



UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

MATHEUS BEZERRA DE ALENCAR BARROS

**ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UM SISTEMA DE ARMAZENAMENTO DE
ENERGIA POR AR COMPRIMIDO DE PEQUENO PORTE CONSIDERANDO
DIFERENTES MODOS DE OPERAÇÃO DO SISTEMA**

Recife

2020

MATHEUS BEZERRA DE ALENCAR BARROS

**ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UM SISTEMA DE ARMAZENAMENTO DE
ENERGIA POR AR COMPRIMIDO DE PEQUENO PORTE CONSIDERANDO
DIFERENTES MODOS DE OPERAÇÃO DO SISTEMA**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Processos e Sistemas Térmicos.

Orientador: Prof. Dr. Jorge Recarte Henríquez Guerrero.

Recife

2020

Catálogo na fonte
Bibliotecária Margareth Malta, CRB-4 / 1198

B277e Barros, Matheus Bezerra de Alencar.
Análise termodinâmica de um sistema de armazenamento de energia por ar comprimido de pequeno porte considerando diferentes modos de operação do sistema / Matheus Bezerra de Alencar Barros - 2020.
168 folhas, il., gráfs., tabs.

Orientador: Prof. Dr. Jorge Recarte Henríquez Guerrero.

Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2020.
Inclui Referências.

1. Engenharia mecânica. 2. Energia renovável. 3. Sustentabilidade. 4. Sistemas de armazenamento de energia por ar comprimido. 5. Armazenamento de energia térmica. 6. Análise termodinâmica. I. Henríquez Guerrero, Jorge Recarte (Orientador). II. Título.

UFPE

621 CDD (22. ed.)

BCTG/2020-242

MATHEUS BEZERRA DE ALENCAR BARROS

**ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UM SISTEMA DE ARMAZENAMENTO DE
ENERGIA POR AR COMPRIMIDO DE PEQUENO PORTE CONSIDERANDO
DIFERENTES MODOS DE OPERAÇÃO DO SISTEMA**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Aprovada em: 07/08/2020.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Jorge Recarte Henríquez Guerrero (Orientador)
Universidade Federal de Pernambuco

Prof. Dr. Alex Maurício Araújo (Examinador Interno)
Universidade Federal de Pernambuco

Prof. Dr. Paulo Smith Schneider (Examinador Externo)
Universidade Federal do Rio Grande do Sul

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus pais Vespúcio Nunes de Alencar Barros Filho e Maria Lucérgia Bezerra de Alencar por todo o incentivo e apoio em toda a minha trajetória e por fazerem parte de todas as minhas conquistas.

Ao meu professor orientador, Jorge Recarte Henríquez Guerrero, por toda a orientação necessária, pelas conversas motivadoras e por todo o incentivo e assistência durante a realização deste trabalho. Agradeço também a Daniel Rodríguez López por todo o auxílio prestado durante o desenvolvimento desse trabalho, bem como durante a viagem que realizamos para a apresentação das nossas pesquisas no XIV Congresso Iberoamericano de Engenharia Mecânica.

Agradeço à CAPES pelo financiamento dessa pesquisa de mestrado.

Agradeço também a Camilla Mahon Campello de Souza, por todo o apoio técnico e emocional, fundamentais para a realização deste trabalho.

A todos os professores que participaram da minha trajetória acadêmica, por todos os ensinamentos.

Aos amigos, familiares e a todos que de algum modo contribuíram para a conclusão deste ciclo.

RESUMO

Na busca por alternativas aos combustíveis fósseis, fontes renováveis de energia como a eólica e a solar ganham cada vez mais importância na matriz energética mundial. Um problema associado à geração de energia a partir desses recursos está relacionado à intermitência natural a estas fontes. Para mitigar esse problema podem-se empregar sistemas de armazenamento de energia combinados às fontes renováveis. Dentre esses, os sistemas de armazenamento de energia por ar comprimido (*Compressed Air Energy Storage* ou *CAES*) se destacam pela sua eficiência e maturidade tecnológica. O presente estudo conduziu uma análise termodinâmica, através do software Matlab, de um ciclo de operação de um sistema CAES adaptado a partir de uma microturbina a gás, considerando diferentes condições de operação para esse sistema. Consideraram-se situações nas quais o reservatório de armazenamento de ar comprimido operasse a volume constante e a pressão constante, levando-se em conta, nesses casos, cenários nos quais esse reservatório operaria de forma isotérmica, adiabática e trocando calor por convecção com o ar armazenado, avaliando-se a performance do sistema CAES operando nessas diferentes configurações. Resultados obtidos através das simulações indicam a importância que a condição de transferência de calor das paredes do reservatório exerce sobre a capacidade de armazenamento de exergia desse, sendo observado que o reservatório com paredes isotérmicas pode armazenar até 37% mais exergia do que o reservatório com paredes adiabáticas para um mesmo volume. Quanto ao sistema CAES com armazenamento de ar à pressão constante, observou-se uma maior eficiência de ida e volta e uma destruição de exergia consideravelmente menor em comparação com o sistema CAES com reservatório isocórico para uma mesma duração de ciclo de trabalho. Num dos cenários analisados considerou-se a integração de dois tipos diferentes de sistemas de armazenamento de energia térmica (*Thermal Energy Storage* ou *TES*) por calor sensível ao sistema CAES, avaliando o efeito da incorporação desses componentes sobre o consumo de combustível na câmara de combustão e sobre o desempenho termodinâmico do sistema global. Foi verificado que a integração de um sistema TES ao sistema CAES isobárico com armazenamento isotérmico pode reduzir em quase 12% o consumo total de combustível desse sistema, aumentando em quase 4% a sua eficiência de ida e volta.

