}) , o qual foi equivalente à 6,408, baseado nos mesmos dados fornecidos e relatados anteriormente. Assim, conclui-se que o valor encontrado no modelo desenvolvido é coerente, já que foi inferior ao COP de Carnot.

A eficiência exergética encontrada, fundamentada nos "*set points*" ótimos relatados na Tabela 16 foi de 38,02%, enquanto o valor obtido no modelo de referência (Sanaye e Shirazi, 2013) foi de 37,77%, ou seja, uma diferença de 0,66%, o que corresponde a uma diferença percentual muito reduzida.

O custo total anual ($C_{total,anual}$) do sistema ITES obtido no modelo de referência foi equivalente a 1,418 MUS\$/ano, enquanto o valor encontrado no modelo desenvolvido foi de 1,065 MUS\$/ano para a mesma taxa de juros do ano de 2013. Uma vez que quanto maior a eficiência exergética que se deseja alcançar, maior será o custo de investimento do sistema, era esperado então que o valor do custo total anual para o modelo desenvolvido fosse ligeiramente superior, já que este teve um valor de eficiência exergética superior de 38,02%. Uma possível justificativa para que o custo total anual obtido no modelo desenvolvido tenha sido inferior se deve ao fato de que as correlações utilizadas para a obtenção dos coeficientes de transferência de calor convectivos dos trocadores tenham sido diferentes das correlações implementadas no modelo de referência, visto que o autor não informou quais foram as correlações utilizadas e nem os parâmetros dimensionais dos trocadores para a aplicação das correlações.

Sabe-se que essas correlações são fundamentais para a obtenção da área de troca térmica dos trocadores e a conseqüência disto é a influência direta no custo de capital destes equipamentos, uma vez que as funções de custo dos mesmos são dependentes das áreas de troca térmica, conforme demonstrado na Tabela 14. O período de retorno de investimento do sistema ITES obtido no modelo de referência foi de 3,39 anos, enquanto no modelo desenvolvido neste trabalho o valor encontrado foi de 4,04 anos. Esta diferença pode ser justificada pelo maior consumo de potência dos equipamentos encontrados no modelo desenvolvido, já que as potências dos equipamentos do modelo de referência não foram informadas, tão pouco os valores de eficiências adotados para o dimensionamento dos mesmos. Logo, sabe-se que um maior consumo de potência implica em maiores custos operacionais, o que irá impactar em um aumento no período de retorno, ou seja, no *"payback"*.

Por fim, o valor da emissão de CO₂ anual (*Emiss_{CO2}*) obtido no modelo de referência foi de 1,88 x 10⁶ kg enquanto para o modelo desenvolvido foi de 2,69 x 10⁶ kg. Esperava-se que o valor da emissão de CO₂ anual para o modelo desenvolvido fosse mais próximo ou inferior ao modelo de referência, já que este apresenta uma eficiência exergética ligeiramente superior. No entanto, sendo a emissão de CO₂ anual dada pelo produto do fator de emissão de CO₂ pelo consumo de energia elétrica anual, conforme foi descrito pela Equação 9, do item 2.5.4 deste trabalho, e baseado no valor do consumo anual de energia elétrica obtido no modelo de Sanaye e Shirazi (2013), que foi equivalente a 4,54 x 10⁶ kWh/ano, verifica-se que pode haver uma divergência do valor do fator de emissão de CO₂ fornecida pelo setor energético do Irã (0,968 kg/kWh), ou até mesmo no próprio valor de consumo de energia encontrado no modelo de referência. Ainda assim, a ordem de grandeza dos resultados obtidos no modelo desenvolvido e no modelo de referência demonstram coerência entre eles, ou seja, ambos estão elevados à sexta potência.

Diante dos esclarecimentos anteriores, pode-se concluir que o modelo desenvolvido apresenta um grau de confiabilidade aceitável.

6.2 Estudo de caso

A modelagem do sistema ITES desenvolvido neste trabalho, assim como a técnica de otimização, foram aplicadas ao edifício sede da Procuradoria Geral da República (PGR), que está localizado na cidade de Brasília-DF, região centro-oeste do Brasil.



Figura 30 – Foto aérea do edifício sede da PGR em Brasília-DF.

Segundo Barbosa (2013), a unidade da PGR é constituída por um conjunto de seis blocos, totalizando 70 mil m² de área, abrigando escritórios, auditórios, restaurante, serviços de apoio, áreas técnicas e estacionamentos.

A Figura 31 apresenta o perfil com a variação da demanda térmica do sistema de ar condicionado da PGR. Esse perfil, segundo Barbosa (2013), corresponde ao projeto de ar condicionado para uma condição típica de verão em Brasília, baseando-se na média do mês mais quente do ano, neste caso, o mês de janeiro.

Fonte: Google maps, 2017.



Figura 31 – Perfil de cargas térmicas do edifício sede da PGR para condição de verão em janeiro.

De acordo com Barbosa (2013), o perfil definido possui uma demanda característica de instalações públicas, *concentrada* no período de 8:00 às 22:00 horas, sendo este intervalo correspondente ao período de descarga do sistema, totalizando 14horas e atingindo valor máximo de 5.150 kW (1.464 TR) às 18:00 horas. O período de 23:00 às 7:00 horas corresponde ao período destinado ao carregamento dos tanques de gelo, totalizando um tempo de carregamento de 8 horas, intervalo este em que a demanda de carga térmica é nula. A integração do perfil dado pela Figura 32 leva a uma demanda energética diária total equivalente a 57.190 kWh, demanda que será entregue pelo sistema ITES. Conforme Sanaye e Shirazi (2013), levando-se em consideração que o sistema de climatização operando de forma convencional possui uma capacidade de mudança de carga de 25% em relação à sua carga nominal por etapa, resultará em uma produção de energia diária equivalente à 63.088 kWh. A distribuição de cargas térmicas representada na Figura 31, assim como a distribuição para o sistema operando de forma convencional, estão descritas no APÊNDICE A.

Os fluidos refrigerantes operacionais, primário e secundário, adotados para as simulações dos sistemas foram o R-134a e a solução de água/etileno-Glicol, conforme já descrito no item 5.1 deste trabalho. As condições do ambiente interno a ser climatizado seguem a faixa de conforto estipulada na seção 5 da ABNT NBR 16401-2 (2008), sendo

adotado 21°C para a temperatura de conforto, uma umidade relativa de 55% e pressão média de 89,41 kPa, conforme altitude local. Na Figura 32 estão representadas as condições climáticas registradas para Brasília no ano de 2016, conforme dados da Estação do Roncador-DF (OMM 83373). Estas condições são baseadas na distribuição das máximas temperaturas durante o ano segundo BDMEP.



Figura 32 – Curvas de distribuição das máximas temperaturas, umidade relativa e pressão para Brasília-DF no ano de 2016 conforme BDMEP.

Fonte: Elaborado pelo autor, 2017.

Portanto, a temperatura, a umidade relativa e a pressão do ambiente externo adotados para realização das simulações serão 28,53°C, 68,95% e 89,41kPa. Estes valores correspondem aos valores médios obtidos das curvas, representadas na Figura 32.

A resistência térmica total do módulo de armazenamento foi mantida a mesma utilizada no modelo de referência, ou seja, 1980 $m^2 K/kW$.

Neste trabalho, os custos operacionais foram avaliados do ponto de vista das modalidades tarifárias horo-sazonal azul e verde, em que os valores das tarifas de energia estão relacionados pela tabela A1, do anexo A, e correspondem ao ano vigente de 2017, conforme a concessionária CEB, responsável pela região onde está localizada a sede da PGR. Na Tabela 18, estão organizados os valores das tarifas de consumo e demanda para cada modalidade mencionada.

Tabela 16 – Talifas de consumo e demanda de energía em brasilia.						
	DEMANDA (R\$/kW)		C	ONSUMO	(R\$/kWł	า)
MODALIDADE			Ponta		Fora ponta	
	Ponta	Fora ponta	Seco	Úmido	Seco	Úmido
Horo-sazonal azul	37,77	12,63	0,73	0,73	0,50	0,50
Horo-sazonal verde	12,63		1,50	1,50	0,50	0,50

Fonte: Elaborado pelo autor, 2017.

Todos os parâmetros econômicos avaliados neste trabalho estão descritos na moeda norte americana, portanto, os valores das tarifas de energia descritos na Tabela 18 foram convertidos de reais para dólar sendo a cotação do dólar comercial americano (\$ 1,00), em setembro de 2017, equivalente a três reais e quatorze centavos (R\$ 3,14), conforme portal econômico da UOL.

O número de horas operacionais anuais para os ciclos de carga e descarga foram contabilizados, considerando a operação do sistema durante 5 dias da semana em todos os meses do ano, totalizando 1920 horas para o ciclo de carga e 3360 horas para o ciclo de descarga.

Para o cálculo do fator de recuperação de capital e, posteriormente, da taxa de custo de investimento e manutenção, foram considerados para o estudo de caso uma taxa de juros anual de 13,75%, conforme BCB. Já o tempo de vida aproximado do sistema foi aumentado, em relação ao modelo de referência, de 15 para 20 anos e o fator de manutenção foi mantido igual a 1,06, conforme Sanaye e Shirazi (2013). Finalmente, o fator médio anual de emissão de CO₂ aplicado neste estudo de caso foi de 0,065 $kg(CO_2)/kWh$, baseado na matriz energética brasileira, conforme descrito no item 2.5.4 deste trabalho.

As informações e dados descritos neste subitem foram parâmetros de entrada para o modelo matemático desenvolvido neste trabalho, obtendo, assim, os resultados descritos no subitem seguinte.

6.3 Discussão dos resultados obtidos

As simulações no modelo matemático foram realizadas a fim de se obter a curva de *Pareto* do sistema ITES, que contém o conjunto de soluções ótimas associando as funções eficiência exergética e taxa de custo de investimento total. Posteriormente, as técnicas de tomada de decisão *TOPSIS* e *LINMAP* foram aplicadas para a definição do ponto ótimo. Por fim, a análise do sistema ITES para a unidade da PGR foi realizada e comparada com o sistema operando de forma convencional, sem termoacumulação, seguindo a metodologia *Four E*.

Através da maximização da função objetivo eficiência exergética total (η_{II}) e da minimização da função taxa de custo total (\dot{C}_{total}), aplicando o método de otimização Nelder-Mead Simplex, as curvas de soluções ótimas de *Pareto* foram obtidas para a operação do sistema ITES nas modalidades tarifárias horo-sazonal azul e verde. Os pontos ótimos encontrados através dos métodos *TOPSIS* e *LINMAP* também foram obtidos e estão demonstrados conforme a Figura 33.



Figura 33 – Curvas de soluções ótimas de Pareto e seus pontos ótimos para as modalidades tarifárias horo-sazonal azul e verde pelos métodos TOPSIS e LINMAP.

Fonte: Elaborado pelo autor, 2017.

Pode-se observar, através da Figura 33, que os valores das eficiências exergéticas obtidas pelos métodos de tomada de decisão foram bem próximos, sendo de 61,72% para o método *TOPSIS* e 62,88% para o método *LINMAP*. Essa diferença menor que 2% se deve apenas à característica de cada método, uma vez que pelo método *LINMAP* a solução ótima é analisada apenas do ponto de vista da distância relativa à solução idealizada, enquanto pelo método *TOPSIS*, o coeficiente de proximidade, que define a distância em relação ao ponto ótimo, leva em consideração tanto a solução ideal, quanto a solução não ideal (Nadir).

Verificou-se também que as taxas de custo total para o sistema operando na modalidade tarifária horo-sazonal verde são inferiores à modalidade azul. Pelo método *TOPSIS* a taxa de custo total para a tarifa verde foi de 0,321 US\$/s e para a tarifa azul foi de 0,343 US\$/s, enquanto para o método LINMAP as taxas de custo para as modalidades tarifárias verde e azul foram de 0,343 US\$/s e 0,365 US\$/s, respectivamente. As menores taxas de custo total do sistema ITES operando na modalidade tarifária horo-sazonal verde se deve ao menor custo operacional do sistema, uma vez que as parcelas custo de capital, manutenção e penalização por emissão de CO₂ independem das tarifas de energia.

Outro detalhe importante que pode ser observado nas curvas de Pareto geradas é a oscilação das taxas de custo, mantendo-se quase constantes até a região onde se encontram as eficiências ótimas, em seguida, as inclinações dessas curvas aumentam progressivamente. Esse resultado mostra que, até a região onde se obteve o ponto ótimo das curvas, o sistema pode ter sua eficiência exergética melhorada com baixa taxa de aumento de custo de investimento total, e ultrapassando essa região, o mesmo aumento de

eficiência exergética será obtido com taxas de custo de investimento muito maiores, podendo tornar a implementação do sistema inviável do ponto de vista econômico.

Aplicando-se as taxas de custo total encontradas através da otimização e com base nas horas operacionais do sistema ITES durante um ano, chegou-se aos valores de custo total anual do sistema para ambas as modalidades tarifárias e também pelos dois métodos de tomada de decisão, conforme demonstrado pela Tabela 19.

Tabela 19 - Custo total anual do sistema ITES nas modalidades horo-sazonal azul e verde.

	LINMAP TOPSIS				
	Tarifa azul	Tarifa verde	Tarifa azul	Tarifa verde	
Custo total anual ITES [MUS\$/ano]	6,942	6,528	6,515	6,101	
Eficiência exergética [%] 62,88 61,72					
Fonte: Elaborado pelo autor, 2017.					

Mais uma vez, os resultados demonstrados pela Tabela 19 mostram que o sistema ITES operando na modalidade horo-sazonal verde teve viabilidade maior, proporcionando uma economia de 0,414 milhões de dólares por ano, em relação à operação do sistema na

modalidade azul, para os dois métodos de tomada de decisão.

Observando-se ainda os resultados da Tabela 19, comparando os dois métodos de tomada de decisão, verificou-se que a diferença de 1,16% entre os valores de eficiência exergética obtidas em cada método é pequena e pouco afetaria no desempenho termodinâmico do sistema, se comparada à diferença entre os custos totais anuais obtidos na modalidade tarifária verde por exemplo, que foi de 0,427 milhões de dólares por ano, uma quantia considerável do ponto de vista econômico. Portanto, adotou-se o ponto ótimo de projeto obtido pelo método *TOPSIS*, onde os parâmetros (*set points*) ótimos encontrados para a operação do sistema ITES estão demonstrados na Tabela 20.

Tabela 20 - Set points d	ótimos de operação do sistema ITES.
Parâmetros	Valores ótimos obtidos
T_3	3,87 °C
T_{4}	11,96 °C
T _{Tana}	-3,35 °C
T_{evap}	-4,35 °C
T_{cond}	35,14 °C

Fonte: Elaborado pelo autor, 2017.

Baseado nos parâmetros de projeto ótimos descritos na Tabela 20, resultado da otimização do sistema ITES, as características energéticas obtidas foram comparadas às características do sistema operando no modo convencional, sem termoacumulação. Estes resultados estão demonstrados pela Tabela 21.

Consumos de potência em kW	ITES	Convencional
Ventilador da UTA	1488,43	1545,34
Bomba de descarga	221,28	101,97
Compressor	1612,53	1316,71
Bomba da torre de resfriamento	212,79	36,36
Ventilador da torre de resfriamento	139,26	40,41
Potência total	3674,29	3041,29
СОР	4,442	3,422

Tabela 21 – Consumos de potência e performance dos sistemas ITES e Convencional.

Fonte: Elaborado pelo autor, 2017.

Diante dos resultados descritos pela Tabela 21, observa-se que os maiores consumidores de potência para ambos os sistemas, ITES e Convencional, são justamente os compressores e as unidades de tratamento de ar, onde, para o sistema operando com termoacumulação, as potências do compressor e da UTA foram de 1612,53 kW e 1488,43 kW, respectivamente, enquanto para a operação convencional, as potências do compressor e da UTA foram de 1316,71 kW e 1545,34 kW, respectivamente. Estes resultados obtidos justificam a principal finalidade do sistema ITES, que é o de deslocar demanda energética, pois se os consumos de potência dos equipamentos do ciclo de carga fossem muito baixos em relação aos equipamentos do ciclo de descarga, a implementação do sistema ITES não seria viável para a separação entre os processos de geração e consumo da carga de resfriamento do empreendimento.

Outra observação importante que pode ser feita a partir dos resultados da Tabela 21 é que, com exceção das unidades de tratamento de ar, todos os demais equipamentos do sistema ITES consomem uma maior quantidade de potência se comparados aos consumos do sistema convencional, sendo o consumo total de potência do sistema ITES igual a 3674,29 kW e do sistema convencional igual a 3041,29 kW. Estes resultados podem ser explicados pelos diferentes tempos de geração da carga de resfriamento entre os sistemas, já que no sistema operando de forma convencional, o tempo de geração e consumo da carga térmica é o mesmo, ou seja, 14 horas. A carga média é menor se comparada ao sistema ITES, que leva 8 horas para acumular toda a carga térmica que será consumida posteriormente, ou seja, os equipamentos de geração do sistema ITES serão dimensionados para uma carga média maior. De forma prática, ou o sistema ITES irá operar com uma maior quantidade de chillers, mantendo sua capacidade nominal, ou com a mesma quantidade de chillers, porém, com capacidades superiores às do sistema convencional. Conforme já foi dito, observa-se que o consumo de potência da UTA do sistema convencional, que foi de 1545,34 kW, é superior ao consumo de potência da UTA do sistema ITES, que foi de 1488,43 kW. Uma vez que estes equipamentos apresentam o mesmo tempo operacional, a maior potência consumida pela UTA do modo convencional

ocorreu devido à maior carga energética diária fornecida pelo sistema convencional, que foi de 63.088 kWh, dado que os chillers podem modular sua carga apenas em 25% em relação à sua carga nominal.

Outro resultado interessante, também observado na Tabela 21, está relacionado às performances dos dois sistemas. Enquanto no sistema ITES o COP foi de 4,442, o valor do COP alcançado pelo sistema convencional, para as mesmas condições de projeto, foi de 3,422. A melhor performance do sistema ITES se deve, principalmente, à operação noturna dos equipamentos do ciclo de carga, que é favorecido pelas menores temperaturas do permitindo assim, uma temperatura de condensação ambiente. mais baixa, consequentemente, um melhor desempenho dos compressores. Outro fator, que também pode contribuir para a melhor performance do sistema ITES, se deve à operação contínua e em carga plena dos chillers durante a fabricação da reserva de gelo.

As irreversibilidades dos sistemas ITES e convencional também foram comparadas a partir dos resultados da otimização. Na Tabela 22 estão relacionados os valores de destruição de exergia para ambos os sistemas, assim como suas eficiências exergéticas totais.

Exergia destruída em kW	ITES	Convencional
Unidade de tratamento de ar (UTA)	15,17	16,73
Tanque de armazenagem de gelo	153,29	-
Evaporador	24,77	14,88
Condensador	151,47	361,71
Compressor	307,55	239,54
Válvula de expansão	230,82	237,73
Torre de resfriamento	523,62	356,73
Destruição total de exergia	1406,69	1227,12
Eficiência exergética total	61,72%	59,65%
Fonte: Elaborado pel	o autor 2017	

Tabela 22 – Exergia destruída e eficiências exergéticas dos sistemas ITES e Convencional.

Fonte: Elaborado pelo autor, 2017.