Palavras-chave: Energia renovável. Sustentabilidade. Sistemas de armazenamento de energia por ar comprimido. Armazenamento de energia térmica. Análise termodinâmica.

ABSTRACT

In the search for alternatives to fossil fuels, renewable energy sources such as wind and solar are gaining increasing importance in the global energy matrix. A problem associated to the generation of energy from these resources is related to the natural intermittency of these sources. To mitigate this problem energy storage systems can be used combined with renewable sources. Among these, Compressed Air Energy Storage (CAES) systems stand out for their efficiency and technological maturity. The present study conducted a thermodynamic analysis, through Matlab software, of a work cycle of a CAES system adapted from a gas microturbine, considering different operating conditions for this system. Situations in which the compressed air storage reservoir operated at constant volume and constant pressure were considered, taking into account, in these cases, scenarios in which this reservoir would operate isothermally, adiabatically and exchanging heat by convection with the stored air, evaluating the performance of the CAES system operating in these different configurations. Results obtained through the simulations show the importance that the heat transfer condition of the reservoir walls has on the exergy storage capacity of the reservoir, being observed that the reservoir with isothermal walls can store up to 37% more exergy than the reservoir with adiabatic walls for a same volume. As for the CAES system with isobaric air storage, there was a greater round-trip efficiency and considerably less exergy destruction compared to the CAES system with isochoric reservoir for a same work cycle duration. In one of the analyzed scenarios, the integration of two different types of Thermal Energy Storage (TES) systems with sensible heat storage was considered, evaluating the effect of incorporating these components on the fuel consumption in the combustion chamber and on the thermodynamic performance of the global system. It was found that the incorporation of a TES system to the isobaric CAES system with isothermal storage can reduce by almost 12% the total fuel consumption of this system, increasing its round-trip efficiency in almost 4%.

Keywords: Renewable energy. Sustainability. Compressed air energy storage systems. Thermal energy storage. Thermodynamic analysis.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 -	Capacidade total instalada no mundo das principais fontes de energia renovável no período de 2010 a 2018.....	25
Figura 2 -	Efeito da integração de um sistema de armazenamento de energia sobre o perfil de geração de uma determinada rede.....	26
Figura 3 -	Nível de maturidade tecnológica de uma série de sistemas de armazenamento de energia.....	27
Figura 4 -	Ciclo Brayton aberto e o respectivo diagrama T-s, considerando operações isentrópicas para o compressor e para a turbina.....	38
Figura 5 -	Diagrama T-s do ciclo termodinâmico de uma turbina a gás real.....	39
Figura 6 -	Turbina a gás simples com regenerador.....	40
Figura 7 -	Comparação entre diferentes tecnologias de armazenamento de energia em termos da potência de saída, energia armazenável e tempo de descarregamento.....	44
Figura 8 -	Diagrama esquemático de um sistema CAES convencional.....	46
Figura 9 -	Esquema simplificado de um sistema CAES adiabático.....	47
Figura 10 -	Planta CAES instalada em Huntorf, na Alemanha.....	50
Figura 11 -	Exemplo de um protótipo de um reservatório flexível sendo testado em um tanque de água na Universidade de Nottingham, na Inglaterra.....	52
Figura 12 -	Esquema de um sistema TES com leito fixo.....	56
Figura 13 -	Diagrama de um sistema CAES adiabático com a integração de um sistema TES com leito fixo.....	57
Figura 14 -	Cilindros utilizados por Alami et al., (2017) para o armazenamento do ar comprimido a baixa pressão.....	59
Figura 15 -	Exemplos de armazenadores de ar flexíveis empregados em sistemas UWCAES.....	66
Figura 16 -	Sistema de armazenamento de energia térmica por calor sensível com dois tanques para a estocagem de um meio fluido de armazenamento térmico.....	69
Figura 17 -	Tanque de um sistema TES com leito fixo que utiliza partículas esféricas de um material cerâmico como meio sólido de	