Diante dos resultados obtidos e relacionados na Tabela 22, observa-se que a destruição de exergia total do sistema ITES de 1406,69 kW foi superior à destruição de exergia total do sistema convencional, que foi de 1227,12 kW. Esse resultado era esperado, uma vez que o sistema ITES apresenta maiores consumos de potência, maiores fluxos de massa dos fluidos que transportam energia e, também, devido à destruição de exergia no tanque de armazenamento de gelo, que foi de 153,29 kW, consistindo em mais uma fonte de destruição de exergia em relação ao sistema convencional. Outro aspecto interessante observado foi a maior destruição de exergia no condensador do sistema convencional, de 361,71 kW, em relação à exergia destruída no condensador do sistema ITES, que foi de 151,47 kW. Esse resultado pode ser conseqüência da maior temperatura de condensação do sistema operando no modo convencional, onde a variação das taxas de exergia de entrada e saída para o volume de controle do condensador foram superiores.

As eficiências exergéticas totais para os sistemas ITES e Convencional foram de 61,72% e 59,65%, respectivamente. Nota-se que seus valores foram bem próximos, remetendo-se a conclusão de que a principal finalidade do sistema de termoacumulação não está na melhoria da eficiência do processo de climatização, mas no gerenciamento da demanda energética através do deslocamento da mesma, aliado às características do sistema de tarifação de cada localidade, alcançando-se, assim, maiores economias do ponto de vista operacional. O sistema ITES apresentou uma eficiência exergética ligeiramente superior à eficiência exergética do sistema convencional, mesmo apresentando uma maior taxa total de destruição de exergia. Esse fato pode ser explicado pela relação dada pela Equação 77, pois, a razão entre a taxa de destruição de exergia total e a potência total entregue para cada sistema foi menor no modo de operação com termoacumulação.

Outros resultados obtidos da otimização foram os consumos de energia elétrica e as quantidades de emissões de CO₂ para os sistemas ITES e convencional por um período de um ano. Estes resultados estão demonstrados pela Tabela 23.

	ITES	Convencional
Consumo de eletricidade total anual (kWh/ano)	1,063 x 10 ⁷	1,200x10 ⁷
Emissão de CO ₂ total anual (kg/ano)	691.164	780.100

Tabela 23 – Eletricidade consumida e emissões de CO2 dos sistemas ITES e Convencional.

Fonte: Elaborado pelo autor, 2017.

Como pode ser observado na Tabela 23, o consumo de eletricidade do sistema ITES no período de um ano foi de 1,063 x 10⁷ kWh, enquanto o sistema convencional consumiu 1,2 x 10⁷ kWh. O sistema ITES proporcionou uma redução no consumo de eletricidade de aproximadamente 11%. Essa economia se deve ao maior coeficiente de performance dos chillers do sistema ITES, demonstrado pela Tabela 21 e pelo fato da carga térmica de resfriamento produzida e armazenada nos tanques de termoacumulação ser exatamente a carga consumida durante o processo de climatização.

Os efeitos da variação das condições climáticas ao longo do ano, do ponto de vista do consumo de eletricidade, para ambos os sistemas, puderam ser observados e estão representados conforme a Figura 34. Os mesmos foram baseados nas curvas de distribuição de temperatura, umidade relativa e pressão da localidade onde se encontra a unidade da PGR, representadas pela Figura 32.



Figura 34 – Consumos de eletricidade ao longo do ano para os sistemas ITES e convencional.

Fonte: Elaborado pelo autor, 2017.

Observando-se a Figura 34, fica claro o efeito da mudança das condições climáticas na operação dos sistemas ao longo do ano. É notório que ambos os sistemas, ITES e convencional, apresentaram seus maiores consumos de eletricidade entre os períodos de outubro a março, coincidindo com os períodos de maiores temperaturas e precipitação em Brasília-DF. Comparando a Figura 32 com os resultados obtidos na Figura 34, verifica-se que o efeito da variação da umidade relativa do ar no consumo elétrico dos sistemas é maior que o efeito da variação de temperatura. O mês de janeiro, por exemplo, teve uma média de temperatura máxima de 26,91°C que foi 9,6% menor do que a média das temperaturas máximas no mês de fevereiro, 29,78°C. No entanto, a umidade relativa média no mesmo mês de janeiro foi de 86,42%, enquanto no mês de fevereiro foi de 73,23%, ou seja, o mês de janeiro apresentou um percentual de umidade relativa de 15,26% maior que o mês de fevereiro. A conseqüência da maior umidade relativa do ar no mês de janeiro, mesmo com uma menor temperatura em relação ao mês de fevereiro, foi um maior consumo de eletricidade, tendo o sistema ITES consumido em janeiro 5,23% de eletricidade a mais do que no mês de fevereiro, enquanto o sistema convencional consumiu em janeiro 1% a mais de eletricidade, em relação ao mês de fevereiro. O mês de agosto para o ano de 2016 foi o mês de menor consumo médio de eletricidade nos dois sistemas, sendo o consumo médio do sistema ITES em torno de 8,28 x 10⁵ kWh e do sistema convencional por volta de 9,69 x 10⁵ kWh, resultado este que também é característico da melhor performance operacional dos chillers, devido às menores médias de temperatura e, principalmente, de umidade registrados naquele mês, sendo seus valores iguais à 29,08°C e 49,03%, respectivamente.

Diante dos resultados obtidos da Tabela 23 e da Figura 34, foi verificado que o menor consumo de eletricidade do sistema ITES proporcionou uma redução nas emissões anuais de CO₂ de aproximadamente 11%, ou seja, a operação com reserva térmica de gelo deixa de despejar cerca de 88,94 toneladas de CO₂ na atmosfera, anualmente.

Conforme já discutido, o sistema ITES apresentou as menores taxas de custo total, operando na modalidade tarifária horo-sazonal verde. Logo, as parcelas anuais de custo operacional na modalidade verde, custo de capital mais manutenção e custo de penalização por emissão de CO₂ foram obtidas e comparadas às mesmas parcelas do sistema convencional. Estes valores estão demonstrados na Tabela 24.

Tabela 24 – Custos totais anuais dos sistemas ITES e Convencional.					
Custos US\$/ano	ITES	Convencional			
Custo operacional	4.686.525	5.766.225			
Custo de capital mais manutenção	1.394.067	1.019.635			
Custo penalização por emissão de CO ₂	20.735	23.403			
Custo total anual dos sistemas	6.101.327	6.809.263			

Fonte: Elaborado pelo autor, 2017.

Observa-se pelos resultados obtidos na Tabela 24 que o custo operacional do sistema convencional, que foi de 5.766.225 US\$/ano, é superior ao custo operacional do sistema ITES, que foi de 4.686.525 US\$/ano. A diferença de custos operacionais entre os sistemas, que chegou a 1.079.700 US\$/ano, se deve, principalmente, à maior potência instantânea consumida durante o horário de ponta no modo de operação convencional. Já em relação aos custos de capital mais manutenção, o sistema ITES apresentou um custo de 1.394.067 US\$/ano, enquanto o sistema convencional chegou a um valor inferio, de 1.019.635 US\$/ano. O valor de aproximadamente 374.432 US\$/ano a mais de investimento de capital mais manutenção no sistema ITES pode ser justificado pelo custo de aquisição e manutenção do tanque de armazenamento de gelo, já que este apresentou uma grande capacidade de estocagem, 578,9 m³, sobretudo pela necessidade de se operar com uma maior quantidade de *chillers*, ou com *chillers* de maior capacidade.

Os custos de penalização por emissão de CO₂ na atmosfera com a operação dos sistemas ITES e convencional foram de 20.735 US\$/ano e 23.403 US\$/ano, respectivamente. Nota-se que essa parcela do custo total é muito inferior se comparada aos custos operacionais e de capital mais manutenção para cada sistema. Isto pode ser justificado pelo baixo valor estimado do custo da tonelada de CO₂ emitida, 30 US\$/ton no Brasil, uma vez que a política de precificação de emissões no país ainda não foi definida, sendo apenas uma estimativa, conforme descrito no item 5.3 deste trabalho. A operação com o sistema ITES permitiu uma economia de custo com emissão de CO₂ de

aproximadamente 2.668 US\$/ano, visto que este deixa de despejar na atmosfera 88,94 toneladas de CO₂ anualmente, conforme já apresentado. Portanto, esta parcela de custo poderá ser impactante em relação aos custos totais, nos países em que a matriz energética tenha seus pilares nas termoelétricas.

Finalmente, os períodos de retorno de investimento (*payback*) para a implementação do projeto de um sistema ITES foram obtidos tanto para a operação na estrutura tarifária horo-sazonal azul quanto verde. No modelo tarifário azul, o payback obtido foi de 6,53 anos, enquanto no modelo tarifário verde foi de 3,34 anos. O retorno de investimento mais rápido obtido pelo sistema ITES operando na modalidade verde se deve ao seu menor custo de investimento total anual, que foi de 6,101 MUS\$/ano, enquanto para a operação na modalidade azul foi de 6,515 MUS\$/ano.

7 CONCLUSÕES

Conforme os objetivos propostos neste trabalho, o modelo de um sistema de climatização com armazenamento de energia térmica fria (ITES) foi desenvolvido e otimizado, no qual os parâmetros de projeto ótimos foram obtidos e a metodologia *Four E analysis* foi utilizada para compará-lo ao sistema operando de forma convencional, ou seja, sem termoacumulação. Um estudo de caso foi aplicado, onde o conjunto de prédios que constituem a unidade da Procuradoria Geral da República (PGR) foi utilizado para a obtenção e comparação dos resultados deste trabalho, de onde foi possível chegar às seguintes conclusões.

Das duas metodologias de tomada de decisão aplicadas para a escolha do ponto ótimo neste trabalho, a *TOPSIS* foi a escolhida, pois observou-se que os custos totais obtidos por este método de tomada de decisão são consideravelmente inferiores aos custos totais obtidos na metodologia LINMAP, chegando a uma economia de 427.000 US\$/ano, sendo que a diferença de eficiência exergética entre as metodologias foi muito baixa, em torno de 1,16%. Contudo, nem sempre a metodologia *TOPSIS* será a melhor empregada, dependendo da característica de cada projeto e também do peso ou importância de cada uma das funções objetivo estudadas. Portanto, o ideal é que para este tipo de análise, os dois métodos de tomada de decisão sejam aplicados e posteriormente o melhor seja escolhido.

A partir dos resultados obtidos foi verificado que os maiores consumidores de potência do sistema ITES são o compressor (1612,53 kW) e a UTA (1488,43 kW). Assim, conclui-se que esta característica é fundamental para a viabilidade operacional do sistema com termoacumulação, já que a sua principal finalidade é a separação entre os períodos de geração e consumo da carga térmica de resfriamento, uma vez que o deslocamento de uma demanda muito baixa de potência dos equipamentos do ciclo de carga não justificaria o investimento com o sistema ITES.

Das performances obtidas nos sistema ITES e convencional, que foram de 4,442 e 3,422, respectivamente, conclui-se que o sistema ITES com estratégia de armazenamento total deverá apresentar sempre melhores resultados, primeiro, pelo fato da geração de reserva térmica poder ser realizada durante o período noturno, favorecendo os compressores e, segundo, pelo fato da operação dos *chillers* ocorrerem em carga plena e contínua, entregando exatamente a carga requerida.

As eficiências exergéticas totais para os sistemas ITES e Convencional foram muito aproximadas, de 61,72% e 59,65%, consecutivamente. A partir deste resultado, pode-se concluir que a principal finalidade do sistema de termoacumulação não está na melhoria da eficiência do processo termodinâmico de climatização, mas sim no gerenciamento mais

eficiente da demanda energética, aliado às características do sistema de tarifação de cada localidade. No entanto, a análise exergética dos sistemas se mostrou necessária para a identificação dos pontos de maior irreversibilidade, para que melhorias na concepção do projeto destes sistemas possam ser executadas.

Para as características do clima regional, verificou-se que o mês de janeiro foi o período de maior consumo dos sistemas, 0,96 x 10⁶ kWh para o ITES e 1,02 x 10⁶ kWh para o convencional, enquanto, o mês de agosto foi o mês de menor consumo, sendo 0,83 x 10⁶ kWh para o ITES e 0,97 x 10⁶ kWh para o convencional. Todavia, a diferença entre as médias de temperaturas máximas registradas para os meses de janeiro, 26,91°C e agosto, 29,08°C foi muito pequena se comparada à diferença entre as umidades relativas registradas para estes dois meses, que foram de 86,42% para o mês de janeiro e 49,03% para agosto. Isto nos leva a concluir que para as condições do clima local, o efeito da variação de umidade relativa no consumo de eletricidade dos sistemas é muito mais significativo que o efeito da variação de temperatura, o que talvez em regiões de climas desérticos o contrário deste efeito pode ocorrer.

O menor consumo de eletricidade anual do sistema ITES, que foi de 1,063 x 10^7 kWh/ano em relação ao sistema convencional, 1,2 x 10^7 kWh/ano, permitiu uma redução nas emissões de CO₂ de cerca de 88,94 toneladas ao ano. Esta redução garantiu uma economia no custo com emissão de CO₂ de aproximadamente 2.668 US\$/ano. Por conseguinte, pode-se concluir que a operação do sistema ITES garante um grande benefício ambiental, porém, baseado na estimativa de precificação atual da tonelada de CO₂ no Brasil, esta característica ainda é pouco estimulante economicamente. Mas, em países em que a matriz energética tenha seus pilares nas termoelétricas, o sistema ITES se mostra bastante interessante como solução ambiental com ganho econômico.

Para o estudo de caso aplicado neste trabalho em que a estratégia de armazenamento empregada foi a total, o *payback* para a implementação do projeto de um sistema ITES operando na modalidade tarifária horo-sazonal verde foi de 3,34 anos, se mostrando mais viável em relação à modalidade azul, que foi de 6,53 anos, para uma vida útil total de 20 anos. O investimento total anual para o sistema operando na modalidade verde foi de 6,101 MUS\$/ano, enquanto para a operação na modalidade azul foi de 6,515 MUS\$/ano. Logo, não se pode concluir que a modalidade tarifária verde será sempre a melhor empregada, pois no caso da operação em regime parcial, embora os *chillers* possam trabalhar em conjunto com o tanque de gelo, portanto consumindo uma potência instantânea menor, estes irão operar em períodos iguais de carga e descarga, em condições de temperatura ambiente mais crítica, podendo consumir uma maior quantidade de energia. Por isso, mesmo que o custo da tarifa de demanda no horário de ponta para a modalidade azul seja

superior à verde, seu valor de tarifa de consumo é inferior, podendo trazer maior economia neste caso. Fica claro então, a importância das simulações dos modelos matemáticos, admitindo diferentes associações de condições climáticas, estratégias de operação e modelos tarifários, aplicando a otimização para a obtenção das melhores condições em cada localidade, permitindo visualizar o melhor projeto a ser implementado.

7.1 Sugestões para trabalhos futuros

- Realizar um estudo com foco em controle automatizado dos parâmetros de projeto ótimos, a fim de se obter uma melhor performance do sistema, verificando a sensibilidade destes parâmetros às mudanças de temperatura, umidade e da carga térmica exigida e averiguando os benefícios, principalmente, econômicos do controle.
- Simular o sistema de termoacumulação do estudo de caso deste trabalho operando com estratégia de armazenamento parcial, verificando a possibilidade da redução nos custos de investimento total, assim como verificar qual a melhor modalidade tarifária a ser implementada para tal estratégia.
- Analisar a performance do sistema utilizando o fluido refrigerante HFO-1234yf como substitutos do R-134a, verificando a estratégia de operação e o tipo de armazenamento (gelo ou água) que melhor se adaptaria à modificação.
- Simular o funcionamento do sistema de termoacumulação em outros cenários, de diferentes taxas de ocupação e arquitetura nacional.
- Verificar a influência da variação da resistência térmica do módulo de armazenamento para outros tipos de configuração de estocagem de gelo.

REFERÊNCIAS

AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA. **Tarifas de fornecimento de energia** elétrica. ANEEL, Brasília, 2005.

ALPINA-CALMAC. **Equipamentos de frio S/A.** Disponível em: https://www.coligado.com.br/empresa/alpina-calmac-equipamentos-de-frio-s-a. Acesso em: 02 de outubro, 2017.

AMERICAM CONFERENCEOF GOVERNMENTAL INDUSTRIAL HYGIENISTS - ACGIH. A manual of recommended practice. **Industrial Ventilation Inc.** 23th Edition, Ohio, 1998.

ARCURI, B.; SPATARU, C.; BARRETT, M., Evaluation of ice thermal energy storage (ITES) for commercial buildings in cities in Brazil, **Sustainable Cities and Society**, v. 29, p.178 - 192, 2017.

ASHRAE. Energy standard 90.1-2001 for buildings. **American Society of Heating**, **Refrigeration and Air Conditioning Engineers**, **Inc**. Atlanta, USA, 2001.

ASHRAE. Ventilation for acceptable indoor air quality 62.1-2004 for buildings. American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Inc. Atlanta, USA, 2004.

ASHRAE, Chapter 18. (2009a). Nonresidential cooling and heating load calculations, fundamentals handbook. **American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Inc.** Atlanta, USA, 2009.

ASHRAE, Chapter 39. (2008a). Cooling towers, HVAC systems and equipment handbook. **American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Inc**. Atlanta, USA, 2008.

ASHRAE, Chapter 42. (2008b). Líquid chilling systems, HVAC systems and equipment handbook. **American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Inc.** Atlanta, USA, 2008.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 6401:** Instalações centrais de ar- condicionado para conforto – Parâmetros básicos de projeto, 1980.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR16401-1:** Instalações de arcondicionado – Sistemas centrais e unitários, Parte 1 – Projetos das instalações, 2008.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR16401-2:** Instalações de arcondicionado – Sistemas centrais e unitários, Parte 2 – Parâmetros de conforto térmico, 2008.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR16401-3:** Instalações de arcondicionado – Sistemas centrais e unitários, Parte 3 – Qualidade do ar interior, 2008.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE REFRIGERAÇÃO, AR CONDICIONADO, VENTILAÇÃO E AQUECIMENTO - ABRAVA. **O uso do ar condicionado e o consumo de energia elétrica.** Disponível em:< http://abrava.com.br/?p=11091>. Acesso em: 26 de dezembro, 2017.

BANCO CENTRAL DO BRASIL - BCB. **Relatório da administração RA-2016.** Disponível em: http://www.bcb.gov.br/Pre/Surel/RelAdmBC/2016/RA2016.html#ss2Acesso e https://www.bcb.gov.br/Pre/Surel/RelAdmBC/2016/RA2016.html#ss2Acesso e

BARBOSA, Fellipe Fernandes. **Análise computacional de central de água gelada com tanque de termoacumulação.** 2013. 98f. Projeto de conclusão de curso (graduação). Universidade de Brasília - UnB, Faculdade de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, Brasília, 2013.

BEJAN, Adrian. **Advanced engineering thermodynamics,** 4th Edition, North Carolina, USA: Duke University, John Wiley and Sons Inc, 2016. 792p.

BEJAN, A.; TSATSARONIS, G.; MORAN, M. **Thermal design and optimization**. New York, USA: John Wiley and Sons Inc, 1996. 558p.

BELLMAN, R. **Dynamic programming**, New Jersey, USA: Princeton University Press, 1957. 392p.

BRASIL. Decreto-Lei n. 10.295, de 17 de outubro de 2001. Dispõe sobre a política nacional de concervação e uso racional de energia. **Diário Oficial da União**, Brasília, 18 out. 2001. Disponível em: http://www.planalto.gov.br/ccivil_03/leis/leis_2001/L10295.htm Acesso em: 15 set. 2017.

CARRIER CORP, **Encapsulated ice storage**: Technical bulletin, Syracuse, New York- USA, 1990.

CARVALHO, F., D. (1999). **Instalações elevatórias bombas**, 6.ed. Belo Horizonte: Fumarc - Fundação Mariana Resende Costa, 1999. 356p.

CASTRO, Rodrigo Evangelista. **Otimização de estruturas com multi-objetivos via algoritmo genético de Pareto.** 2001. 202f. Tese (Doutorado) - Universidade Federal do Rio de Janeiro – UFRJ, Coordenação dos Programas de Pós-Graduação de Engenharia -COPPE, Rio de Janeiro, 2001.