	armazenamento de calor sensível.....	71
Figura 18 -	Ilustração apresentando o sentido do fluxo de ar ao longo de um sistema TES com leito fixo durante as etapas de carregamento e descarregamento.....	72
Figura 19 -	Esquema do sistema CAES com a incorporação de um sistema TES com leito fixo analisado em Sciacovelli <i>et al.</i> (2017)	74
Figura 20 -	Esquema simplificado do sistema CAES adiabático analisado em Zhang <i>et al.</i> (2013)	76
Figura 21 -	Ilustração mostrando a discretização na direção axial de um sistema TES com leito fixo.....	78
Figura 22 -	Microturbina Capstone C30 instalada no laboratório de cogeração da UFPE.....	81
Figura 23 -	Esquema de operação da microturbina Capstone C30 instalada no laboratório de cogeração da UFPE.....	82
Figura 24 -	Adaptação da microturbina Capstone C30 para operar como um sistema CAES de pequena escala com armazenamento de ar comprimido a volume constante.....	83
Figura 25 -	Adaptação da microturbina Capstone C30 para operar como um sistema CAES de pequena escala com armazenamento de ar a pressão constante, utilizando um reservatório flexível e submerso (UWCAES)	94
Figura 26 -	Dimensões do reservatório flexível considerado para o armazenamento do ar comprimido, com o formato de um cilindro horizontal longo cujo comprimento varia com o tempo.....	95
Figura 27 -	Esquema ilustrando as regiões externa e interna do reservatório cilíndrico submerso empregado no sistema UWCAES.....	99
Figura 28 -	Integração de um sistema TES com leito fixo ao sistema UWCAES...	104
Figura 29 -	Ilustração do tanque cilíndrico do sistema TES, indicando as principais dimensões desse sistema bem como a sua discretização em camadas.....	106
Figura 30 -	Integração de um sistema TES utilizando tanques de armazenamento de óleo térmico ao sistema UWCAES.....	110
Figura 31-	Fluxograma simplificado do algoritmo numérico desenvolvido para a	

	análise dos sistemas CAES com armazenamento de ar a volume constante.....	114
Figura 32 -	Fluxograma simplificado do algoritmo numérico desenvolvido para a análise dos sistemas CAES com armazenamento de ar a pressão constante, considerando também a incorporação do sistema TES.....	115
Figura 33 -	Pressão do ar armazenado em função do tempo durante as etapas de a) carregamento e b) descarregamento, levando em conta as três condições de operação analisadas para o reservatório CAES isocórico.....	121
Figura 34 -	Temperatura do ar armazenado em função do tempo durante as etapas de a) carregamento e b) descarregamento, levando em conta as três condições de operação analisadas para o reservatório CAES isocórico.....	121
Figura 35 -	Perfil de temperatura, ao fim da etapa de carregamento, da rocha que circunda a caverna com paredes que trocam calor por convecção com o ar armazenado.....	122
Figura 36 -	Variação em função do tempo da temperatura das paredes da caverna que troca calor por convecção com o ar armazenado ao longo das etapas de carregamento e descarregamento.....	123
Figura 37 -	Comparativo do consumo de gás natural na câmara de combustão dos sistemas CAES isocóricos com reservatórios com paredes adiabáticas e com paredes isotérmicas.....	124
Figura 38 -	Comparativo do consumo de gás natural na câmara de combustão dos sistemas CAES isocóricos com reservatórios com paredes isotérmicas e com paredes que trocam calor por convecção com o ar.....	124
Figura 39 -	Taxa de destruição de exergia da válvula de expansão em função do tempo para os sistemas CAES com reservatório com paredes isotérmicas, adiabáticas e que trocam calor por convecção com o ar armazenado.....	126
Figura 40 -	Estimativa, em função do tempo de descarregamento, de uma eficiência exérgica para a válvula de expansão dos sistemas CAES com reservatório com paredes isotérmicas, adiabáticas e que trocam	

	calor por convecção.....	126
Figura 41 -	Taxas de destruição de exergia em função do tempo de descarregamento a) do regenerador, b) da câmara de combustão e c) da turbina do sistema CAES isocórico com armazenamento adiabático.....	127
Figura 42 -	Eficiências exergéticas em função do tempo de descarregamento a) do regenerador, b) da câmara de combustão e c) da turbina do sistema CAES isocórico com armazenamento adiabático.....	127
Figura 43 -	Taxas de destruição de exergia em função do tempo de descarregamento a) do regenerador, b) da câmara de combustão e c) da turbina do sistema CAES isocórico com reservatório com paredes que trocam calor por convecção.....	128
Figura 44 -	Eficiências exergéticas a) do regenerador, b) da câmara de combustão e c) da turbina em função do tempo de descarregamento para o sistema CAES isocórico com reservatório com paredes que trocam calor por convecção.....	129
Figura 45 -	Percentual da exergia total destruída por cada componente do sistema CAES com reservatório isocórico, levando em conta as três condições de operação investigadas nesse caso para o armazenador de ar.....	133
Figura 46 -	Volume do armazenador flexível ao longo das etapas de a) carregamento e b) descarregamento, considerando as duas condições de operação investigadas para o sistema UWCAES.....	137
Figura 47 -	Temperatura do ar armazenador ao longo das etapas de a) carregamento e b) descarregamento, considerando as duas condições de operação investigadas para o sistema UWCAES.....	137
Figura 48 -	Comparativo da taxa de consumo de gás natural na câmara de combustão dos sistemas UWCAES com reservatórios com paredes isotérmicas e com paredes que trocam calor por convecção com o ar armazenado e com a água do lago.....	138

Figura 49 -	Taxas de destruição de exergia a) do regenerador, b) da câmara de combustão e c) da turbina para o sistema UWCAES com reservatório com paredes que trocam calor por convecção com o ar armazenado e com a água do lago.....	139
Figura 50 -	Eficiências exergeticas em função do tempo de descarregamento a) do regenerador, b) da câmara de combustão e c) da turbina para o sistema UWCAES com reservatório com paredes que trocam calor por convecção com o ar armazenado e com a água do lago.....	139
Figura 51 -	Percentual da exergia total destruída por cada componente do sistema UWCAES, levando em conta os dois cenários investigados nesse caso.....	144
Figura 52 -	Temperatura do ar comprimido na saída do sistema TES com leito fixo em função do tempo ao longo da etapa de carregamento.....	147
Figura 53 -	Perfil de temperatura do ar no interior do sistema TES com leito fixo ao final da etapa de carregamento.....	148
Figura 54 -	Perfil de temperatura do material sólido de armazenamento do sistema TES com leito fixo ao final da etapa de carregamento.....	148
Figura 55 -	Temperatura do ar comprimido na saída do sistema TES com leito fixo em função do tempo ao longo da etapa de descarregamento.....	149
Figura 56 -	Perfil de temperatura do material sólido de armazenamento do sistema TES com leito fixo ao final da etapa de descarregamento.....	150
Figura 57 -	Taxa de consumo de combustível na câmara de combustão do sistema UWCAES considerando os cenários sem e com integração do sistema TES com leito fixo.....	150
Figura 58 -	Taxas de destruição de exergia em função do tempo de descarregamento a) do regenerador, b) da câmara de combustão e c) da turbina para o sistema UWCAES com a integração do sistema TES com leito fixo.....	151
Figura 59 -	Taxa de consumo de combustível na câmara de combustão do sistema UWCAES considerando os cenários sem e com integração do sistema TES com tanques de armazenamento de óleo térmico.....	153

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 -	Expressões para o cálculo da destruição de exergia e da eficiência exergética associadas aos principais componentes dos sistemas CAES analisados.....	113
Tabela 2 -	Principais parâmetros operacionais da planta CAES instalada em Huntorf considerados para a validação dos modelos do armazenador de ar comprimido com volume constante.....	116
Tabela 3 -	Comparativo entre alguns resultados obtidos através dos modelos do armazenador isocórico de ar comprimido desenvolvidos e os resultados disponíveis em He <i>et al.</i> (2017)	117
Tabela 4 -	Dados de entrada para a simulação do sistema CAES de pequena escala com reservatório isocórico, considerando as três condições de troca térmica investigadas para as paredes da caverna.....	119
Tabela 5 -	Principais resultados da simulação do sistema CAES com reservatório isocórico com armazenamento isotérmico.....	119
Tabela 6 -	Principais resultados obtidos para o sistema CAES com reservatório isocórico analisado, considerando os três cenários investigados.....	130
Tabela 7 -	Eficiências exergéticas dos principais componentes do sistema CAES com armazenamento a volume constante, levando em conta as três configurações analisadas.....	132
Tabela 8 -	Destruição total de exergia em cada um dos componentes do sistema CAES com armazenamento a volume constante, considerando os três cenários investigados.....	133
Tabela 9 -	Dados de entrada para a simulação do sistema UWCAES, considerando duas condições de operação para o armazenador de ar comprimido.....	134
Tabela 10 -	Principais resultados da simulação do sistema UWCAES com armazenamento de ar à temperatura constante.....	136
Tabela 11 -	Principais resultados obtidos para o sistema UWCAES considerando os dois cenários investigados.....	140
Tabela 12 -	Eficiências exergéticas dos principais componentes do sistema UWCAES levando em conta os dois cenários investigados.....	142
Tabela 13 -	Destruição total de exergia em cada um dos componentes do sistema	