ÇENGEL, Y. A. ; BOLES, M. A. **Thermodynamics**: An engineering approach, 7th Edition, New York, USA: Mcgraw-Hill, 2013. 674p.

CHEN, H. J.; WANGS, D. W. P.; CHEN, S. L. Optimization of an ice-storage air conditioning system using dynamic programming method. **Apllied Thermal Engineering**, v.25, n.2, p. 461-472, may 2005.

COMO será o mercado de carbono do Brasil, que foi adiado para 2017: País adiou para 2017 decisão sobre implementação de mecanismo doméstico de compra e venda de emissões, que tem entre seus desafios o desinteresse do setor privado. **Observatório do Clima**. São Paulo, 6 jul. 2015. Disponível em http://www.observatoriodoclima.eco.br/comosera-o-mercado-de-carbono-do-brasil/. Acesso em: 04 de agosto de 2017.

COMPANHIA ENERGÉTICA DE BRASÍLIA - CEB. **Tarifas horo-sazonal azul e verde 2017.** Disponível em: http://www.ceb.com.br/index.php/tudo-sobre-a-conta-de-luz/370-tudo-sobre-a-conta-de-luz. Acesso em: 17 novembro, 2017.

CORREIA, Aldina Isabel de Azevedo. **Métodos de pesquisa direta:** Otimização não linear. 2010. 334f. Tese (Doutorado) – Universidade de Trás-os-Montes e Auto Douro, Escola de Ciências e Tecnologia, Programas de Pós-Graduação em Matemática, Portugal, Vila Real, 2010.

CORTINOVIS, G. F.; PAIVA, J. L.; SONG, T. W.; PINTO, J. M. A systemic approach for optimal cooling tower operation. **Energy Conversion And Management**, v.50, n.9, p. 2200-2209, sep. 2009.

DEB, Kalyanmoy. **Multi-objective optimization using evolutionary algorithms**, Hoboken: Wiley & Sons, 2001. 517p.

DINÇER, I. On thermal energy storage systems and applications in buildings, **Energy and Buildings**, v.34, n.4, p. 377-388, may 2002.

DINÇER, I.; ROSEN, M. A. **Thermal energy storage**: Systems and applications, 2nd Edition, London: John Wiley and Sons Inc, 2011. 621p.

DOMBROSKY, Robson Fernandes. Eficientização de um sistema de climatização aeroportuário a partir do uso da termoacumulação. 2012. 118f. Dissertação (mestrado). Universidade do Vale do Rio dos Sinos - UNISINOS, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, São Leopoldo, 2012.

DORGAN, C. E.; ELLISON, J. S. **Design guide for cool thermal storage**, ASHRAE, Atlanta, 1993.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA - EPE. Estudo da eficiência energética: Consumo de energia no Brasil – **Análises Setoriais.** Rio de Janeiro, junho, 2014.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA - EPE. **Relatório final do balanço energético nacional (BEN-2016).** Disponível em: http://www.mme.gov.br/web/guest/publicacoes-e-indicadores/balanco-energetico-nacional>. Acesso em: 17 de abril, 2017.

HABEEBULLAH, B. A., Economic feasibility of thermal energy storage systems, **Energy and Buildings**, v.39, n.3, p. 355-363, Mar 2007.

HAJABDOLLAHI, Z.; et al. Thermo-economic environmental optimization of organic Rankine cycle for Diesel waste heat recovery, *Energy*, v.63, p. 142-151, Dec 2013.

HEIDARI, M.; RAHDAR, M. H.; ATAEI, A.; CHOI, J-K., Modeling and optimization of R-717 and R-134a ice thermal energy storage air conditioning systems using NSGA-II and MOPSO algorithms. **Applied Thermal Engineering**, v. 96, p.217-227, Mar 2016.

HENZE, G. P. Parametric study of a simplified ice storage model under conventional and optmal control strategies. **J Sol Energ Engineering.** v.125, p. 2-12, Jan 2003.

HUMPHERYS, K. K.; KATTELL, S., **Basic cost engineering**, New York, USA: Maercel Dekker, 1981.

IHM, P.; KRARTI, M.; HENZE, G. P. Development of a thermal energy storage model for energy plus, **Energy and Buildings**, v.36, n.8, p. 807-814, Aug 2004.

INCROPERA, F. P.; De WITT, D. P. **Fundamentals of heat and mass transfer**, 5th Edition, Indiana, USA: John Wiley and Sons, Inc, 2002. 696p.

INCROPERA, F. P.; DeWITTE, D. P. **Transferência de calor e de massa,** 5.ed. Rio de Janeiro: LTC, 2003. 698p.

INSTITUTO NACIONAL DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA. O novo mercado de serviços de eficiência energética no Brasil. Rio de Janeiro: INEE, 1997, 49p.

INSTITUTO NACIONAL DE METEOROLOGIA - INMET. **Dados históricos meteorológicos 2016.** Disponível em: http://www.inmet.gov.br/portal/index.php?r=bdmep/bdmep. Acesso em: 20 de julho, 2017.

KAKAÇ, S.; LIU, H.; PRAMUANJAROENKIJ, A. **Heat exchangers**: Selection, rating and thermal design, 3th Edition, Boca Raton: Taylor and Francis Group, 2012. 605p.

KENNEDY, J.; EBERHART, R. C., Particle swarm optimization. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON NEURAL NETWORKS, 1995, Perth, Australia, p.1942–1948. v1.

KLEIN S. A. EES-Engineering equation solver. F-Chart Software, versão 10, 2016.

KOTAS, T. J. **The exergy method of thermal plant analysis**, Flórida USA: Krieger Publishing Company, 1995. 298p.

KOZIEL, S.; MICHALEWICZ, Z. Evolutionary algorithms, homomorphous mappings, and constrained parameter optimization. **Evolutionary Computation**, Cambridge, v.7, n.1, p. 19-44, 1999.

LEWIS, R.; TORCZON, V.; TROSSET, M. Direct search methods: then and now. **J. Comput. Appling Mathematical**. v.124, n.1, p.191-207, Dec 2000.

LI, Y.; LIAO, S.; LIU, G. Thermo-economic multi-objective optimization for a solar-dish Brayton system using NSGA-II and decision making, **Electrical Power and Energy Systems**, v. 64, p. 167-175, Jan 2015.

MACPHEE, D., DINÇER, I. Performance Assessment of Some Ice TES Systems. International Journal of Thermal Sciences, v.48, n.12, p.2288-2299, Dec 2009.

MCQUISTON, F. C., PARKER, J. D., SPITLER, J. D. **Heating, ventilating and air conditioning analysis and design**, 6th Edition, New York USA: Wiley and Sons, Inc, 2005. 623p

MARTINS, M. V. L.; FILHO, G. L. T.; ASTORGA, O. A. M.; SILVEIRA, J. L. Proposição de um indicador de poluição para usinas hidrelétricas: **ABRH-Associação Brasileira de Recursos Hídricos**. *XX Simpósio Brasileiro de Recursos Hídricos*. Bento Golçalves/RS, 2013.

MATOS, Rudmar Serafim. *Climatização*. Apostila da disciplina de Refrigeração e Climatização. Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Paraná -UFPR, Curitiba, 2011.

MINISTÉRIO DA CIÊNCIA E TECNOLOGIA - MCT. Fator médio de emissão de CO2 do Sistema Interligado Nacional – SIN. Disponível em: http://www.mct.gov.br/index.php/content/view/321144.html#ancora Acesso em: 17 de abril, 2017.

NELDER, J. A.; MEAD, R. **A simplex method for function minimization.** Cambridge Churchil College, 1965.

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

NELLIS, G.; KELIN, S. (2012). **Thermodynamics.** New York, USA: Cambridge University, 2012. 1072p.

OSKOUNEJAD, M. M., Engineering economy. Tehran Polytechnic, 2006.

OTAM Ventiladores industriais e Soler & Palau. **Manual técnico 2013.** Disponível em: http://solerpalau.hospedagemdesites.ws/files/media/Manual%20Tecnico.pdf> em: 18 de março 2017.

OULD DIDI, M. B.; KATTAN. N.; THOME, J. R. Prediction of two-phase pressure gradients of refrigerants in horizontal tubes. **International Journal of Refrigeration**, v. 25, n.7, p.935-947, Nov 2002.

PAKSOY, H. O. **Cooling in all climates with thermal energy storage annex 14**, General state-of-the –art report: Subtask 1, 2003.

PAMPLONA, E. O.; MONTEVECHI, L. A. B. Engenharia econômica I, Apostila, 2006.

PANJESHAHI, M. H.; ATAEI, A. Application of an environmentally optimum cooling water system design in water and energy conservation, **International Journal of Environ Sciences Technology**, v.5, n.2, p. 251-262, June 2008.

RAHDAR, M. H.; EMAMZADEH, A.; ATAEI. A. A comparative study on PCM and ice thermal energy storage tank for air-conditioning systems in office buildings, **Applied Thermal Engineering**, v. 96, p.391-399, Mar 2016.

RAMIREZ, J. A.; CAMPELO, F.; GUIMARÃES, F. G.; TAKAHASHI, R. H. C. Notas de aula de otimização. Departamento de Engenharia Elétrica da Universidade Federal de Minas Gerais - UFMG, Belo Horizonte, 2011.

RISMANCHI, B. et al. Energetic, economic and environmental benefits of utilizing the ice thermal storage sistems for office building applications, **Energy and Buildings**, v. 50, p. 347-354, July 2012.

ROOSEN, P.; UHLENBRUCK, S., LUCAS, K. Pareto optimization of combined cycle power system as a decision support tool for trading off investiment vs operating costs, **International Journal of Thermal Sciences**, v.42, n.1, p.553-560, Jan 2003.

ROSEN, M A.; DINCER, I.; PEDINELLI, N.; Thermodynamic performance of ice thermal energy storage systems. **Journal Energy Resource Tech**. v.122, p. 205-211, Nov 2000.

SAITO, A. Recent advances in research on cold thermal energy storage. **International Journal of Refrigeration**. v.25, n.2, p.177-189, Mar 2002.

SANAYE, S., HEKMATIAN. M. Ice thermal energy storage (ITES) for air-conditioning application in full and partial load operating modes, **International Journal of Refrigeration**, v. 66, p.181-197, June 2016.

SANAYE, S., SHIRAZI. A. Four E analysis and multi-objective optimization of an ice thermal energy storage for air-conditioning applications, **International Journal of Refrigeration**, v. 36, n.3, p. 828-841, May 2013.

SAYYAADI, H.; MEHRABIPOUR, R. Efficiency enhancement of a gas turbine cycle using an optimized tubular recuperative heat exchanger, **Energy**, v.38, n.1, p. 362-375, Feb 2012.

SBRISSIA, Rita Christianne. Emissão de gases de efeito estufa de reservatórios de pequenas centrais hidrelétricas: estudo de caso PCH Salto Natal, Campo Mourão. 2008.

108f. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal do Paraná, Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Recursos Hídricos e Ambiental, Curitiba, 2008.

SEBZALI, M. J.; AMEER, B.; HUSSAIN, H. J. Comparasion of energy performance and economics of chilled water thermal storage and conventional air-conditioning systems, **Energy and Buildings**, v. 69, p.237-250, Feb 2014.

SEBZALI, M. J.; RUBINI, P. A. The impact of using chilled water storage systems on the performance of air cooled chillers in Kuwait, **Energy and Buildings**, v. 39, n.8, p.975-984, Aug 2007.

SEHAR, F.; RAHMAN, S.; PIPATTANASOMPORN, M. Impacts of ice storage on electrical energy consumptions in office buildings, **Energy and Buildings**, v. 51, p.255-262, Aug 2012.

SELBAS, R.; KIZILKA, O., SENCAN, A. Thermoeconomic optimization of subcooled and superheated vapor compression refrigeration cyclet. **Energy and Buildings**, v. 31, n.12, p.2108-2128, Sept 2006.

SHAH, M. M. Evaluation of general correlations for heat transfer during boiling of saturated liquids in tubes and annuli. **HVAC&R Research**, v. 12, n.4, p.1047-1063, June 2006.

SILVA, M. N. Eficiência energética em sistemas de refrigeração industrial e commercial. Rio de Janeiro, Brasil: Eletrobrás, 2005.

SOLAR AND WIND ENERGY RESOURSE ASSESSEMENT - SWERA. **Global solar atlas**. Disponível em: ">https://maps.nrel.gov/swera>. Acesso em: 15 de maio, 2017.

SOTOMONTE, César Adolfo Rodriguez. **Otimização multi objetivo para a seleção de fluidos de trabalho e parâmetros de projeto no ciclo Rankine orgânico.** 2015. 131f. Tese (Doutorado) – Universidade Federal de Itajubá UNIFEI, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Itajubá, 2015.

SRINIVASAN, V.; SHOCKER, A.D. Linear programming techniques for multidimensional analysis of preference. **Psychometrika**, v.38, p. 337-342, Mar 1973.

STOECKER, W. F.; JONES, J. W. **Refrigeração e ar condicionado.** São Paulo: Mcgraw-Hill do Brasil Ltda, 1985. 481p.

TORREIRA, Raul Peragallo. **Elementos básicos de ar condicionado.** São Paulo: Hemus Ltda, 1976. p261.

UNIVERSO ONLINE - UOL. Disponível. **Cotações**. Disponível em: https://economia.uol.com.br/cotacoes/cambio/dolar-comercial-estados-unidos/. Acesso em: 2 de setembro, 2017.

WALL, G. Optimization of refrigeration machinery. **International Journal of Refrigeration**, v.14, n.6, p.336-340, Nov 1991.

WANG, C. C.; HUANG, Y. M.; LIN, Y. T. Empirical correlations for heat transfer and flow friction characteristics of herringbone wavy fin-in-tube heat exchangers. **International Journal of Refrigeration**, v.25, n.5, p.673-680, Aug 2002.

WANG, J. et al. Particle swarm optimization for redundant building cooling heating and power system. **Applied Energy**, v.87, n.12, p. 3668-3679, Dec 2010.

WANG, M. J.; KUSUMOTO, N. Ice slurry based thermal storage in multifuntional buildings, **Heat And Mass Transfer**, v.37, n.6, p.597-604, Nov 2001.

WANG, Shan. K. **Handbook of air conditioning and refrigeration**. 2th Edition, New York, USA: Mcgraw-Hill, Inc, 2000. 1379p.

WHITE, F. M. Mecânica dos fluidos. 4^a Edição, Rio de Janeiro: Mcgraw-Hill, 2002. 570p.

WOOD, L. L.; MIEDEMA, A. K.; CARES, S. C. Modeling the technical and economic potential of thermal energy storage systems using pseudo-data analysis. **Resource and Energy Economics**, v.16, n.2, p.123-145, May 1994.

WRIGHT, M. H. Nelder, Mead, and the other simplex method, **Documenta Mathematica**, **Courant Institute of Mathematical Sciences**, New York, USA. Extra Volume ISMP, p. 271-276, 2012.

XAVIER, M. V. E.; CORGOZINHO, I. M. **Projetista de sistemas de micro e minigeração fotovoltaica distribuída**: Métodos de Avaliação Econômica, Capítulo 5, Apostila-2016.

YUE, Z. A method for group decision-making based on determining weigths of decision makers using TOPSIS. **Applied Mathematical Modelling**. v35, n.4, p.1926-1936. April 2011.

ZINI, Érico de Oliveira Costa. Algoritmo genético especializado na resolução de problemas com variáveis contínuas e altamente restritos. 2009. 149f. Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual Paulista – UNESP, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica, Ilha Solteira, 2009.

ZINI, Érico de Oliveira Costa. Introdução à programação linear. 2005. 65f. Projeto de Conclusão de Curso (Graduação) - Universidade Federal do Mato Grosso do Sul - UFMS, Departamento de Matemática, Três Lagoas, 2005.

ANEXOS

ANEXO A – Grupo de estrutura tarifária horo-sazonal da CEB.

 Tabela A1 – Grupo de estrutura tarifária horo-sazonal Azul e Verde.



Diretoria de Comercialização Superintendência Comercial - SPC Gerência de Faturamento - GRFA



Tarifa Horo-Sazonal Azul									
		84	NOEIRA VER	MELHA PATI	AMAR 2				
Comercial/Industrial acima de 1000 kWh	11	1		Demanda - R	YKW		Consumo - R	SkWh	
Pøder Público/Resid. > de 500 kWh	ICMS	Ponta	Fora de	Ultrapas.	Ultrapas.	Ponta	Ponta	F. de ponta	F. de ponta
Demais classes: qualquer consumo			Ponta	na ponta	f. de ponta	seca	úmida	SIC 8	úmida
A2 - Comercial/Industrial	21%	13, 1863673	7,7901000	26,3727346	15,5802001	0,669:2994	0,6692994	0,4536962	0,4586962
A2 - Poder Público	25%	13,9405204	8,2356305	27,3810408	16,4712610	0,7075779	0,7075779	0,4849299	0,4849299
A2 - Saneamento (redução de 15%)	18%	10,7713802	6,3634000	21,5427605	12,7268001	0,5467221	0,5467221	0,3746893	0,3746893
A3a - Sane amento (redução de 15%)	18%	24, 5473995	9,7550038	49,0953990	19,5100077	0,5620561	0,5620561	0,3900233	0,3900233
A3a - Comercial/Industrial	21%	30,0513930	11,9421152	60,1027860	23,3842304	0,6880714	0,6880714	0,4774682	0,4774682
A4 - Comercial/Industrial	21%	30,0513930	11,9421152	60,1027860	23,3842304	0.6880714	0.6890714	0,4774682	0.4774682
A4 - Poder Público	25%	31,7700886	12.6251072	63.5401772	25.2502144	0.727.4235	0.7274235	0.5047755	0.5047755
A4 - Saneamento (redução de 15%)	18%	24,5473995	9,7550038	49,0953990	19,5100077	0,5620561	0,5620561	0,3900233	0,3900233
A4 - Serviço Público Tração Elétrica	18%	28,8795464	11,4764751	57,7592929	22,9529503	0,661:2425	0,6612425	0,4538510	0,4588510
A4 - Rural (redução de 10%)	18%	25,9915818	10,3288276	51,9833636	20,5576553	0,5951182	0,5951182	0,4129659	0,4129659
A4 - Madrugada (redução de 80%)	18%	-	-	1. J 1.	-	0,1322485	0,1322485	0,0917702	0,0917702
A4 - Cooperativa (redução de 50%)	18%	14,4393232	5,7382375	28,3796464	11,4764751	0,3306212	0,3306212	0,2294255	0,2284255
A4 - Residencial	25%	31,7703886	12,6251072	63,5401772	25,2502144	0,727.4235	0,7274235	0,5047755	0,5047755
AS - Comercia/Industrial	21%	56,2347849	16,6215850	112 4695699	33,2431701	0,7141736	0,7141736	0,5035704	0,5035704
AS - Poder Público	25%	59,4509579	17,5722047	118 9019159	35,1444094	0,7550185	0,7550185	0,5323706	0,5323706

Tarifa Horo-Sazonal Verde

Comercial/Industrial acima de 1000 kWh		Demand	i - RYKW	and the second second	Consumo	-R\$KWh	1-11 I
Poder Público/Residencial acima de 500 kWh	ICMS	Normal	Ultrapas.	Fonta	Ponta	F. de poma	F. de ponta
Demais classes: qualquer consumo				seca	úmida	seca	úmida
A3a - (30 a 44 KV)	21%	11,9421152	23,3842304	1,4168785	1,4168785	0.4774682	0,4774682
A4 - Comercial/Industrial	21%	11 3421152	23 3842304	1,4168785	1 4168785	0.4774682	0.4774682
A4 - Poder Público	25%	12,5251072	25,2502144	1,4979124	1,4979124	0,5047755	0,5047755
A4 - Sane amento (redução de 15%)	16%	9,1550038	19,5100077	1, 107.3875	1,15/36/5	0,3930235	J, 3900233
A4 - Rural (redução de 10%)	18%	10,3288276	20,3576553	1,2254691	1,2254691	0,4129659	0,4129659
A4 - Madrugada (redução de 80% no consumo)	18%					0.0917702	0.0917702
A4 - Cooperativa (redução de 50%)	18%	5,7382375	11,4764751	0,6808162	0,6808162	0,2294255	0,2294255
A4 - Residencial	25%	12,5251072	25,2502144	1,4979124	1,4979124	0,5047755	0,5047755
A4 - Serviço Público Tração Elétrica	18%	11,4764751	22,9529503	1,361/6324	1,3616324	0,4538510	0,4588510
AS - Comercia/Industrial	21%	16,5215850	33,2431701	2,0791452	2,0791452	0.5035704	0,5035704
AS - Poder Público	25%	17,5722047	35,1444094	2, 1980554	2,1980554	0,5323706	0,5323706

Fonte: CEB, 2017.