	UWCAES, levando em conta os dois cenários investigados.....	143
Tabela 14 -	Principais dados de entrada necessários para a simulação do sistema UWCAES com a integração de um sistema TES com leito fixo.....	146
Tabela 15 -	Principais dados de entrada necessários para a simulação do sistema UWCAES com a integração de um sistema TES com tanques de armazenamento de óleo térmico.....	152
Tabela 16 -	Principais resultados obtidos para o sistema UWCAES com armazenamento isotérmico, realizando uma comparação entre o cenário no qual não ocorre armazenamento de energia térmica e os cenários nos quais há a integração dos dois tipos diferentes de sistemas TES considerados.....	154

LISTA DE ABREVIATURAS

A-CAES	Adiabatic Compressed Air Energy Storage
CAES	Compressed Air Energy Storage
CCHP	Combined Cooling, Heating and Power
Chesf	Companhia Hidroelétrica do São Francisco
CSP	Concentrating Solar Power
EES	Engineering Equation Solver
ESS	Energy Storage System
IA-CAES	Isobaric Adiabatic Compressed Air Energy Storage
I-CAES	Isobaric Compressed Air Energy Storage
IEA	International Energy Agency
IRENA	International Renewable Energy Agency
LAES	Liquid Air Energy Storage
PCM	Phase Change Materials
PHES	Pumped Hydroelectric Energy Storage
T-CAES	Trigenerative Compressed Air Energy Storage
TES	Thermal Energy Storage
UFPE	Universidade Federal de Pernambuco
UGCAES	Underground Compressed Air Energy Storage
UWCAES	Underwater Compressed Air Energy Storage

LISTA DE SÍMBOLOS

a_{sol}	Fator de forma que corresponde à área superficial total das partículas esféricas sólidas por unidade de volume do tanque que armazena essas partículas, m^2/m^3
A	Área superficial ou área de transferência de calor, m^2
A	Constante empírica da equação de Ergun, adimensional
B	Constante empírica da equação de Ergun, adimensional
Bi	Número de Biot, adimensional
c_p	Calor específico a pressão constante, $kJ/kg \cdot K$
c_v	Calor específico a volume constante, $kJ/kg \cdot K$
d_{esf}	Diâmetro de uma das partículas esféricas utilizadas como meio sólido de armazenamento de calor sensível no sistema TES com leito fixo, m
D_{cil}	Diâmetro do reservatório flexível com o formato de um longo cilindro horizontal utilizado como reservatório de armazenamento de ar comprimido a pressão constante, m
D_{TES}	Diâmetro do tanque cilíndrico vertical utilizado no sistema TES com leito fixo, m
E	Energia específica total, kJ/kg
E	Energia total, kJ
Ex	Exergia específica, kJ/kg
Ex	Exergia total, kJ
$\dot{E}x_{dest}$	Taxa de destruição de exergia, kW
g	Aceleração da gravidade, m/s^2
Gr	Número de Grashof, adimensional
h	Entalpia específica, kJ/kg
h	Coefficiente de transferência de calor por convecção, $W/m^2 \cdot K$
H_{CAES}	Altura da caverna com o formato de um longo cilindro vertical considerada para o armazenamento de ar comprimido a volume constante, m
H_{TES}	Altura do tanque cilíndrico vertical utilizado no sistema TES com leito fixo, m
k	Condutividade térmica, $W/m \cdot K$
L_{cil}	Comprimento variável do reservatório flexível com o formato de um longo

	cilindro horizontal utilizado como reservatório de armazenamento de ar comprimido a pressão constante, m
\dot{m}	Fluxo de massa, kg/s
M	Massa, kg
Nu	Número de Nusselt, adimensional
p	Pressão, kPa
PCI	Poder calorífico inferior, kJ/kg combustível
Pr	Número de Prandtl, adimensional
q	Transferência de calor por unidade de massa, kJ/kg
Q	Calor total transferido, kJ
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor, kW
r	Coordenada na direção radial da caverna utilizada para o armazenamento do ar comprimido a volume constante, m
R	Constante do gás, kJ/kg · K
R_{TES}	Raio do tanque cilíndrico vertical utilizado no sistema TES com leito fixo, m
R_u	Constante universal dos gases, kJ/kmol · K
Ra	Número de Rayleigh, adimensional
Re	Número de Reynolds, adimensional
s	Entropia específica, kJ/kg · K
t	Tempo, s
T	Temperatura, K
u	Velocidade do ar ao atravessar os espaços vazios entre as esferas de material sólido empregadas no sistema TES com leito fixo, m/s
u_{med}	Velocidade média de escoamento do fluido pelo tanque do sistema TES sem levar em conta a presença das partículas esféricas nesse tanque, m/s
v	Velocidade, m/s
V	Volume, m ³
V_{esf}	Volume de uma das partículas esféricas utilizadas como meio sólido de armazenamento de calor sensível no sistema TES com leito fixo, m ³
W	Trabalho total, kJ
\dot{W}	Potência, kW
x	Coordenada na direção axial do sistema TES com leito fixo, m
y	Fração molar de uma determinada substância em uma mistura gasosa,

	adimensional
z	Elevação considerada para o cálculo da energia potencial, m
z	Profundidade de instalação do reservatório de armazenamento de ar comprimido nos sistemas UWCAES, m

SUBSCRITOS

0	Estado morto
agua,lago	Relativo à água do lago no qual se pretende instalar o sistema UWCAES
amb	Estado ambiente
ar	Relativa ao ar
armaz	Relativo à energia ou à exergia armazenada em um determinado sistema de armazenamento de energia
CAES	Relativo ao reservatório de armazenamento de ar comprimido
car	Relativo à etapa de carregamento
CC	Relativo à câmara de combustão
cinética	Relativo ao componente cinético da exergia específica
comb	Relativo a um determinado combustível
comp	Relativo ao compressor
componente	Relativo à exergia total destruída individualmente por cada componente do sistema CAES ao longo de um ciclo de trabalho completo
cons	Relativo à toda energia/exergia consumida pelo sistema CAES ao longo de um ciclo de trabalho completo
conv	Associada à transferência de calor por convecção
desc	Relativo à etapa de descarregamento
dest	Relativa à exergia destruída em um determinado sistema ou volume de controle
ent	Condições de entrada
esf	Relativo às partículas esféricas de material sólido utilizadas como meio sólido de armazenamento de calor sensível no sistema TES com leito fixo
ext	Relativo à superfície externa do reservatório cilíndrico flexível empregado no sistema UWCAES
f	Relativo à fronteira de um determinado sistema ou volume de controle
física	Relativo ao componente físico da exergia específica

fornecida	Relativa à exergia fornecida a um determinado sistema ou volume de controle
GN	Relativo ao gás natural
i	Relativo à i-ésima substância
inicial	Relativo ao estado inicial
int	Relativo à superfície interna do reservatório cilíndrico flexível empregado no sistema UWCAES
m	Relativa a uma determinada camada discretizada do sistema TES com leito fixo
max	Valor máximo
min	Valor mínimo
n	Relativo a um determinado estado termodinâmico n de um ciclo
oleo,frio	Relativa à condição na qual o óleo térmico utilizado no sistema TES com tanques de armazenamento de óleo encontra-se à temperatura ambiente
oleo,quente	Relativa à condição na qual o óleo térmico utilizado no sistema TES com tanques de armazenamento de óleo encontra-se aquecido, após o armazenamento do calor de compressão
par	Relativa às paredes dos reservatórios de armazenamento de ar comprimido
potencial	Relativo ao componente potencial da exergia específica
pr	Relativo aos produtos da combustão
prod	Relativo a toda energia/exergia produzida pelo sistema CAES ao longo de um ciclo de trabalho completo
química	Relativo ao componente químico da exergia específica
R	Relativo à rocha que circunda a caverna utilizada como reservatório de armazenamento de ar comprimido a volume constante
recup	Relativo à energia ou à exergia armazenada que é recuperada, sendo utilizada em um momento posterior
reg	Relativo ao regenerador
reg,real	Relativa à energia térmica de fato recuperada através do regenerador
reg,max	Relativa à máxima energia térmica que poderia ser recuperada através do regenerador trabalhando em condições ideais
sai	Condições de saída
sistema	Associado a um determinado sistema fechado

sol	Relativo ao material de fabricação das partículas esféricas utilizadas como meio sólido de armazenamento de calor sensível no sistema TES com leito fixo
TES	Relativo ao sistema de armazenamento de energia térmica
total	Relativo à exergia total destruída pelo sistema CAES ao longo de todo um ciclo de trabalho
troc	Relativo aos trocadores de calor
turb	Relativo à turbina
utilizada	Relativa à exergia de fato aproveitada em um determinado sistema ou volume de controle
valv	Relativo à válvula de expansão
VC	Associado a um determinado volume de controle

SOBRESCRITOS

armaz	Relativo à condição de armazenamento do óleo térmico utilizado no sistema TES
D	Indica a destruição de exergia em determinado sistema ou volume de controle
ent	Condições de entrada
i	Relativo ao i-ésimo instante de tempo
Q	Transferência de energia ou exergia associada ao calor
sai	Condições de saída
W	Transferência de energia ou exergia associada ao trabalho