ANEXO B – Fator médio de emissão de CO2 do Sistema Interligado Nacional –	SIN
---	-----

Fator Médio Mensal (tCO ₂ /MWh)	Fator Médio Anual (tCO2/MWh
MÈS	ANO - 2006
arço Abril Maio Junho Julho Agosto Set 0,0337 0,0275 0,0317 0,0306 0,0351 0,0336	bro Outubro Novembro Dezembro 0.0323 383 0.0360 0.0265 0.0280
Fator Médio Mensal (tCO ₂ /MWh)	Fator Médio Anual (tCO ₂ /MWI
MĖS	ANO - 2007
arço Abril Maio Junho Julho Agosto Set 0,0195 0,0197 0,0161 0,0256 0,0310 0,0324	bro Outubro Novembro Dezembro 0,0293 355 0,0377 0,0406 0,0496
Fator Médio Mensai (tCO-/MWh)	Fator Médio Anual (tCO-/MW
MÉS	ANO - 2008
arco Abril Maio Junho Julho Agosto Set	bro Outubro Novembro Dezembro
0.0599 0.0453 0.0459 0.0521 0.0437 0.0425	411 0.0438 0.0334 0.0477 0.0484
Fator Médio Mensal (ICO-/MWb)	Fator Médio Anual (tCO-/MM
MÉS	ANO - 2009
arço Abril Maio Junho Julho Agosto Set 0,0247 0.0245 0.0405 0.0369 0.0241 0.0199	bro Outubro Novembro Dezembro 0,0246 162 0,0179 0.0181 0,0194
Entor Médio Mensel (ICO-/MWh)	Eator Médio Anual (tCO-JMM
MÊS	ANO - 2010
arço Abril Maio Junho Julho Agosto Sel 0,0243 0,0238 0,0341 0,0506 0,0435 0,0774	bro Outubro Novembro Dezembro 0,0512 907 0,0817 0,0869 0,0532
Fator Médio Mensal (tCO ₂ /MWh)	Fator Médio Anual (tCO ₂ /MW
MÉS	ANO - 2011
arço Abril Maio Junho Julho Agosto Set 0,0208 0,0198 0,0270 0,0341 0,0308 0,0301	Outubro Novembro Dezembro 0.0292 273 0.0350 0.0356 0.0349 0.0292
Fator Médio Mensal (tCO ₂ /MWh)	Fator Médio Anual (tCO ₂ /MW
MÊS	ANO - 2012
arço Abril Maio Junho Julho Agosto Set 0,0405 0,0642 0,0620 0,0522 0,0394 0,0460	bro Outubro Novembro Dezembro 0,0653 783 0,0964 0,1247 0,1168
Fator Medio Mensal (TCO2/MWVh)	Fotor medio Anual (t. O2/MV
arço Abril Maio Junho Julho Agosto Set 0,0981 0,0959 0,1151 0,1079 0,0838 0,0833	bro Cutubro Novembro Dezembro 840 0.0831 0.0930 0.0841 0.0960
Estor Médio Monosi (rCO-/BWh)	Enter Média Anual (/CO-IMA
Fator Medio Mensal (CO2MWVII)	
arco Abril Maio Junho Julho Acosto Set	bro Outubro Novembro Dezembro
0,1238 0,1310 0,1422 0,1440 0,1464 0,1578	431 0,1413 0,1514 0,1368 0,1355
Fator Médio Meneal //CO-/ABV/bi	Enter Middie Annual (#C.C. (888
rator medio mensai (tc Osmivin)	ANO - 2015
arço Abril Maio Junho Julho Agosto Set	Outubro Novembro Dazembro 0.1244 217 0.1180 0.1127 0.1075 0.1244
0.1369 0.1301 0.1258 0.1406 0.1221 0.1183	
0,1369 0,1301 0,1258 0,1406 0,1221 0,1183	
0.1369 0.1301 0.1258 0.1406 0.1221 0.1183	Fator Médio Anual (tCO ₂ /MW

Tabela B1 – Fator médio de emissão de CO₂ dos anos 2006 à 2016

Fonte: Ministério da Ciência e Tecnologia, 2017

ANEXO C – Parâmetros dimensionais de trocadores compactos de aletas onduladas

No.	Fp (mm)	δr (mm)	D _e (mm)	Pt (mm)	P1 (mm)	P _d (mm)	N	j data points	f data points	Ref.
1	1.6	0.11	7.66	21	12.7	0.3	2	9	9	This study
2	1.22	0.11	7.66	21	12.7	0.3	2	9	9	This study
3	1.24	0.11	10.26	25.4	22	1.3	2	9	9	This study
4	1.42	0.11	10.26	25.4	22	1.3	3	9	9	This study
5	1.79	0.11	10.26	25.4	22	1.3	4	9	9	This study
6	2.01	0.11	10.26	25.4	22	1.3	5	9	9	This study
7	2.02	0.11	10.26	25.4	22	1.3	2	9	9	This study
8	2.02	0.11	10.26	25.4	22	1.3	3	9	9	This study
9	2.2	0.11	10.26	25.4	22	1.3	4	9	3	This study
11	2.55	0.15	16.20	26	22		-	9	9	This study
12	1.79	0.15	16.77	30	32	1.5	2	0	9	This study
12	2 1 1	0.15	16 77	36	32	1.5	4	0		This study
14	1.78	0.15	16 77	36	32	1.5	4	9	9	This study
15	3.07	0.15	16 77	36	32	1.5	-	ó	á	This study
16	1 79	0.15	16 77	36	32	1.5	6	9	9	This study
17	3.04	0.12	13.62	31.75	27.5	1.8	1	9	9	5
18	4.55	0.18	13 74	31 75	27 5	1.8	1	10	10	5
19	6.1	0.25	13.88	31.75	27.5	1.8	÷.	9	9	5
20	3.07	0.12	13 62	31 75	27.5	1.8	2	1	9	5
21	63	0.18	13.88	31.75	27.5	1.8	2	9	10	5
22	3.1	0.12	13 62	31 75	27 5	1.8	4	10	10	5
23	4.58	0.18	13.74	31.75	27.5	1.8	4	8	9	5
24	6.31	0.25	13.88	31.75	27.5	1.8	4	10	9	5
25	3.07	0.12	13.62	31.75	27.5	1.8	6	10	10	5
26	6.31	0.25	13.88	31.75	27.5	1.8	6	10	10	5
27	3.04	0.12	16.59	38.1	33	1.8	ĭ	9	10	5
28	4 42	0.18	16.71	38.1	33	1.8	i	10	9	5
29	6.3	0.25	16.85	38.1	33	1.8	î	9	10	5
30	3.05	0.12	16.59	38.1	33	1.8	2	10	10	5
31	6.43	0.25	16.85	38.1	33	1.8	2	9	10	5
32	2.98	0.25	16.59	38.1	33	1.8	4	10	10	5
33	4.45	0.12	16.71	38.1	33	1.8	4	9	8	5
34	6.45	0.25	16.85	38.1	33	1.8	4	10	9	5
35	2.54	0.115	8.58	25.4	19.05	1.32	1	9	10	6
36	1.21	0.115	8.58	25.4	19.05	1.32	1	8	10	6
37	2.54	0.115	8.58	25.4	19.05	1.32	2	10	10	6
38	1.69	0.115	8.58	25.4	19.05	1.32	2	9	10	6
39	1.21	0.115	8.58	25.4	19.05	1.32	2	9	10	6
40	2.54	0.115	8.58	25.4	19.05	1.32	4	9	10	6
41	1.21	0.115	8.58	25.4	19.05	1.32	4	9	10	6
42	1.70	0.12	8.62	25.4	19.05	1.18	2	10	10	7
43	1.69	0.12	8.62	25.4	19.05	1.58	2	9	10	7
44	3.09	0.12	8.62	25.4	19.05	1.18	2	10	10	7
45	3.17	0.12	8.62	25.4	19.05	1.58	2	7	8	7
46	1.65	0.12	8.62	25.4	19.05	1.18	4	8	10	7
47	1.70	0.12	8.62	25.4	19.05	1.58	4	10	6	7
48	3.11	0.12	8.62	25.4	19.05	1.18	4	9	10	7
49	3.14	0.12	8.62	25.4	19.05	1.58	4	10	9	7
50	2.85	0.12	10.38	25.4	19.05	1.18	6	9	10	8
51	3.09	0.12	8.62	25.4	19.05	1.58	6	9	10	8
52	1.63	0.12	10.38	25.4	19.05	1.18	6	9	9	8
53	2.87	0.12	10.38	25.4	19.05	1.18	6	9	10	8
55	1.59	0.12	10.38	25.4	19.05	1.18	0	9	9	8
55	2.07	0.12	10.22	23.4	10.05	1.28		0	9	0
57	2.05	0.12	9.62	23.4	19.05	1.10		9	9	0
50	2.95	0.12	8.04	23.4	19.05	1.58		9	10	ð
30. 50	1.05	0.12	0.04	40.4	19.05	1.08		7	10	0
59	3.58	0.12	8.62	25.4	19.05	1.58		10	10	8
60	1.62	0.12	10.38	25.4	19.03	1.18		9	10	0
01	00.00	0.12	0.02	20.4	23.4	1.08		7	10	0
Total d	lata points							562	573	

Tabela C1 – Dimensões de amostras de trocadores compactos de aletas onduladas

Fonte: Wang et. al., 2002

Tabela C2 – Limites dimensionais aos quais as correlações se aplicam

Investigators	Eqs.	Samples	ReDC	D _c (mm)	P _t (mm)	<i>P</i> ₁ (mm)	<i>F</i> _p (mm)	N	θ (deg.)	X _f (mm)
Webb [2]	2	20	2000-9000	9.53-12.7	25.4-31.3	22-27.5	2.08-4.22	3	5.7-34.7	3.67-5.5
Kim et al. [4]	9,10	32	500-6000	9.53-12.7	25.4-31.3	22-27.5	2.08 4.22	1-4	5.7-34.7	3.67-5.5
Wang et al. [8]	14,15	18	500-10000	13.6-16.85	31.75-38.1	27.5-33	2.98-6.43	1-6	12.3-14.7	6.87-8.25
Wang et al. [5]	20.21	27	300-8000	8.58-10.38	25.4	19.05-25.4	1.21-3.66	1-6	14.5-18.5	4.76-6.35
This study	31,35,38,43	61	300-10000	7.66-16.85	21-38.1	12.7-33	1.21-6.43	1-6	5.3-18.5	3.175-8.25

Fonte: Wang et. al., 2002

Shell ID					
(in.)	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
3/4-in. OD tubes	s on 1-in. square pit	ch			
8	32	26	20	20	
10	52	52	40	36	
12	81	76	68	68	60
13 1/4	97	90	82	76	70
15 1/4	137	124	116	108	108
17 1/4	177	166	158	150	142
19 ¼	224	220	204	192	188
3/4-in. OD tubes	s on 1-in. square pit	ch			
21 ¼	277	270	246	240	234
23 1/4 EVAPOR	ADOR 341	324	308	302	292
25	413	394	370	356	346
27	481	460	432	420	408
29	553	526	480	468	456
31	657	640	600	580	560
33	749	718	688	676	648
35	845	824	780	766	748
37	934	914	886	866	838
39	1049	1024	982	968	948
1-in. OD tubes o	on 1 1/4-in. square j	oitch			
8	21	16	14		
10	32	32	26	24	
12	48	45	40	38	36
13 1/4	41	56	52	48	44
15 1/4 CONDEN	ISADOR 1	76	68	68	64
17 1/4	2	112	96	90	82
19 1/4	138	132	128	122	116
21 1/4	177	166	158	152	148
23 1/4	213	208	192	184	184
25	260	252	238	226	222
27	300	288	278	268	260
29	341	326	300	294	286
31	406	398	380	368	358
33	465	460	432	420	414
35	522	518	488	484	472
37	596	574	562	544	532
39	665	644	624	612	600

ANEXO D – Parâmetros dimensionais de trocadores do tipo casco e tubo

 Tabela D1 – Dimensões de amostras de trocadores de calor do tipo casco e tubo

 Shell Lavouts (Tubo Counts)

Fonte: Kakaç et. al., 2012

139

OD of Tubing (in.)	BWG Gauge	Thickness (in.)	Internal Flow Area (in. ²)	Sq. Ft. External Surface per Ft. Length	Sq. Ft. Internal Surface per Ft. Length	Weight per Ft. Length, Steel (lb.)	ID Tubing (in.)	OD/ ID
1/4	22	0.028	0.0295	0.0655	0.0508	0.066	0.194	1.289
1/4	24	0.022	0.0333	0.0655	0.0539	0.054	0.206	1.214
1/4	26	0.018	0.0360	0.0655	0.0560	0.045	0.214	1,168
3/8	18	0.049	0.0603	0.0982	0.0725	0.171	0.277	1.354
3/8	20	0.035	0.0731	0.0982	0.0798	0.127	0.305	1,233
3/8	22	0.028	0.0799	0.0982	0.0835	0.104	0.319	1.176
3/8	24	0.022	0.0860	0.0982	0.0867	0.083	0.331	1,133
1/2	16	0.065	0.1075	0.1309	0.0969	0.302	0.370	1.351
1/2	18	0.049	0.1269	0.1309	0.1052	0.236	0.402	1.244
1/2	20	0.035	0.1452	0.1309	0.1126	0.174	0.430	1.163
1/2	22	0.028	0.1548	0.1309	0.1162	0.141	0.444	1,126
5/8	12	0.109	0.1301	0.1636	0.1066	0.602	0.407	1.536
5/8	13	0.095	0.1486	0.1636	0.1139	0.537	0.435	1.437
5/8	14	0.083	0.1655	0.1636	0.1202	0.479	0.459	1.362
5/8	15	0.072	0.1817	0.1636	0.1259	0.425	0.481	1.299
5/8	16	0.065	0.1924	0.1636	0.1296	0.388	0.49s	1.263
5/8	17	0.058	0.2035	0.1636	0.1333	0.350	0.509	1.228
5/8	18	0.049	0.2181	0.1636	0.1380	0.303	0.527	1.186
5/8	19	0.042	0.2298	0.1636	0.1416	0.262	0.541	1,155
5/8	20	0.035	0.2419	0.1636	0.1453	0.221	0.555	1.136
3/4	10	0.134	0.1825	0.1963	0.1262	0.884	0.482	1.556
3/4	11	0.120	0.2043	0.1963	0.1335	0.809	0.510	1.471
3/4	12	0.109	0.2223	0.1963	0.1393	0.748	0.532	1.410
3/4	13	0.095	0.2463	0.1963	0.1466	0.666	0.560	1.339
3/4	14	0.083	0.2679	0.1963	0 1529	0.592	0.584	1.284
3/4	15	0.072	0.2884	0.1963	0.1587	0.520	0.606	1.238
3/4	16	0.065	0 3019	0 1963	0 1623	0 476	0.620	1 210
3/4	17	0.058	0.3157	0.1963	0.1660	0.428	0.634	1 183
3/4	18	0.049	0.3339	0.1963	0.1707	0.367	0.652	1.150
3/4	20	0.035	0.3632	0.1963	0.1780	0.269	0.680	1.103
7/8	10	0 134	0 2892	0 2291	0 1589	1.061	0.607	1 441
1	11	0.120	0.3166	0.2291	0.1662	0.969	0.635	1.378
orador	12	0.109	0.3390	0.2291	0.1720	0.891	0.657	1.332
7/8	13	0.095	0 3685	0 2291	0 1793	0 792	0.685	1 277
7/8	14	0.083	0.3948	0 2291	0.1856	0 704	0.709	1 234
7/8	16	0.065	0.4359	0.2291	0.1950	0.561	0.745	1.174
7/8	18	0.049	0.4742	0.2291	0.2034	0.432	0.777	1.126
7/9	20	0.025	0 5000	0.2201	0.2107	0 212	0.805	1.087
1	20	0.035	0.2526	0.2291	0.1754	1 462	0.600	1.402
1	10	0.105	0.3520	0.2618	0.1754	1.402	0.070	1.495
1	10	0.134	0.4208	0.2618	0.1916	1.237	0.732	1.300
1	11	0.120	0.4536	0.2618	0.1990	1.129	0.760	1.316
1	12	0.109	0.4803	0.2618	0.2047	1.037	0.782	1.279
1	13	0.095	0.5153	0.2618	0.2121	0.918	0.810	1.235
1	14	0.083	0.5463	0.2618	0.2183	0.813	0.834	1.199
1 /	15	0.072	0.5755	0.2618	0.2241	0.714	0.856	1.167
1	16	0.065	0.5945	0.2618	0.2278	0.649	0.870	1.119
1 /	18	0.049	0.6390	0.2618	0.2361	0.496	0.902	1.109
	20	0.035	0.6793	0.2618	0.2435	0.360	0.930	1.075
ensauor	7	0.180	0.6221	0.3272	0.2330	2.057	0.890	1.404
1-1/4	8	0.165	0.6648	0.3272	0.2409	1.921	0.920	1.359
1-1/4	10	0.134	0.7574	0.3272	0.2571	1.598	0.982	1.273
1-1/4	11	0 120	0 8012	0 3272	0 2644	1 448	1 010	1 238
T-TX I		0.120	0.0012	V	0.4011	1.110	1.010	1.4.00

 Tabela D2 – Dimensões de tubos comerciais para trocadores de calor do tipo casco e tubo

 Dimensional Data for Commercial Tubing

Fonte: Kakaç et. al., 2012

APÊNDICE

APÊNDICE A – Distribuição da demanda de carga térmica para o sistema ITES e Convencional.

		CARGA TÉRMICA (kW)				
HUKA	SECO (°C)	ITES	CONVENCIONAL			
0	24	0	0			
1	24	0	0			
2	22	0	0			
3	22	0	0			
4	22	0	0			
5	22	0	0			
6	22	0	0			
7	24	0	0			
8	25	0	0			
9	26	2.500	2.575			
10	26	2.950	3.862,5			
11	28	3.300	3.862,5			
12	30	3.500	3.862,5			
13	31	3.900	3.862,5			
14	31	4.125	5.150			
15	31	4.470	5.150			
16	30	4.980	5.150			
17	30	5.100	5.150			
18	32	5.150	5.150			
19	30	4.880	5.150			
20	29	4.360	5.150			
21	29	4.125	5.150			
22	27	3.850	3.862,5			
23	24	0	0			
тс	DTAL	57.190	63.087,5			

Carga térmica do dia típico para o ITES e carga térmica para o sistema convencional.

Fonte: Adaptado de Barbosa, 2013.

APÊNDICE B – Fluxograma do algoritmo numérico.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2018.
APÊNDICE C – Programa para simulações desenvolvido no *EES*.

"APLICAÇÃO DO ESTUDO DO SISTEMA ITES - SAGFI"

"DADOS GERAIS DO MODELO"

"O fluido refrigerante do ciclo de compressão de vapor é o R134a"

"O fluido de arrefecimento secundário no processo de descarga é a solução de água/glicol"

"O armazenamento completo é a estratégia usada"

"PREMISSAS PARA SIMPLIFICAÇÃO DO MODELO"

"1- As perdas de calor na válvula de expansão foram desprezadas"

"2- Toda a energia de arrefecimento é armazenada no meio água/gelo"

"3- Despreza-se os efeitos cinéticos e potenciais"

"4- Os Estados do refrigerante R134a nas saídas do evaporador e condensador são considerados como vapor e líquido saturados respectivamente"

t_des_horas=14 [h]	"tempo de descarga do tanque de 9 horas às 22 horas (14 horas)"
t_des_seg=14*3600 [s]	"tempo de descarga do tanque de estocagem em segundos"
Q_C=57190 [kW*h] anexo - Barbosa(2013)"	"Energia de arrefecimento para um dia de trabalho conforme tabela
Q_dot_C=Q_C/t_des_horas	"Carga térmica de arrefecimento média"
Q_dot_C_18h=5150[kW]	"Carga térmica de pico no período de descarga"

"Estimativa das cargas SENSÍVEL e LATENTE adotando um fator de calor sensível (FCS) de 0,7 conforme McQuiston (2005)"

FCS=0,7 Q_dot_total=Q_dot_C Q_dot_sensível=Q_dot_total*FCS Q_dot_latente=Q_dot_total-Q_dot_sensível Q_dot_total_pico=Q_dot_C_18h Q_dot_sensível_pico=Q_dot_total_pico*FCS Q_dot_latente_pico=Q_dot_total_pico-Q_dot_sensível_pico

"CONDIÇÕES DE CONTORNO PARA OTIMIZAÇÃO" deltaT_H2O_glicol=0,5 "variável de projeto" deltaT_evap=0,5 "variável de projeto" "T_evap=Tq_sai_evap-T_evap" T_H2O_glicol=T_Tanq-deltaT_H2O_glicol T_evap=T_Tanq-deltaT_H2O_glicol-deltaT_evap

"RESTRIÇÕES DE BUSCA"

"3=<T[3]=<5 11=<T[4]=<13 -10=<T_Tanq=<0 21=<T_cond=<60 Tq_sai_evap=<T_Tanq -30=<T_evap=<Tq_sai_evap"

"ESTADO 12 QUE CORRESPONDE ÀS PROPRIEDADES DO AR AMBIENTE EXTERNO"T_amb=T[12]"Temperatura ambiente média externa em °C durante o dia"T[12]=28,531[°C]"Pressão amosférica em kPa"P[12]=89,409[kPa]"Pressão amosférica em kPa"rh[12]=0,689"Umidade relativa do ar ambiente externo"

omega[12]=humrat(AirH2O;T=T[12];R=rh[12];P=P[12]) h[12]=enthalpy(*AirH2O*;*T*=T[12];*R*=rh[12];*P*=P[12]) s[12]=entropy(AirH2O;T=T[12];R=rh[12];P=P[12]) wb[12]=wetbulb(AirH2O;T=T[12];w=omega[12];P=P[12])

"ESTADO 15 QUE CORRESPONDE ÀS PROPRIEDADES DO AR AMBIENTE INTERNO OU DA SALA CONDICIONADA" T_amb_int=T[15] T[15]=21[°C] P[15]=P[12] rh[15]=0,55

omega[15]=humrat(AirH2O;T=T[15];R=rh[15];P=P[15]) h[15]=enthalpy(*AirH2O*; *T*=T[15]; *R*=rh[15]; *P*=P[15]) cp[15]=cp(AirH2O;T=T[15];R=rh[15];P=P[15])

"ESTADO 1 ADOTOU-SE UMA MISTURA DE 15% DE AR AMBIENTE EXTERNO E 85% DE AR DE RETORNO DO AMBIENTE INTERNO DE ACORDO COM TABELA 3 DA NBR 16401-3 ITEM 5.2.2.3"

"0,15*h[12]+0,85*h[15]=h[1] Determinação da entalpia para uma mistura adiabática" "0,15*omega[12]+0,85*omega[15]=omega[1] Determinação da umidade para uma mistura adiabática"

85/15=(omega[12]-omega[1])/(omega[1]-omega[15]) "Determinação da entalpia para uma mistura adiabática"

85/15=(h[12]-h[1])/(h[1]-h[15]) "Determinação da umidade para uma mistura adiabática"

P[1]=P[12]+deltaP vent UTA rh[1]=**relhum**(*AirH2O*;*h*=h[1];*w*=omega[1];*P*=P[1]) T[1]=temperature(AirH2O;h=h[1];w=omega[1];P=P[1]) cp[1]=cp(*AirH2O*;*T*=T[1];*w*=omega[1];*P*=P[1]) cv[1]=cv(AirH2O;T=T[1];w=omega[1];P=P[1]) s[1]=entropy(AirH2O;T=T[1];w=omega[1];P=P[1]) kondut[1]=conductivity(AirH2O;T=T[1];R=rh[1];P=P[1]) mu[1]=viscosity(AirH2O;T=T[1];R=rh[1];P=P[1]) Prandtl[1]=prandtl(AirH2O;T=T[1];R=rh[1];P=P[1]) rho[1]=density(*AirH2O*;*h*=h[1];*w*=omega[1];*P*=P[1])

"ESTADO 2"

T[2]=13[°C] "Temperatura na saída da UTA em °C considerando difusão do ar da UTA no ambiente igual a 8 conforme ASHRAE"

P[2]=P[12] "Pressão na saída da UTA em kPa" rh[2]=0,5 "Umidade relativa na saída da UTA adotada como parâmetro de entrada" omega[2]=humrat(AirH2O;T=T[2];R=rh[2];P=P[2]) h[2]=enthalpy(AirH2O;T=T[2];R=rh[2];P=P[2]) cp[2]=cp(AirH2O;T=T[2];R=rh[2];P=P[2]) cv[2]=cv(AirH2O;T=T[2];R=rh[2];P=P[2]) s[2]=entropy(AirH2O;T=T[2];R=rh[2];P=P[2]) kondut[2]=conductivity(AirH2O;T=T[2];R=rh[2];P=P[2]) mu[2]=viscosity(*AirH2O*;*T*=T[2];*R*=rh[2];*P*=P[2]) Prandtl[2]=prandtl(AirH2O;T=T[2];D=rh[2];P=P[2])

"ESTADO 3"

C_H2O_glicol=25 "concentração de glicol na água estimado com base na temperatura de congelamento da solução água glicol uma vez que o limite mínimo do tanque de estocagem é T=-10°Č"

T_F=freezingpt(EG;C=C_H2O_glicol) "Temperatura de congelamento da solução de etileno água/glicol" T[3]=3,867[°C] "Limites da temperatura da solução água/glicol na entrada da UTA ou temperatura de descarga (T_des) 3<T[3]<5"

cp[3]=cp(EG;T=T[3];C=C_H2O_glicol) mu[3]=viscosity(EG;T=T[3];C=C_H2O_glicol) rho[3]=density(*EG*;*T*=T[3];*C*=C_H2O_glicol) P[3]=deltaP_bomb_des

"ESTADO 4"

T[4]=11,96[°C] "Limites da temperatura da solução água/glicol na saída da UTA 11<T[4]<13"

cp[4]=**cp**(*EG*; *T*=T[4]; *C*=C_H2O_glicol) mu[4]=**viscosity**(*EG*; *T*=T[4]; *C*=C_H2O_glicol) rho[4]=**density**(*EG*; *T*=T[4]; *C*=C_H2O_glicol) P[4]=P[3]

"ESTADO 5"

h[5]=h[8] P[5]=P[6] T[5]=temperature(*R134a*;*P*=P[5];*h*=h[5]) s[5]=entropy(*R134a*;*h*=h[5];*P*=P[5]) rho[5]=density(*R134a*;*P*=P[5];*h*=h[5]) x[5]=quality(*R134a*;*P*=P[5];*h*=h[5])

"ESTADO 6"

'T_evap=-4,345[°C] Limites da temperatura de evaporação -30<T_evap<0"</p>

T_evap=T[6]

"ESTADO 7"

P[7]=P[8] s_7s=s[6] h_7s=enthalpy(*R134a*;*P*=P[7];*s*=s_7s) isentrópico" x[7]=quality(*R134a*;*P*=P[7];*s*=s[7])

eta_isent_comp=0,80 "eta_isent_comp=0,85-0,046667*(P[7]/P[6])" isentrópica do compressor"

eta_isent_comp=(h_7s-h[6])/(h[7]-h[6]) isentrópica do compressor" s[7]=entropy(*R134a*;*P*=P[7];*h*=h[7]) T[7]=temperature(*R134a*;*P*=P[7];*h*=h[7]) mu[7]=viscosity(*R134a*;*T*=T[7];*P*=P[7]) kondut[7]=conductivity(R134a;T=T[7];P=P[7]) Prandtl[7]=prandtl(R134a;T=T[7];P=P[7])

" Entropia para o processo de compressão isentrópico" " Entalpia para o processo de compressão

"Estimativa de Kotas (1995) para a eficiência

" Determinação de h[7] a partir da eficiência

"Viscosidade absoluta em [Pa*s]"

"ESTADO 8"

T_amb_noite=25 "Temperatura ambiente externa média durante a noite em °C" rh_amb_noite=0,689 "Umidade relativa do ar ambiente externo durante a noite" omega_amb_noite=**humrat**(*AirH2O*;*T*=T_amb_noite;*R*=rh_amb_noite;*P*=P[12]) "Umidade absoluta do ar externo durante a noite [kg/kg]" wb_amb_noite=wetbulb(AirH2O;T=T_amb_noite;w=omega_amb_noite;P=P[12]) "Temperatura de bulbo úmido na saída da torre de resfriamento" T_cond_min=wb_amb_noite+5 "Limites da temperatura de condensação wb+5°C<T_cond<60"

T_cond=35,135[°C] "Limites da temperatura de condensação wb+5°C<T_cond<60"

T[8]=T_cond x[8]=0 "R134a sai do condensador como líquido satutado conforme premissas anteriores" h[8]=enthalpy(*R134a*; *T*=T[8]; *x*=x[8]) s[8]=entropy(*R134a*; *T*=T[8]; *x*=x[8]) P[8]=pressure(*R134a*;*T*=T[8];*x*=x[8]) rho[8]=density(*R134a*;*T*=T[8];*x*=x[8]) kondut[8]=conductivity(*R134a*;*T*=T[8];*x*=x[8]) cp[8]=cp(*R134a*;*T*=T[8];*x*=x[8]) mu[8]=viscosity(*R134a*;*T*=T[8];*x*=x[8]) Prandtl[8]=prandtl(*R134a*;*T*=T[8];*x*=x[8])

"ESTADO 9" P[9]=deltaP_circuito_Tor "Pressão na entrada da torre de resfriamento em [kPa]" T[9]=35[°C] "T[9]=Q_dot_cond/(m_dot_Tor*cp_agua)+T[10] temperatura na entrada da torre ou saída do condensador como sendo de 35°C como valor padrão conforme cap 39 ASHRAE (2008)" h[9]=enthalpy(Water;T=T[9];P=P[9]) s[9]=entropy(Water;T=T[9];P=P[9]) cp[9]=cp_agua

"ESTADO 10"

T[10]=wb_amb_noite+5 "A menor temperatura que a agua pode assumir na saída da torre de resfriamento e na entrada do condensador" "T[10]=29,5[°C] P[10]=P[12] "Pressão na sucção da bomba desconsiderando a altura de sucção" h[10]=enthalpy(*Water*, *T*=T[10]; *P*=P[10]) s[10]=entropy(*Water*, *T*=T[10]; *P*=P[10]) cp[10]=cp_agua

"ESTADO 11"
P[11]=deltaP_circuito_Tor "Pressão na saída da torre de resfriamento em [kPa]"
T[11]=T[10]
h[11]=enthalpy(Water, T=T[11]; P=P[11])
s[11]=entropy(Water, T=T[11]; P=P[11])
cp[11]=cp_agua

"ESTADO 13 QUE CORRESPONDE À ENTRADA DE AR NA TORRE DE RESFRIAMENTO" P[13]=P[12] T[13]=T[12] rh[13]=rh[12] omega[13]=humrat(*AirH2O*; *T*=T[13]; *R*=rh[13]; *P*=P[13]) v[13]=volume(*AirH2O*; *T*=T[13]; *R*=rh[13]; *P*=P[13]) h[13]=enthalpy(*AirH2O*; *T*=T[13]; *R*=rh[13]; *P*=P[13])

"ESTADO 14 QUE CORRESPONDE À SAÍDA DE AR DA TORRE DE RESFRIAMENTO" P[14]=P[12] T[14]=T[13]+10[°C] "A vazão mássica de ar vai depender da temperatura com que o ar sai da torre, neste trabalho adotou-se uma diferença de temperatura do ar de 10°C conforme Çengel (2013)" rh[14]=1 "Umidade relativa do ar na saída da torre é 100%" omega[14]=humrat(*AirH2O*; *T*=T[14]; *R*=rh[14]; *P*=P[14]) h[14]=enthalpy(*AirH2O*; *T*=T[14]; *R*=rh[14]; *P*=P[14]) rho[14]=density(*AirH2O*; *T*=T[14]; *R*=rh[14]; *P*=P[14])

"ANÁLISE ENERGÉTICA"

"VAZÃO MÁSSICA DE AR DENTRO DA UTA"

T_insufl=T[2] m_dot_ar_max=Q_dot_sensível/(cp[15]*(T_amb_int-T_insufl)) "Vazão mássica de insuflamento na carga média" m_dot_ar_max_pico=Q_dot_sensível_pico/(cp[15]*(T_amb_int-T_insufl)) "Vazão mássica de insuflamento máxima na carga de pico no período de descarga" "Determinação da Entalpia no ESTADO 2"

h_100_renov=69,64 "entalpia do ESTADO 1 com 100% de renovação"

m_dot_ar=m_dot_ar_max*(h[1]/h_100_renov) "vazão de insuflamento média considerando 15% de renovação do ar"

m_dot_ar_pico=m_dot_ar_max_pico*(h[1]/h_100_renov) "vazão de insuflamento de pico no periodo de descarga considerando 15% de renovação do ar"

"DETERMINAÇÃO DA ENERGIA DE RESFRIAMENTO NECESSÁRIA" Q_Tanq=Q_C/eta_Tanq

"DETERMINAÇÃO DA EFICIÊNCIA DO TANQUE DE ESTOCAGEM" eta_Tanq=(Q_Tanq-Q_vaz_car-Q_vaz_des)/Q_Tanq

"DETERMINAÇÃO DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DO EVAPORADOR"Q_dot_evap=Q_Tanq/t_car_horast_car_horas=8[h]"Tempo de carregamento do tanque de estocagem em horas (23h às 7h)"t_car_seg=8*3600[s]"Tempo de carregamento do tanque de estocagem em segundos"

"DETERMINAÇÃO DO FLUXO DE MASSA DE REFRIGERANTE R134a" m_dot_ref=Q_dot_evap/(h[6]-h[5])

"DETERMINAÇÃO DO CONSUMO DE ENERGIA DO COMPRESSOR"

W_dot_comp=m_dot_ref*(h[7]-h[6])

"DETERMINAÇÃO DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DO CONDENSADOR" Q_dot_cond=m_dot_ref*(h[7]-h[8])

"DETERMINAÇÃO DA FUGA DE CALOR DO TANQUE DE ARMAZENAMENTO NO PROCESSO DE CARGA"

R_Term=1980 "Resist. térmica do tanque de armazenamento [m2*K/kW] conforme Rosen et. al (2000)"

T_Tanq=-3,345[°C] "Limites de variação da temperatura do tanque de estocagem -10<T_Tanq<0"

Q_vaz_car=A_Tanq*((T_amb-T_Tanq)/R_Term)*t_car_horas "Fuga de calor processo de carga"

"DETERMINAÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA DA TORRE DE RESFRIAMENTO" "m_dot_Tor=0,0432*Q_dot_cond "Vazão [kg/s] conforme ASHRAE (2008) e Sanaye e Shirazi (2013)" m_dot_Tor=Q_dot_cond/(cp_agua*(T[9]-T[10])) "Vazão mássica da torre em [kg/s] fixando a temperatura na entrada da torre como 35°C"

"DETERMINAÇÃO DA POTÊNCIA DA BOMBA DA TORRE DE RESFRIAMENTO"

g=9,81[m/s^2] "aceleração da gravidade"

eta_bomb_Tor=0,8 "Eficiências isentrópicas variam entre 80% a 90% conforme Çengel 2013. Logo adotou-se para este trabalho 80% conforme Sanaye e Hekmatian (2016)"

L_tubo=50[m] "Comprimento estimado de tubulação"

V_dot_Tor=m_dot_Tor/rho_agua "Vazão volumétrica da torre de resfriamento"

v_esc_Tor=2,8[m/s] "Velocidade de escoamento na tubulação adotada baseado nas médias 2,4m/s e 3,35m/s em WANG (2000)"

T_med_agua=(T[10]+T[9])/2 "Temperatura média da água na entrada e saída do condensador" mu_agua=**viscosity**(*Water*;*T*=T_med_agua;*P*=P[12]) "Viscosidade da agua considerando fluido incompressível"

Di_tub_Tor=**sqrt**((4*V_dot_Tor)/(pi*v_esc_Tor))

Re_Tor=(rho_agua*v_esc_Tor*Di_tub_Tor)/mu_agua "Reynolds >10000 Turbulento" Rugo_tub=0,046 "Rugosidade absoluta em [mm] para tubo de aço comercial conforme White (1998)" f_atrito=0,25*(log10((Rugo_tub/Di_tub_Tor)/3,7+5,74/(Re_Tor^0,9)))^(-2) "fator de atrito conforme White (1998)"

f_atrito_cor=(-2*log10((Rugo_tub/Di_tub_Tor)/3,7+2,51/(Re_Tor*f_atrito^0,5)))^(-2) "fator de atrito corrigido"

deltaP_circuito_Tor=((f_atrito_cor*(L_tubo/Di_tub_Tor)*(v_esc_Tor^2/2*g))/9,8) "Perda de carga na tubulação do circuito despresando a perda localizada em kPa onde 9,8 é o fator de correção de mca para kPa"

deltaP_total_bomb_torre=deltaP_circuito_Tor+deltaP_lado_tubo "Perda de carga total considerando o circuito e a perda no condensador em kPa"

W_dot_bomb_Tor=(m_dot_Tor*deltaP_total_bomb_torre)/(rho_agua*eta_bomb_Tor) "Potência da bomba da Torre de resfriamento em [kW]"

"DETERMINAÇÃO DA POTÊNCIA DO VENTILADOR DA TORRE"

m_dot_ar_Tor=(m_dot_Tor*(h[9]-h[10]))/((h[14]-h[13])-(omega[14]-omega[13])*h[10]) "Vazão mássica da torre [kg/s] deduzida a partir do balanço de massa e energia conforme Çengel (2013)" V_dot_ar_Tor= m_dot_ar_Tor*v[13] "Vazão volumétrica de ar da torre em [m3/s]" eta_vent_Tor=0,8 "Estimado baseado em valores práticos entre 80 e 90% adotou-se 80% conforme Sanaye e Hekmatian (2016)" m_dot_agua_rep=m_dot_ar_Tor*(omega[14]-omega[13]) "Vazão mássica de água de reposição da

m_dot_agua_rep= m_dot_ar_Tor*(omega[14]-omega[13]) "Vazão mássica de água de reposição da torre[kg/s]"

rho_ar_Tor=rho[14]