LETRAS GREGAS

α	Difusividade térmica, m^2/s
β	Coefficiente de expansão volumétrica térmica, $1/K$
γ	Razão dos calores específicos c_p/c_v , adimensional
ΔM	Aumento da massa de ar comprimido armazenada a cada instante de tempo no reservatório do sistema CAES, kg
Δp	Queda de pressão experimentada pelo ar comprimido ao atravessar o sistema TES com leito fixo, kPa

Δt	Passo temporal, s
Δx	Comprimento de cada camada discretizada do sistema TES com leito fixo, m
ε_{reg}	Efetividade de um determinado regenerador, adimensional
ε	Porosidade do sistema TES com leito fixo, adimensional
η_{comp}	Eficiência isentrópica do compressor, adimensional
η_{ex}	Eficiência exergética, adimensional
η_{RT}	Eficiência de ida e volta, adimensional
η_t	Eficiência térmica, adimensional
η_{turb}	Eficiência isentrópica da turbina, adimensional
μ	Viscosidade dinâmica, kg/(m·s)
ν	Viscosidade cinemática, m ² /s
ρ	Densidade, kg/m ³
φ	Coefficiente de correlação para o cálculo da exergia química associada a um determinado combustível, adimensional
ψ	Eficiência exergética associada a cada componente individual dos sistemas CAES analisados, adimensional

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	23
1.1	MOTIVAÇÃO.....	27
1.2	OBJETIVOS.....	28
1.2.1	Objetivo geral	28
1.2.2	Objetivos específicos.....	28
1.3	ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	29
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	30
2.1	PRINCÍPIOS BÁSICOS DA TERMODINÂMICA	30
2.1.1	A primeira lei da termodinâmica e a energia	30
2.1.2	A segunda lei da termodinâmica e a exergia.....	32
2.2	TURBINAS A GÁS	35
2.2.1	Princípios de funcionamento das turbinas a gás	36
2.3	SISTEMAS DE ARMAZENAMENTO DE ENERGIA.....	40
2.3.1	Sistemas de armazenamento de energia por ar comprimido	43
2.3.2	Sistemas de armazenamento de energia térmica por calor sensível.....	51
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	57
3.1	ARMAZENAMENTO DE ENERGIA POR AR COMPRIMIDO	57
3.2	SISTEMAS DE ARMAZENAMENTO DE ENERGIA TÉRMICA.....	67
3.3	INTEGRAÇÃO DE ARMAZENADORES DE ENERGIA TÉRMICA A SISTEMAS CAES	73
4	METODOLOGIA	80
4.1	SISTEMA CAES COM ARMAZENAMENTO DE AR A VOLUME CONSTANTE	82
4.1.1	Compressor	84
4.1.2	Câmara de combustão.....	85
4.1.3	Turbina.....	85
4.1.4	Regenerador.....	86
4.1.5	Armazenador de ar comprimido isocórico	87
4.1.5.1	Armazenador de ar comprimido isocórico com paredes isotérmicas.....	87
4.1.5.2	Armazenador de ar comprimido isocórico com paredes adiabáticas	89
4.1.5.3	Armazenador de ar comprimido isocórico com paredes que trocam calor por convecção com o ar armazenado.....	91