Diam_vent_Tor=5 "Diâmetro do ventilador [m] baseado na vazão da torre conforme fornecedor http://grupovettor.com.br/produtos/torres-de-resfriamento/"

vel_ar_Tor=V_dot_ar_Tor/((pi*Diam_vent_Tor^2)/4) "velocidade do ar na torre[m/s]" DeltaP_vent_Tor=((rho_ar_Tor*vel_ar_Tor^2)/2)/1000 "Variação de pressão entrada e saída do ventilador da torre conforme manual OTAM em kPa"

W_dot_vent_Tor=(DeltaP_vent_Tor*V_dot_ar_Tor)/eta_vent_Tor "Potência do ventilador da torre [kW]"

"COP DO COMPRESSOR"

COP=Q_dot_evap/W_dot_comp

"DETERMINAÇÃO DA ÁREA DO CONDENSADOR DO CÍCLO DE CARGA"

"Será considerado um trocador do tipo casco e tubo com arranjos de tubos com passe quadrado conforme Sadik Kakaç (2012)"

vel_esc_tubos_ST=1,8[m/s] "Velocidade de escoamento interna aos tubos condensador casco e tubo em torno de 1,5 adotada baseado em Sadiç Kakaç (2012) a fim de evitar erosão nos tubos" D_i_tubo_ST=0,021[m] "Diâmetro interno dos tubos do trocador casco e tubo conforme Sadik Kakaç (2012)"

D_e_tubo_ST=0,0254[m] "Diâmetro externo dos tubos do trocador casco e tubo conforme Sadik Kakaç (2012)"

V_dot_tubos_ST=((pi*D_i_tubo_ST^2)/4)*vel_esc_tubos_ST "Vazão estimada por tubo do trocador de calor"

N_tubos_ST=V_dot_Tor/V_dot_tubos_ST "Número de tubos estimado para o trocador de calor" Esp_deflet=0,4[m] "Espassamento entre os defletores considerando corte do defletor de 25%"

"Logo será adotado o trocador com 1 passe de tubos com as seguintes características conforme tabela 9.3 em Sadik Kakaç (2012) "

D_i_casco=0,737[m] "Diâmetro interno do casco de 29 in correspondente a 0,737[m] conforme Sadik Kakaç (2012)"

N_tubos_ST_corrig=341 "Número de tubos corrigido do trocador de calor, valor mais próximo do calculado"

N_equiv_col_tubos=sqrt(N_tubos_ST_corrig) "Número equivalente de coluna de tubos conforme exemplo 8.3 pag 314 Sadik Kakaç (2012)"

Passo_quad=0,0317[m] "Passe quadrado de 1.1/4 in nos tubos" N_passes_tubo=1 "número de passes do tubo no casco" "Propriedades do fluido refrigerante no lado do casco obtidas na temperatura média" Tm_lado_casco=T[8] "considerando temperatura constante devido à mudança de fase" km_R134a=kondut[8] Prm_R134a=Prandtl[8] cpm_R134a=cp[8] mum_R134a=mu[8] rhom_R134a=rho[8]

"Propriedades da água no lado do tubo obtidas na temperatura média" Tm_lado_tubo=(T[11]+T[9])/2 "Temperatura média da água no condensador" km_agua_cond=**conductivity**(*Water*,*T*=Tm_lado_tubo;*P*=P[11]) Prm_agua_cond=**prandtl**(*Water*,*T*=Tm_lado_tubo;*P*=P[11]) cpm_agua_cond=**cp**(*Water*,*T*=Tm_lado_tubo;*P*=P[11]) mum_agua_cond=**viscosity**(*Water*,*T*=Tm_lado_tubo;*P*=P[11]) rhom_agua_cond=**density**(*Water*,*T*=Tm_lado_tubo;*P*=P[11])

"Propriedades do fluido refrigerante na temperatura da parede do tubo"

Tf_1=T[11] "Temperatura do fluido frio na entrada do condensador"

Tf_2=T[9] "Temperatura do fluido frio na saída do condensador"

Tq_1=T[8] "Temperaturas do fluido quente na entrada e saída, Tq_1 e Tq_2 respectivamente terão a mesma temperatura considerando fluido refrigerande mudando de fase" Tq_2=T[8]

T_parede_tubo=0,5*((Tf_1+Tf_2)/2+(Tq_1+Tq_2)/2) mum_parede_tubo=viscosity(*R134a*; *T*=T_parede_tubo;*P*=P[8])

Dh_cond=4*(Passo_quad^2-pi*(D_e_tubo_ST^2)/4)/(pi*D_e_tubo_ST) "Diâmetro hidráulico do trocador de calor em [m]"

Folga_tubos=Passo_quad-D_e_tubo_ST "Folga entre os tubos do trocador de calor em [m]" A_flux_cruz=(D_i_casco*Folga_tubos*Esp_deflet)/Passo_quad "Área de fluxo cruzado do feixe no centro do casco [m^2]"

G_ST=m_dot_ref/A_flux_cruz "Velocidade de massa do lado do casco em [kg/(s*m^2)]" Re_lado_casco=(G_ST*Dh_cond)/mum_R134a "Reynolds no lado do casco do trocador"

"Determinação do coeficiente convectivo do lado do casco do trocador utilizando as correlações do EES conforme metodologia descrita no capitulo 8 seção 8.4.3 por Butherworth considerando efeito de inundação e cisalhamento do vapor"

Call cond_horizontal_n_cylinders('R134a'; T_cond; T_parede_tubo; D_e_tubo_ST; N_equiv_col_tubos:h_m_lado_R134a; Nuss_m_lado_R134a)

"Determinação do coeficiente convectivo nos tubos do trocador"

Re_lado_agua=(rhom_agua_cond*vel_esc_tubos_ST*D_i_tubo_ST)/mum_agua_cond "Reinolds no interior dos tubos do trocador"

Nuss_lado_agua=((f_tubo/2)*(Re_lado_agua-

1000)*Prm_agua_cond)/(1+12,7*((f_tubo/2)^0,5)*(Prm_agua_cond^(2/3)-1)) "Correlação de Gnielinski para Re>10000"

f_tubo=(1,58*In(Re_lado_agua)-3,28)^(-2)

h_lado_agua=(Nuss_lado_agua*km_agua_cond)/D_i_tubo_ST "Coeficiente converctivo em [W/(m^2*K)] no interior dos tubos do trocador de calor"

"Considerando tubos de cobre no trocador de calor" kondut_cobre=**conductivity**(Copper; *T*=T_parede_tubo) "Condutividade térmica do cobre [w/(m*K)] na temperatura média da parede do tubo no condensador"

"Calculo do coeficiente global de transferência de calor desconsiderando a resistência por incrustração"

U_casco_tubo=1/(1/h_lado_agua+In(D_e_tubo_ST/D_i_tubo_ST)*((D_i_tubo_ST/2)/kondut_cobre)+(D_i_tubo_ST/D_e_tubo_ST)*(1/h_m_lado_R134a)) "Coeficiente global de transferência de calor" "Área do trocador de condensação"

F_cond=1 "Fator de correção para a média logaritmica de temperatura será 1, uma vez que ocorre condensação no trocador"

(T[9]+273))) "Média logaritmica das temperaturas em [K]"

A_TC_cond=pi*D_e_tubo_ST*L_tubo_ST*N_tubos_ST_corrig "Equação para determinar o comprimento do trocador de calor"

A TC cond=Q dot cond*1000/(U casco tubo*deltaTML)*F cond "Área de troca térmica do condensador em [m^2]"

"Determinação da perda de carga no lado do casco do condensador"

f lado casco=exp(0,576-0,19*ln(Re lado casco)) "Fator de atrito no lado do casco"

N_deflet=L_tubo_ST/Esp_deflet-1 "Número de defletores do trocador"

F_correção_visc=(mum_R134a/mum_parede_tubo)^0,14 "Fator de correção da viscosidade" deltaP_lado_casco=((f_lado_casco*G_ST^2*(N_deflet+1)*D_i_casco)/(2*rhom_R134a*Dh_cond*F_co rreção_visc))/1000 "Perda de carga no lado do casco em [kPa] despresada pois ja foi considerada na eficie isentrop do comp"

"Determinação da perda de carga nos tubos do condensador"

Rugo tub cobre=0,0015 "Rugosidade absoluta do tubo de cobre em [mm] conforme Carvalho D. F. (1999)"

Re_lado_tubo=(rhom_agua_cond*vel_esc_tubos_ST*D_i_tubo_ST)/mum_agua_cond "Reynolds >10000 Turbulento"

f_atrito_lado_tubo=0,25*(log10((Rugo_tub_cobre/D_i_tubo_ST)/3,7+5,74/(Re_lado_tubo^0,9)))^(-2) "fator de atrito conforme White (1998) '

f atrito lado tubo cor =

(-2*log10((Rugo tub cobre/D i tubo ST)/3,7+2,51/(Re lado tubo*f atrito lado tubo^0,5)))^(-2) "fator de atrito corrigido"

deltaP lado tubo=(f atrito lado tubo cor*((L tubo ST*N passes tubo)/D i tubo ST)*rhom agua c ond*((vel_esc_tubos_ST^2)/2))/1000 "Perda de carga no interior dos tubos do trocador"

"DETERMINAÇÃO DA ÁREA DO EVAPORADOR DO CICLO DE CARGA"

m_dot_car=m_dot_des "Adimitindo-se que a mesma bomba do ciclo de descarga será utilizada para circular a solução de agua glicol no tanque de gelo no processo de carga"

cp_H2O_glicol_car=cp(EG;T=T_Tanq;C=C_H2O_glicol) "Calor específico da solução etileno agua/glicol para a temperatura de estocagem em kJ/(kg*K)" Tq_sai_evap=T_evap+deltaT_evap "Temperatura de saída do evaporador tem que ser no máximo a

temperatura de fabricação do gelo"

Q_dot_evap=m_dot_car*cp_H2O_glicol_car*(Tq_ent_evap-Tq_sai_evap) "Determinação da temperatura do fluido quente na entrada do evaporador"

Tf ent evap=T evap "Temperatura do fluido frio na entrada e saída do evaporador são iguais considerando mudança de fase no R134a"

Tf_sai_evap=T_evap

"Dimensões adotadas para o evaporador tendo 1 passe de tubos com as seguintes características conforme tabela 9.3 em Sadik Kakac (2012) "

D e tubo evap=0,01905[m] "Diâmetro externo dos tubos do trocador casco e tubo conforme Sadik Kakac (2012)"

D i tubo evap=0,016[m] "Diâmetro interno dos tubos do trocador casco e tubo conforme Sadik Kakac (2012)"

D_i_casco_evap=0,686[m] "Diâmetro interno do casco de 27 in correspondente a 0,686[m] conforme Sadik Kakaç (2012)"

N_tubos_evap=481 "Conforme Sadik Kakaç (2012)"

Passo_quad_evap=0,0254[m] "Passe quadrado de 1 in nos tubos" N_passes_tubo_evap=1 "número de passes do tubo no casco"

Esp deflet_evap=0,4[m] "Espassamento entre os defletores considerando corte do defletor de 25%" N_equiv_col_tubos_evap=sqrt(N_tubos_evap) "Número equivalente de coluna de tubos conforme exemplo 8.3 pag 314 Sadik Kakac (2012)"

"As correlações utilizadas para a determinação do coeficiente convectivo interno aos tubos serão para evaporção de fluxo interno aos tubos conforme Sadik Kakaç (2012) Cap. 8"

T_parede_tubo_evap=0,5*((Tf_ent_evap+Tf_sai_evap)/2+(Tq_ent_evap+Tq_sai_evap)/2) "Temperatura da parede do tubo do evaporador"

T_sat=T_evap "Temperatura de saturação do R134a"

q_flux=(3,91E5*exp(0,065*P[5]*0,01)*(T_parede_tubo_evap-T_sat)^4)/1000 "Correlação do fluxo de calor interno em [W/(m^2)] conforme Sadik Kakaç (2012). Apud Jens and Lottes.(1951). O fator 0,01 é para converter kPa em bar"

G_evap=(m_dot_ref/N_tubos_evap)/((pi*D_i_tubo_evap^2)/4) "Velocidade de massa do lado do tubo em [kg/(s*m^2)]"

h_R134a_evap=**flow_boiling_avg**('R134a'; T_sat; G_evap; D_i_tubo_evap; x[5]; x[6]; q_flux; 'Horizontal') "Determinação do coeficiente de transferencia convectivo no lado do R134a no evaporador usando função do EES baseado na metodologia descrita no capítulo 8 de Sadik Kakaç (2012)"

"Cálculo do coeficiente convectivo do lado externo"

Dh_evap=4*(Passo_quad_evap^2-pi*(D_e_tubo_evap^2)/4)/(pi*D_e_tubo_evap) "Diâmetro hidráulico do trocador de calor em [m]"

Folga_tubos_evap=Passo_quad_evap-D_e_tubo_evap "Folga entre os tubos do trocador de calor em [m]"

A_flux_cruz_evap=(D_i_casco_evap*Folga_tubos_evap*Esp_deflet_evap)/Passo_quad_evap "Área de fluxo cruzado do feixe no centro do casco [m^2]"

G_casco_evap=m_dot_des/A_flux_cruz_evap "Velocidade de massa do lado do casco em [kg/(s*m^2)]"

Re_lado_casco_evap=(G_casco_evap*Dh_evap)/mum_H2O_glicol_evap "Reynolds no lado do casco do trocador"

mu_parede_H2O_glicol_evap=**viscosity**(*EG*;*T*=T_parede_tubo_evap;*C*=C_H2O_glicol) "Viscosidade da solução agua glicol na temperatura da parede do tubo no evaporador [Pa*s]"

"Propriedades da solução etileno água/glicol no lado do casco obtidas na temperatura média de entrada e saída da solução agua/glicol no evaporador"

Tm_lado_casco_evap=(Tq_ent_evap+Tq_sai_evap)/2 "Temperatura média da água no condensador" km_H2O_glicol_evap=conductivity(*EG*;*T*=Tm_lado_casco_evap;*C*=C_H2O_glicol) Prm_H2O_glicol_evap=prandtl(*EG*;*T*=Tm_lado_casco_evap;*C*=C_H2O_glicol) cpm_H2O_glicol_evap=cp(*EG*;*T*=Tm_lado_casco_evap;*C*=C_H2O_glicol) mum_H2O_glicol_evap=viscosity(*EG*;*T*=Tm_lado_casco_evap;*C*=C_H2O_glicol) rhom_H2O_glicol_evap=density(*EG*;*T*=Tm_lado_casco_evap;*C*=C_H2O_glicol)

"Correlação de Mc Adams conforme Sadik Kakaç (2012) para (400<Re<=1000000)" Nuss_lado_H2O_glicol=0,36*((Dh_evap*G_casco_evap)/mum_H2O_glicol_evap)^0,55*(((cpm_H2O_ glicol_evap*1000)*mum_H2O_glicol_evap)/km_H2O_glicol_evap)^(1/3)*(mum_H2O_glicol_evap/mu_ parede_H2O_glicol_evap)^0,14 "Nusselt Iado da solução etileno agua/glicol onde o cpm_H2O_glicol_evap foi multiplicado por 1000 para passar de [kJ/kg*K] para [J/kg*K]"

h_H2O_glicol_evap=(Nuss_lado_H2O_glicol*km_H2O_glicol_evap)/Dh_evap "Coeficiente converctivo em [W/(m^2*K)] do lado do casco no evaporador"

"Considerando tubos de cobre no evaporador"

kondut_cobre_evap=**conductivity**(Copper; *T*=T_parede_tubo_evap) "Condutividade térmica do cobre [w/(m*K)] na temperatura média da parede do tubo no evaporador"

"Calculo do coeficiente global de transferência de calor desconsiderando a resistência por incrustração"

U_casco_tubo_evap=1/(1/h_R134a_evap+In(D_e_tubo_evap/D_i_tubo_evap)*((D_i_tubo_evap/2)/ko ndut_cobre_evap)+(D_i_tubo_evap/D_e_tubo_evap)*(1/h_H2O_glicol_evap)) "Coeficiente global de transferência de calor evaporador"

"Área do trocador de evaporação"

F_evap=1 "Fator de correção para a média logaritmica de temperatura será 1, uma vez que ocorre evaporação no trocador"

deltaTML_evap=(((Tq_sai_evap+273)-(Tf_ent_evap+273))-((Tq_ent_evap+273)-

(Tf_sai_evap+273)))/In((((Tq_sai_evap+273)-(Tf_ent_evap+273))/((Tq_ent_evap+273)-

(Tf_sai_evap+273))) "Média logaritmica das temperaturas em [K]"

A_TC_evap=pi*D_e_tubo_evap*L_tubo_evap*N_tubos_evap "Equação para determinar o comprimento do evaporador"

A_TC_evap=Q_dot_evap*1000/(U_casco_tubo_evap*deltaTML_evap)*F_evap "Área de troca térmica do evaporador em [m^2]"

"Determinação da perda de carga no lado do casco do evaporador"

f_lado_casco_evap=**exp**(0,576-0,19***In**(Re_lado_casco_evap)) "Fator de atrito no lado do casco" N_deflet_evap=L_tubo_evap/Esp_deflet_evap-1 "Número de defletores do trocador" F_correção_visc_evap=(mum_H2O_glicol_evap/mu_parede_H2O_glicol_evap)^0,14 "Fator de correção da viscosidade"

deltaP_lado_casco_evap=((f_lado_casco_evap*G_casco_evap^2*(N_deflet_evap+1)*D_i_casco_eva p)/(2*rhom_H2O_glicol_evap*Dh_evap*F_correção_visc_evap))/1000 "Perda de carga no lado do casco em [kPa] que pode ser despresada"

"DETERMINAÇÃO DA FUGA DE CALOR DO TANQUE DE ARMAZENAMENTO NO PROCESSO DE DESCARGA"

T_des=T[3] "Limites da temperatura de descarga 3<T[3]<5"

Q_vaz_des=A_Tanq*((T_amb-T_des)/R_Term)*t_des_horas "Fuga de calor processo de descarga"

"DETERMINAÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA DA SOLUÇÃO ETILENO ÁGUA/GLICOL DO CIRCUITO DE DESCARGA"

cp_agua_glicol=(cp[3]+cp[4])/2 m_dot_des=Q_dot_C/(cp_agua_glicol*(T[4]-T[3])) "Vazão mássica média do circuito de descarga em [kg/s]"

"Vazão mássica de pico de água gelada (etileno água/glicol) durante o período de descarga" m_dot_des_18h=Q_dot_C_18h/(cp_agua_glicol*(T[4]-T[3])) "Vazão mássica do circuito de água gelada no horário de 18h" m_dot_des_pico=m_dot_des_18h "Vazão mássica máxima do circuito de água gelada"

"DETERMINAÇÃO DA ÁREA DO TROCADOR DE CALOR DA UTA"

"será considerado trocador do tipo compacto de aleta corrugada aplicado comumente em sistemas de condicionamento de ar"

"Considerando a velocidade de escoamento do ar na UTA entre 8 e 12 [m/s] conforme catálogo da TROX temos que:"

P_t=0,0381[m] "Passo transversal dos tubos" P_l=0,033[m] "Passo longitudinal dos tubos" D_c=0,01685[m] "Diâmetro do colarinho" E_aleta=0,00025[m] "Espessura da aleta" P_aleta=0,00643[m] "Passo da aleta" Ee_aletas=P_aleta-E_aleta "Espassamento entre aletas em [m]" D_e=D_c-2*E_aleta "Diâmetro externo do tubo" Di_tubo_TC_UTA=0,016[m] "Diâmetro interno do tubo do trocador de calor" "N_tubos_t=65 Número de tubos transversais" N tubos l=4 "Número de fileiras de tubos do trocador da UTA" Prof_TC_UTA=P_I*N_tubos_I "Profundidade do Trocador de calor da UTA em [m]" Teta_aleta=18,5[deg] "Ângulo de corrugação da aleta"

A_flux_livre=m_dot_ar_pico/(vel_ar_UTA*rho_ar_UTA)"Área total de fluxo livre do ar em [m^2]"A_min_flux_livre=(P_t-D_e)*Ee_aletas"Área mín de fluxo livre"N_Amin_flux_livre=A_flux_livre/A_min_flux_livre"Número de áreas mínimas de fluxo livre"Altura_UTA=N_tubos_t*P_t"Altura da UTA [m]"Largura_UTA=A_flux_livre/(N_tubos_t*(P_t-D_e))+((A_flux_livre/(N_tubos_t*(P_t-D_e)))/P_aleta)*E_aleta"Largura da UTA em [m]"A_f_total_UTA=Altura_UTA*Largura_UTA"Área frontal total da UTA em [m]"Dh_UTA=4*A_min_flux_livre/(2*((P_t-D_e)+Ee_aletas)))"Diâmetro hidráulico da UTA em [m]"

Re_UTA=(rho_ar_UTA*vel_ar_UTA*Dh_UTA)/((mu[1]+mu[2])/2) "Reynolds lado do ar na UTA"

"Reynolds =>1000 então será utilizada as correlações de fator de Colburn e fator de atrito desenvolvidas por Wang et. al. (2002)"

 $J=0,0646^{*}Re_UTA^{j}_1^{*}(D_c/Dh_UTA)^{j}_2^{*}(Ee_aletas/P_t)^{(-1,03)^{*}(P_l/D_c)^{0},432^{*}(tan(Teta_aleta))^{(-0,692)^{*}N_tubos_l^{(-0,737)}} "Fator de Colburn" j_1=-0,0545-0,0538^{*}tan(Teta_aleta)^{-0,302^{*}N_tubos_l^{(-0,24)^{*}(Ee_aletas/P_l)^{(-1,3)^{*}(P_l/P_t)^{0},379^{*}(P_l/Dh_UTA)^{(-1,35)^{*}tan(Teta_aleta)^{(-0,256)} j_2=-1,29^{*}(P_l/P_t)^{(1,77-9,43^{*}tan(Teta_aleta))^{*}(D_c/Dh_UTA)^{(0,229-1,43^{*}tan(Teta_aleta))^{*}(D_c,166-1,08^{*}tan(Teta_aleta))^{*}(Ee_aletas/P_t)^{(-0,174^{*}ln(0,5^{*}N_tubos_l))}$

Nuss_ar_UTA=J*Re_UTA*((Prandtl[1]+Prandtl[2])/2)^(1/3) "Nusselt do lado do ar na UTA"

h_conv_ar_UTA=(Nuss_ar_UTA*((kondut[1]+kondut[2])/2))/Dh_UTA "Coeficiente convectivo do lado do ar na UTA em [w/(m^2*K)]"

"Cálculo do fator de atrito para o lado do ar na UTA"

f_UTA=0,228*Re_UTA^f_1*(**tan**(Teta_aleta))^f_2*(Ee_aletas/P_l)^f_3*(P_l/D_c)^f_4*(D_c/Dh_UTA)^0,383*(P_l/P_t)^(-0,247)

f_1=-0,141*(Ee_aletas/P_l)^0,0512*(tan(Teta_aleta))^(-

0,472)*(P_l/P_t)^0,35*(P_t/Dh_UTA)^(0,449*tan(Teta_aleta))*N_tubos_l^(-

0,049+0,237*tan(Teta_aleta))

f_2=-0,562*(In(Re_UTA))^(-0,0923)*N_tubos_I^0,013

f_3=0,302*Re_UTA^0,03*(P_t/D_c)^0,026

f_4=-0,306+3,63***tan**(Teta_aleta)

"Determinação do coeficiente convectivo da UTA, lado interno do tubo"

Tm_H2O_glicol=(T[3]+T[4])/2 "Temperatura média da solução etileno água/glicol na UTA em [°C]" km_H2O_glicol=**conductivity**(*EG*;*T*=Tm_H2O_glicol;*C*=C_H2O_glicol) "Condutividade térmica da solução água/glicol na temperatura média em [W/(m*K)]"

cpm_H2O_glicol=**cp**(*EG*;*T*=Tm_H2O_glicol;*C*=C_H2O_glicol) "Calor específico da solução água/glicol na temperatura média em [kJ/(kg*K)]"

Prm_H2O_glicol=**prandtl**(*EG*;*T*=Tm_H2O_glicol;*C*=C_H2O_glicol) "Prandtl da solução água/glicol na temperatura média"

mum_H2O_glicol=**viscosity**(*EG*;*T*=Tm_H2O_glicol;*C*=C_H2O_glicol) "Viscosidade absoluta da solução água/glicol na temperatura média em [Pa*s]"

rhom_H2O_glicol=**density**(*EG*;*T*=Tm_H2O_glicol;*C*=C_H2O_glicol) "Densidade do etileno água/glicol na temperatura média"

m_dot_pico_tubo_UTA=m_dot_des_pico/((N_tubos_t*N_tubos_I)/5) "Vazão mássica de etileno agua/glicol por tubo do troc. calor da UTA considerando feixes de 5 tubos [kg/s]"

V_dot_des_pico_tubosTC=m_dot_pico_tubo_UTA/rhom_H2O_glicol "Vazão volumétrica de água glicol por tubo do troc. calor da UTA [m^3/s]"

Ai_tubo_TC_UTA=(pi*Di_tubo_TC_UTA^2)/4 "Área da seção interna do tubo do troc. calor da UTA [m^2])"

v_esc_pico_tubosTC_UTA=(V_dot_des_pico_tubosTC)/Ai_tubo_TC_UTA "Velocidade de escoamento do etileno glicol dentro dos tubos do troc. de calor da UTA em [m/s]"

Re_i_tubo_UTA=rhom_H2O_glicol*v_esc_pico_tubosTC_UTA* Di_tubo_TC_UTA/mum_H2O_glicol "Reynolds para o escoamento interno dos tubos do trocador de calor da UTA" Nuss_i_tubo_UTA=0,023*Re_i_tubo_UTA^(4/5)*Prm_H2O_glicol^0,4 "Correlação de Nusselt desenvolvida por Dittus-Boelter para fluido aquecendo 0,7<=Pr<=160; Re.>=10000 e L/D>=10 conforme Incropera (2003)"

h_conv_H2O_glicol_UTA=(km_H2O_glicol/Di_tubo_TC_UTA)*Nuss_i_tubo_UTA "Coeficiente convectivo do lado da solução etileno água/glicol na UTA em [w/(m^2*K)]"

"Determinação do coeficiente de condutividade do tubo de cobre do troc. Calor da UTA" Tm_copper=(T[1]+T[3])/2 "Temperatura do tubo de cobre do trocador de calor da UTA na temperatura média dos fluxos quente e frio"

k_copper_UTA=**conductivity**(Copper; *T*=Tm_copper) "Condutividade térmica do tubo de cobre [W/(m*K)]"

"Determinação do coeficiente global de transferência de calor no troc. de calor da UTA" "U_global_UTA=1/(1/h_conv_ar_UTA+(In((D_e/2)/(Di_tubo_TC_UTA/2)))/k_copper_UTA+1/h_conv_H 2O_glicol_UTA)" "Coeficiente global considerando condutividade no tubo de cobre" U_global_UTA=1/(1/h_conv_ar_UTA+1/h_conv_H2O_glicol_UTA) "Coficiente global considerando tubo delgado despresando efeitos da resistência térmica da parede do tubo, e resistência por encrustração"

"Método da Efetividade NUT"

cp_m_ar=(cp[1]+cp[2])/2 "Calor específico médio do ar entre os estados 1 e 2" C_q=m_dot_ar_pico*cp_m_ar "capacidade térmica do fluido quente" cp_m_H2O_glicol=(cp[3]+cp[4])/2 "Calor específico médio da solução água/glicol entre os estados 3 e 4"

C_f=m_dot_des_pico*cp_m_H2O_glicol "capacidade térmica do fluido frio"

 $\label{eq:linear} A_TC_UTA=(2^{(A_flux_livre/(N_tubos_t^{(P_t-D_e)^P_aleta)})^{(P_t^N_tubos_t)^{(N_tubos_l^P_l)})^{(N_tubos_l^N_tubos_l^P_l))^{(N_tubos_l^N_tubos_l^P_l)^{(N_tubos_l^P_l)})^{(N_tubos_l^P_l)^{(N_tubos_l^P_l)}} (N_tubos_l^N_tubos_l^P_l)^{(N_tubos_l^P_l)^{(N_tubos_l^P_l)})^{(N_tubos_l^P_l)})^{(N_tubos_l^P_l)^{(N_tubos_l^P_l)})^{(N_tubos_l^P_l)^{(N_tubos_l^P_l)})^{(N_tubos_l^P_l)^{(N_tubos_l^P_l)})^{(N_tubos_l^P_l)})^{(N_tubos_l^P_l)^{(N_tubos_l^P_l)})^{(N_tubos_l^P_l)})^{(N_tubos_l^P_l)^{(N_tubos_l^P_l)})^{(N_tubos_l^P_l)})^{(N_tubos_l^P_l)})^{(N_tubos_l^P_l)})^{(N_tubos_l^P_l)})^{(N_t$

A_TC_UTA=(NUT*C_min*1000)/U_global_UTA "Área do trocador de calor da UTA. 1000 é o fator de conversão da capacidade térmica de [kW/K] para [W/K], uma vez que U global está em [W/(m^2*K)]"

"DETERMINAÇÃO DA POTÊNCIA DA BOMBA DO CICLO DE DESCARGA"

eta bomb des=0,8 "Eficiência isentrópica entre 80% a 90% conforme Cengel 2013 pag 371. Logo adotou-se para este trabalho 80% confome Sanaye e Hekmatian (2016)" L tubo des=150 "Comprimento estimado de tubulação baseado no tamanho do tangue e no espaçamento da serpentina em [m]" V_dot_des=m_dot_des/rho_agua_glicol "Vazão volumétrica do circuito de descarga [m3/s]" v esc des=2,88 "Velocidade de escoamento na tubulação adotada baseado nas médias 2,4m/s e 3,35m/s em WANG (2000)" mu_agua_glicol=(mu[3]+mu[4])/2 "Viscosidade média da solução água glicol em [Pa.s]" rho_agua_glicol=(rho[3]+rho[4])/2 "Densidade média da solução água glicol [kg]m3]" Di_tub_des=sqrt((4*V_dot_des)/(pi*v_esc_des)) "Diâmetro calculado com base na vazão média de água gelada"

V_dot_des_pico=m_dot_des_pico/rho_agua_glicol v_esc_des_pico=3,35 Re_des=(rho_agua_glicol*v_esc_des_pico*Di_tub_des)/mu_agua_glicol "Reynolds >10000 Turbulento"

Rugo_tub_des=0,046 "Rugosidade absoluta para tubo de aço comercial 0,046 (inox = 0,002) conforme White (1998)"

f_atrito_des=0,25*(log10((Rugo_tub_des/Di_tub_des)/3,7+5,74/(Re_des^0,9)))^(-2) "fator de atrito conforme White (1998)"

f_atrito_cor_des=(-2*log10((Rugo_tub_des/Di_tub_des)/3,7+2,51/(Re_des*f_atrito^0,5)))^(-2) "fator de atrito corrigido"

deltaP_bomb_des=(f_atrito_cor_des*(L_tubo_des/Di_tub_des)*(v_esc_des_pico^2/2*g))/9,8 "Perda de carga na tubulação despresando a perda localizada em kPa onde 9,8 é o fator de correção de mca para kPa"

W_dot_bomb_des=(m_dot_des_pico*deltaP_bomb_des)/(rho_agua_glicol*eta_bomb_des) "Potência da bomba da Torre de resfriamento em [kW]"

"DETERMINAÇÃO DA POTEÊNCIA DO VENTILADOR DA UNIDADE DE TRATAMENTO DE AR (UTA)"

rho_ar_UTA=rho[1] "Densidade do ar médio na unidade de tratamento de ar em [kg/m^3]" v_UTA=1/rho_ar_UTA "Volume específico do ar na UTA" V_dot_ar_UTA=m_dot_ar*v_UTA "Vazão volumétrica de ar na UTA [m3/s]" vel_ar_UTA=8 "Velocidade média do ar dentro na UTA [m/s] conforme catálogo TROX do Brasil" Perdas_vent_UTA=(f_UTA*(Prof_TC_UTA/Dh_UTA)*(vel_ar_UTA^2/2*g)*rho_ar_UTA*g)/1000 "Pressão estática da UTA em [kPa]"

deltaP_vent_UTA=((rho_ar_UTA*vel_ar_UTA^2)/2*g)/102,04+1,8 "Perda de carga na UTA onde 102,04 é fator de conversão de mmca para kPa na perda de carga dinâmica do ventilador e 1,8 é o valor da perda estática do ventilador conforme catálogo da TROX do Brasil"

eta_vent_UTA=0,8 "Estimado baseado em valores práticos entre 80 e 90%. Adotou-se 80% confome Sanaye e Hekmatian (2016) "

W_dot_vent_UTA=(deltaP_vent_UTA*V_dot_ar_UTA)/eta_vent_UTA "Potência do ventilador da unidade de tratamento de ar"

"DETERMINAÇÃO DO VOLUME E DA ÁREA DE ESTOCAGEM"

 "Propriedades do gelo com temperatura variando entre: -10<T_Tanq<0"</td>

 P_Tanq=P[12]
 "Pressão do tanque de estocagem"

 rho_gelo=density(Water,P=P_Tanq;T=T_Tanq)
 "Densidade da água [kg/m3]"

 cp_gelo=specheat(Water;P=P_Tanq;T=T_Tanq)
 "Calor específico da água [kJ/kgK]"

 L_fus_agua=enthalpy_fusion(Water)
 "Calor latente de fusão da água [kJ/kg]"

"Propriedades da água com	temperatura variando entre:	3 <t[3]<5"< th=""></t[3]<5"<>
rho_agua=density(Water,P	P=P_Tanq; 7 =T_des)	"Densidade da água [kg/m3]"
cp_agua=specheat(Water,	P =P_Tanq; T =T_des)	"Calor específico da água [kJ/kgK]"
T_cong_agua=0[°C]		"Temperatura de congelamento da água [°C]"
"L_fus_agua=333,7	Retirado do livro para efeito	de comparação [kJ/kg]"
"rho_gelo=921	Retirado do livro para efeito	de comparação[kg/m3]"
"cp_gelo=2,11	Retirado do livro para efeito	de comparação"

Vol_Tanq=3600*Q_Tanq/(rho_agua*cp_agua*(T_des-T_cong_agua)+rho_agua*L_fus_agua+rho_gelo*cp_gelo*(T_cong_agua-T_Tanq)) "Volume do tanque de estocagem [m3]"

A_Tanq=6*pi*(Vol_Tanq/(2*pi))^(2/3) "Área do tanque de estocagem [m2]"

"ANÁLISE EXERGÉTICA"

"Para a modelagem e análise do sistema ITES deste modelo, a exergia química para a UTA também foi considerada. As equações a seguir mostram o cálculo da taxa de destruição de exergia em cada componente do sistema."

"T[12] Temperatura adotada para o estado morto"

"P[12] é a Pressão no estado morto"

"h[12] é a Entalpia no estado morto"

"CÁLCULO DA TAXA DE EXERGIA DESTRUÍDA NA UTA" P_1=P[12]+deltaP_vent_UTA "Pressão na entrada da UTA" k[1]=cp[1]/cv[1]

"Taxa de exergia para o estado 1 considerando a parcela de exergia química" cp_ar_seco=1,003 "[kJ/kg*K]" R_ar_seco=0,287 "[kJ/kg*K]" cp_vapor=1,872 "[kJ/kg*K]" R_vapor=0,461 "[kJ/kg*K]"

$$\begin{split} & \text{Ex_dot_1=m_dot_ar*((cp_ar_seco+omega[1]*cp_vapor)*(T[12]+273)*((T[1]+273)/(T[12]+273)-1-In((T[1]+273)/(T[12]+273)))) + (1+1,608*omega[1])*R_ar_seco*(T[12]+273)*In(P_1/P[12])+R_ar_seco*(T[12]+273)*In((1+1,608*omega[12])/(1+1,608*omega[1]))) + 1,608*omega[1]*In((1,608*omega[1])/(1,608*omega[12])) + ((1+1,608*omega[12])/(1+1,608*omega[1]))) + 1,608*omega[1])) + 1,608*omega[1]) + 1,608*omega[1]) + 1,608*omega[1]) + 1,608*omega[1]) + 1,608*omega[1]*In((1,608*omega[1])/(1,608*omega[1]))) + 1,608*omega[1])) + 1,608*omega[1]) + 1,608*omega[1] + 1,608*omega[1]) + 1,608*omega[1] + 1,608*omega[$$

"Taxa de exergia para o estado 2 considerando a parcela de exergia química" P_2=P[12] k[2]=cp[2]/cv[2]

$$\begin{split} & \text{Ex_dot_2=m_dot_ar*((cp_ar_seco+omega[2]*cp_vapor)*(T[12]+273)*((T[2]+273)/(T[12]+273)-1-In((T[2]+273)/(T[12]+273)))) + (1+1,608*omega[2])*R_ar_seco*(T[12]+273)*In(P_1/P[12])+R_ar_seco*(T[12]+273)*In((1+1,608*omega[12])/(1+1,608*omega[2]))) + 1,608*omega[2]*In((1,608*omega[2])/(1,608*omega[12])) + ((1+1,608*omega[12])/(1+1,608*omega[2]))) + 1,608*omega[2])) + 1,608*omega[2] + 1,608*omega[2]) + 1,608*omega[2] + 1,608*omega[2]) + 1,608*omega[2] + 1,608*omega[2]) + 1,608$$

Ex_dot_3=m_dot_des*cp[3]*(T[12]+273)*((T[3]+273)/(T[12]+273)-1-ln((T[3]+273)/(T[12]+273))))

Ex_dot_4=m_dot_des*cp[4]*(T[12]+273)*((T[4]+273)/(T[12]+273)-1-ln((T[4]+273)/(T[12]+273)))

Ex_dot_dest_UTA=(Ex_dot_1+Ex_dot_3)-(Ex_dot_2+Ex_dot_4) "Taxa de exergia destruída na UTA"

"CÁLCULO DA TAXA DE EXERGIA DESTRUÍDA NO COMI Ex_dot_6=m_dot_ref*((h[6]-h[12])-(T[12]+273)*(s[6]-s[12]))	PRESSOR" "Taxa de exergia física no estado 6"
Ex_dot_7=m_dot_ref*((h[7]-h[12])-(T[12]+273)*(s[7]-s[12]))	"Taxa de exergia física no estado 7"
Ex_dot_dest_comp=Ex_dot_6-Ex_dot_7+W_dot_comp "Ta	axa de exergia destruída no compressor"
"CÁLCULO DA TAXA DE EXERGIA DESTRUÍDA NA VÁLV Ex_dot_5=m_dot_ref*((h[5]-h[12])-(T[12]+273)*(s[5]-s[12]))	ULA DE EXPANSÃO" "Taxa de exergia física no estado 5"
Ex_dot_8=m_dot_ref*((h[8]-h[12])-(T[12]+273)*(s[8]-s[12]))	"Taxa de exergia física no estado 8"

Ex_dot_dest_valv_exp=Ex_dot_8-Ex_dot_5 "Taxa de exergia destruída na válvula de expansão"

"CÁLCULO DA TAXA DE EXERGIA DESTRUÍDA NO CONDENSADOR"

$$\begin{split} & \text{Ex_dot_9=m_dot_Tor^*(cp[9]^*((T[9]+273)-(T[12]+273))-(T[12]+273)^*cp[9]^*ln((T[9]+273)/(T[12]+273))-R_vapor^*(T[12]+273)^*ln(P[9]/P[12])) \\ & \text{Taxa de exergia (física mais química) no estado 9"} \end{split}$$

$$\begin{split} & \text{Ex_dot_10=m_dot_Tor^*(cp[10]^*((T[10]+273)-(T[12]+273))-(T[12]+273)^*cp[10]^*ln((T[10]+273)/(T[12]+273))-R_vapor^*(T[12]+273)^*ln(P[10]/P[12])) \\ & \text{Taxa de exergia (física mais química) no estado 10"} \end{split}$$

$$\begin{split} & \text{Ex_dot_11=m_dot_Tor^*(cp[11]^*((T[11]+273)-(T[12]+273))-(T[12]+273)^*(r[11]+273)^*(T[12]+273)^*(r[11]+273)/(T[12]+273))-R_vapor^*(T[12]+273)^*(n(P[11]/P[12])) \\ & \text{exergia (física mais química) no estado 11"} \end{split}$$

Ex_dot_dest_cond=(Ex_dot_7+Ex_dot_11)-(Ex_dot_8+Ex_dot_9) "Taxa de exergia destruída no condensador"

"CÁLCULO DA TAXA DE EXERGIA DESTRUÍDA NA TORRE"

$$\begin{split} & \text{Ex_dot_13=m_dot_ar_Tor*((cp_ar_seco+omega[13]*cp_vapor)*((T[13]+273)-(T_o+273)-(T_o+273)*(T_o+273)*(T_o+273))+R_ar_seco*(T_o+273)*((1+1,608*omega[13])*In((1+1,608*omega[13]))+1,608*omega[13])+1,608*omega[13]*In(omega_o/omega[13]))) \\ & \text{Taxa de exergia} \\ & \text{(fisica mais química) no estado 13"} \end{split}$$

$$\begin{split} & \text{Ex_dot_14=m_dot_ar_Tor*((cp_ar_seco+omega[14]*cp_vapor)*((T[14]+273)-(T_o+273)-(T_o+273)*ln((T[14]+273)/(T_o+273)))+R_ar_seco*(T_o+273)*((1+1,608*omega[14])*ln((1+1,608*omega[14]))) \\ & \text{ega[14]}/(1+1,608*omega_o))+1,608*omega[14]*ln(omega_o/omega[14]))) \\ & \text{"Taxa de exergia"} \\ & \text{(fisica mais química) no estado 14"} \end{split}$$

Ex_dot_dest_Tor=(Ex_dot_9+Ex_dot_13)-(Ex_dot_10+Ex_dot_14) "Taxa de exergia destruída na torre de resfriamento"

"CÁLCULO DA TAXA DE EXERGIA DESTRUÍDA NO EVAPORADOR"

ExQ_dot_evap=Q_dot_evap*3600*(1-(T[12]+273)/(T_evap+273)) "Taxa de transf. de exergia devido a transferencia de calor"

Ex_dot_dest_evap=(Ex_dot_5-Ex_dot_6)+ExQ_dot_evap "Taxa de exergia destruída no evaporador" "Ex_dot_dest_evap=(T[12]+273)*(m_dot_ref*(s[6]-s[5])-Q_dot_evap/(T_evap+273)) "Conforme Çengel pág 623"

"CÁLCULO DA TAXA DE EXERGIA DESTRUÍDA NO TANQUE DE ESTOCAGEM DE GELO" **Ex_dot_dest_Tanq**=Ex_dot_dest_car+Ex_dot_dest_des "Taxa de exergia total destruída no Tanque de armazenamento de gelo"

"Carga"

Ex_dot_dest_car=(ExQ_Tanq_car-deltaEx_Tanq_car)/(t_car_horas*3600) "Taxa de exergia destruída no processo de carga"

ExQ_Tanq_car=((Q_vaz_car-Q_Tanq)*3600)*(1-(T[12]+273)/(T_Tanq+273)) "Exergia associada à transferência de calor no tanque de estocagem no processo de carga"

deltaEx_Tanq_car=((-Q_Tanq+Q_vaz_car)*3600)-(m_agua_Tanq*(T[12]+273)*(cp_agua*In((T_F_agua+273)/(T_des+273))-(L_fus_agua/(T_F_agua+273))+cp_gelo*In((T_Tanq+273)/(T_F_agua+273)))) "Mudança de exergia no tanque durante o precesso de carga"

m_agua_Tanq=Vol_Tanq*rho_agua	"massa de água no tanque em [kg]"
T_F_agua=0	"Temperatura de congelamento da água em [°C]"

"Descarga"

Ex_dot_dest_des=Ex_dot_dest_fus+Ex_dot_dest_H2O_glicol "Taxa de destruição de exergia no tanque durante o processo de descarga"

Ex_dot_dest_fus=(ExQ_Tanq_des-deltaEx_Tanq_des)/(t_des_horas*3600) "Taxa de destruição de exergia devido à fusão do gelo no tanque" ExQ_Tanq_des=((Q_C+Q_vaz_des)*3600)*(1-(T[12]+273)/(T_des+273)) "Exergia associada à transferência de calor no tanque de estocagem no processo de descarga"

deltaEx_Tanq_des=((Q_C+Q_vaz_des)*3600)-

(m_agua_Tanq*(T[12]+273)*(cp_gelo*ln((T_F_agua+273)/(T_Tanq+273))+(L_fus_agua/(T_F_agua+273))+cp_agua*ln((T_des+273)/(T_F_agua+273)))) "Mudança de exergia no tanque durante o precesso de descarga"

ExQ_dot_dest_H2O_glicol=(Q_dot_c)*(1-(T[12]+273)/(T[4]+273)) "Taxa de destruição de exergia associada à transferência de calor na unidade de tratamento de ar" Ex_dot_dest_H2O_glicol=(Ex_dot_4-Ex_dot_3)+ExQ_dot_dest_H2O_glicol "taxa de destruição de exergia resultante da transferência de calor entre o tanque de armazenamento e a água gelada"

"CÁLCULO DA EXERGIA DESTRUÍDA TOTAL NO SISTEMA ITES"

Ex_dot_dest_total=Ex_dot_dest_UTA+Ex_dot_dest_comp+Ex_dot_dest_valv_exp+Ex_dot_dest_con d+Ex_dot_dest_Tor+Ex_dot_dest_evap+Ex_dot_dest_Tanq

"EFICIÊNCIA DE SEGUNDA LEI PARA O SISTEMA ITES"

<mark>eta_ll</mark>=1-

Ex_dot_dest_total/(W_dot_vent_UTA+W_dot_bomb_des+W_dot_bomb_des+W_dot_comp+W_dot_b omb_Tor+W_dot_vent_Tor)

"ANÁLISE ECONÔMICA"

"FUNÇÕES CUSTO DE CAPITAL OU CUSTO DE AQUISIÇÃO DE EQUIPAMENTOS"

C_UTA=24202*A_TC_UTA^0,4162 "Custo de capital da UTA dado em US\$" C_bomb_Tor=705,48*W_dot_bomb_Tor^0,71*(1+0,2/(1-eta_bomb_Tor)) "Custo de capital da BOMBA DA TORRE DE RESFRIAMENTO dado em US\$"

C_bomb_des=705,48*W_dot_bomb_des^0,71*(1+0,2/(1-eta_bomb_des)) "Custo de capital da BOMBA DO CICLO DE DESCARGA dado em US\$"

C_Tanq=8,67*10^(2,9211***exp**(0,1416***log10**(Vol_Tanq))) "Custo de capital do TANQUE DE ESTOCAGEM de gelo dado em US\$"

C_evap=16648,3*A_TC_evap^0,6123 "Custo de capital do EVAPORADOR dado em US\$" C_cond=(516,621*A_TC_cond)+268,45 "Custo de capital do CONDENSADOR dado em US\$" C_comp=((39,5*m_dot_ref)/(0,9-eta_isent_comp))*(P[7]/P[6])*In(P[7]/P[6]) "Custo de capital do COMPRESSOR dado em US\$"

C_valv_exp=114,5*m_dot_ref "Custo de capital da VÁLVULA DE EXPANSÃO dado em US\$" C_Tor=746,749*(m_dot_Tor^0,79)*((T[9]-T[10])^0,57)*((T[9]-T[10])^(-

0,9924))*(0,022*wb[12]+0,39)^2,447 "Custo de capital da TORRE DE RESFRIAMENTO dado em US\$"

C_cap_total_ITES=C_UTA+C_bomb_Tor+C_bomb_des+C_Tanq+C_evap+C_cond+C_comp+C_valv _exp+C_Tor "Custo total de capital do sistema ITES"

"TAXA DE CUSTO DE CAPITAL E MANUTENÇÃO PARA CADA COMPONENTE DO SISTEMA"

i=0,1375 "Taxa de juros anual"

FM=1,06 "Fator de Manutenção"

N_car=1920 "Número de horas de funcionamento anual dos equipamentos no processo de carga no período de Janeiro a dezembro (8 horas, 5 dias, 4 semanas e 12 meses)"
 N_des=3360 "Número de horas de funcionamento anual dos equipamentos no processo de

descarga no período de Janeiro a dezembro (14 horas, 5 dias, 4 semanas e 12 meses)" n=20 "Tempo de vida do sistema"

FRC=(i*(1+i)^n)/((1+i)^n-1) "Fator de recuperação de capital"

"TAXAS DE CUSTO ASSOCIADAS AO CAPITAL E MANUTENÇÃO DE CADA EQUIPAMENTO DO SISTEMA DADAS EM [US\$/s]"

C_dot_UTA=(C_UTA*FRC*FM)/(N_des*3600)

C_dot_bomb_Tor=(C_bomb_Tor*FRC*FM)/(N_car*3600)

C_dot_bomb_des=(C_bomb_des*FRC*FM)/((N_car+N_des)*3600)

C_dot_Tanq=(C_Tanq*FRC*FM)/((N_car+N_des)*3600)

C_dot_evap=(C_evap*FRC*FM)/(N_car*3600)

C_dot_cond=(C_cond*FRC*FM)/(N_car*3600)

C_dot_comp=(C_comp*FRC*FM)/(N_car*3600)

C_dot_valv_exp=(C_valv_exp*FRC*FM)/(N_car*3600)

C_dot_Tor=(C_Tor*FRC*FM)/(N_car*3600)

"TAXA DE CUSTO TOTAL DE CAPITAL MAIS MANUTENÇÃO NO PERÍODO DE UM ANO PARA O SISTEMA ITES DADO EM [US\$/s]"

C_dot_cap_man=C_dot_UTA+C_dot_bomb_Tor+C_dot_bomb_des+C_dot_Tanq+C_dot_evap+C_dot _cond+C_dot_comp+C_dot_valv_exp+C_dot_Tor

C_cap_man_ITES_anual=C_dot_cap_man*(N_car+N_des)*3600

"TAXA DE CUSTO OPERACIONAL DO SISTEMA NA ESTRATÉGIA DE ARMAZENAMENTO TOTAL DADO EM [US\$/s] "

"Definição dos custos das tarifas segundo critério horosazonal-azul para estabelecimento comercial do grupo A4-Comercial 2,3kV a 25kV considerando tensão de entrada da concessionária de 13,8kV" "Essa tensão escolhida segue os critérios da Resolução nº 456, de 29/11/2000 da Aneel."

Cot_Dolar=3,14 "Conversão do dolar em reais 02/09/2017 https://www.conversor-dolar.com.br/"

C_ele_off_pico_azul=0,5048/Cot_Dolar "Custo do consumo de eletricidade fora da ponta durante o período úmido, bandeira tarifária verde segundo configuração horosazonal-azul, desconsiderando a demanda [US\$/kWh]"

C_ele_on_pico_azul=((11*0,5048+3*0,7274)/14)/Cot_Dolar "Custo da eletricidade para o período de ponta dadas as mesmas considerações acima (em azul) ressaltando que no período de descarga serão contabilizados apenas três horas do período de ponta [US\$/kWh]"

C_ele_off_pico_verde=0,5048/Cot_Dolar "Custo do consumo de eletricidade fora da ponta durante o período úmido, bandeira tarifária vermelha segundo configuração horosazonal-verde,

desconsiderando a demanda [US\$/kWh]"

C_ele_on_pico_verde=((11*0,5048+3*1,4979)/14)/Cot_Dolar "Custo da eletricidade para o período de ponta dadas as mesmas considerações acima (em verde) [US\$/kWh]"

C_Dem_off_pico_azul=12,6251/Cot_Dolar "Custo da demanda fora de pico horosazonal azul em [US\$/kW]"

C_Dem_on_pico_azul=31,7701/Cot_Dolar "Custo da demanda no pico horosazonal azul em [US\$/kW]"

C_Dem_verde=12,6251/Cot_Dolar "Custo da demanda horosazonal verde [US\$/kW]"

C_dot_Dem_off_pico_azul=(((W_dot_bomb_des+W_dot_bomb_Tor+W_dot_vent_Tor+W_dot_comp)* C_Dem_off_pico_azul)/(8*5*4*3600))+((W_dot_bomb_des+W_dot_vent_UTA)*C_Dem_off_pico_azul) /(11*5*4*3600) "Taxa de custo de demanda off pico horosazonal azul"

C_dot_Dem_on_pico_azul=((W_dot_bomb_des+W_dot_vent_UTA)*C_Dem_on_pico_azul)/(3*5*4*36 00) "Taxa de custo de demanda on pico horosazonal azul"

C_dot_Dem_total_azul=C_dot_Dem_off_pico_azul+C_dot_Dem_on_pico_azul "Taxa de custo de demanda total horosazonal azul"

C_dot_Dem_total_verde=(((W_dot_bomb_des+W_dot_bomb_Tor+W_dot_vent_Tor+W_dot_comp)*C _Dem_verde)/(8*5*4*3600))+((W_dot_bomb_des+W_dot_vent_UTA)*C_Dem_verde)/(11*5*4*3600)+((W_dot_bomb_des+W_dot_vent_UTA)*C_Dem_verde)/(3*5*4*3600)

Gasto_Dem_off_pico_anual_azul=19*5*4*12*3600*C_dot_Dem_off_pico_azul "Gasto com demanda off pico anual horosazonal azul"

Gasto_Dem_on_pico_anual_azul=3*5*4*12*3600*C_dot_Dem_on_pico_azul "Gasto com demanda on pico anual horosazonal azul"

Gasto_Dem_anual_verde=22*5*4*12*3600*C_dot_Dem_total_verde "Gasto com demanda anual horosazonal verde"

C_dot_oper_ITES_azul=((W_dot_comp+W_dot_bomb_Tor+W_dot_bomb_des+W_dot_vent_Tor)*(C_ ele_off_pico_azul/3600))+((W_dot_bomb_des+W_dot_vent_UTA)*(C_ele_on_pico_azul/3600))+C_dot _Dem_total_azul

C_oper_anual_ITES_azul=C_dot_oper_ITES_azul*(N_car+N_des)*3600 "custo operacional anual ITES azul"

C_dot_oper_ITES_verde=((W_dot_comp+W_dot_bomb_Tor+W_dot_bomb_des+W_dot_vent_Tor)*(C _ele_off_pico_verde/3600))+((W_dot_bomb_des+W_dot_vent_UTA)*(C_ele_on_pico_verde/3600))+C _dot_Dem_total_verde

C_oper_anual_ITES_verde=C_dot_oper_ITES_verde*(N_car+N_des)*3600 "custo operacional anual ITES verde"

"CONSUMO TOTAL ANUAL DE ELETRICIDADE DO SISTEMA ITES"

eta_motor_ele=0,88 "Eficiência média de motores elétricos trifásicos, 60 Hz, 4 polos conforme catálogo WEG"

Cons_ele_anual_car=((W_dot_comp+W_dot_bomb_Tor+W_dot_bomb_des+W_dot_vent_Tor)/eta_m otor_ele)*N_car "Consumo anual de eletricidade no período de carga dado em kWh"

Cons_ele_anual_des=((W_dot_bomb_des+W_dot_vent_UTA)/eta_motor_ele)*N_des "Consumo anual de eletricidade no período de descarga dado em kWh"

Cons_ele_anual_total=Cons_ele_anual_car+Cons_ele_anual_des "Consumo anual de eletricidade total do sistema dado em kWh"

Energ_total_mens_ITES=Cons_ele_anual_total/12 "Consumo total mensal médio de eletricidade do sistema ITES dado em kWh"

"FINALMENTE, A TAXA DE CUSTO TOTAL EM [US\$/s] DO SISTEMA ITES ENVOLVENDO OS CUSTOS DE CAPITAL E MANUTENÇÃO, CUSTO DE OPERAÇÃO E DE PENALIDADE DE EMISSÃO DE CO2 É:"

Custo_dot_total_ITES_azul=C_dot_cap_man+C_dot_oper_ITES_azul+C_dot_CO2 Custo_dot_total_ITES_verde=C_dot_cap_man+C_dot_oper_ITES_verde+C_dot_CO2

Custo_total_anual_ITES_azul=C_oper_anual_ITES_azul+C_cap_man_ITES_anual+C_CO2_ITES_a nual "Custo total do sistema ITES operando na tarifa azul" Custo total anual ITES verde=C oper anual ITES verde+C cap man ITES anual+C CO2 ITES

_anual "Custo total do sistema ITES operando na tarifa verde"

"TEMPO DE RETORNO DO INVESTIMENTO (PAYBACK)"

C_oper_anual_conv=5766225 "Custo operacional do sistema convencional no período de um ano dado em [US\$] operando em tarifa azul por nao deslocar cargas" deltaC_oper_azul=C_oper_anual_conv-C_oper_anual_ITES_azul "Diferença entre o custo operacional do sistema convencional e o sistema ITES operando em tarifa azul" deltaC_oper_verde=C_oper_anual_conv-C_oper_anual_ITES_verde "Diferença entre o custo operacional do sistema convencional e o sistema ITES operando em tarifa azul"

C_cap_total_conv=1019635 "Custo de capital total do sistema convencional"

deltaC_RV=0,1***abs**(C_cap_total_ITES-C_cap_total_conv) "Diferença entre o valor venal do sistema ITES e o sistema convencional no final de sua vida útil" "deltaC_RV=0,1*C_Tanq" deltaC_capital=**abs**(C_cap_total_ITES-C_cap_total_conv)

deltaC_oper_azul*(((1+i)^Payback_azul-1)/(i*(1+i)^Payback_azul))+deltaC_RV*(i/(1+i)^Payback_azul)=deltaC_capital "Tempo de retorno do investimento (Payback) operando com tarifa azul" deltaC_oper_verde*(((1+i)^Payback_verde-1)/(i*(1+i)^Payback_verde))+deltaC_RV*(i/(1+i)^Payback_verde)=deltaC_capital "Tempo de retorno do investimento (Payback) operando com tarifa verde"

"-----"
"ANÁLISE AMBIENTAL"

"ESTIMATIVA DE EMISSÃO ANUAL DE CO2 PARA O SISTEMA ITES DADO EM [kg]" Emiss_CO2=f_CO2*Cons_ele_anual_total

f_CO2=0,065 "Fator de emissão de CO2 dado em [kg/kWh]" C_CO2=30 "Custo de penalidade por tonelada de CO2 emitido na atmosfera pelo sistema ITES dado em [US\$/ton]"

"TAXA DE CUSTO DEVIDO À PENALIZAÇÃO POR EMISSÃO DE CO2 PARA O SISTEMA ITES DADO EM [US\$/s]" C_dot_CO2=((Emiss_CO2/1000)*C_CO2)/((N_car+N_des)*3600) C_CO2_ITES_anual=C_dot_CO2*(N_car+N_des)*3600