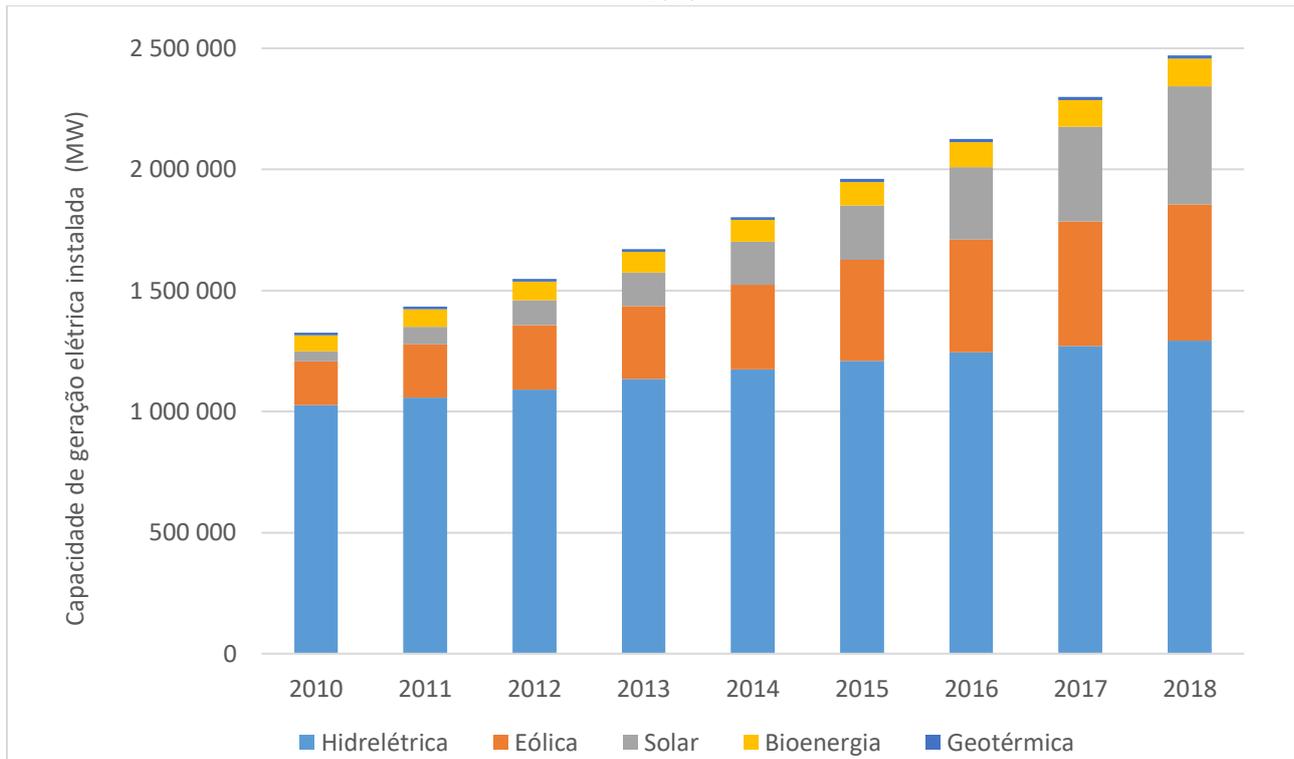
4.2	SISTEMA CAES COM ARMAZENAMENTO DE AR A PRESSÃO CONSTANTE	93
4.2.1	Armazenador de ar comprimido isobárico	95
4.2.1.1	Armazenador de ar comprimido isobárico com paredes isotérmicas.....	97
4.2.1.2	Armazenador de ar comprimido isobárico com paredes que trocam calor por convecção com o ar armazenado e com a água circundante	98
4.3	INTEGRAÇÃO DE UM SISTEMA DE ARMAZENAMENTO DE ENERGIA TÉRMICA AO SISTEMA CAES	102
4.3.1	Incorporação de um sistema TES com leito fixo	103
4.3.2	Incorporação de um sistema TES com tanques de armazenamento de óleo térmico.....	109
4.4	ANÁLISE EXERGÉTICA.....	111
4.5	INDICADORES DE PERFORMANCE DO SISTEMA	113
4.6	DIAGRAMAS DE FLUXO SIMPLIFICADOS DOS ALGORITMOS NUMÉRICOS DESENVOLVIDOS	114
4.7	VALIDAÇÃO DOS MODELOS DOS RESERVATÓRIOS DE ARMAZENAMENTO DE AR COMPRIMIDO	116
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES	118
5.1	RESULTADOS RELATIVOS AO SISTEMA CAES COM RESERVATÓRIO ISOCÓRICO	118
5.2	RESULTADOS RELATIVOS AO SISTEMA CAES COM RESERVATÓRIO ISOBÁRICO	134
5.3	RESULTADOS RELATIVOS À INCORPORAÇÃO DOS ARMAZENADORES DE ENERGIA TÉRMICA AO SISTEMA UWCAES	144
6	CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS.....	155
6.1	CONCLUSÕES.....	155
6.2	TRABALHOS FUTUROS	157
	REFERÊNCIAS	159

1 INTRODUÇÃO

Ao longo dos anos, o uso intensivo dos combustíveis fósseis vem contribuindo diretamente para o agravamento do aquecimento global e o aumento na emissão de poluentes como dióxido de carbono. Estudos recentes comprovam os efeitos negativos que essas mudanças climáticas têm sobre a saúde dos seres humanos (EBI et al., 2017). Atrelado a isso, um dos principais objetivos da sociedade consiste em produzir energia de forma segura e sustentável, uma vez que esta é uma propulsora indispensável ao desenvolvimento econômico e social. Em um relatório publicado pela IEA (*International Energy Agency*), em 2005, estimava-se que o mundo iria requerer 50% a mais de energia em 2030 do que no referido ano e que a emissão de gases do efeito estufa seria 55% maior, considerando as políticas de utilização de combustíveis fósseis vigentes na época. Em um relatório mais recente (IEA, 2017), as estimativas são de que a demanda total de energia no mundo em 2040 será 34% maior do que em 2015, e que a emissão de gás carbônico será em torno de 12% maior. Isso mostra que a eficiência energética e o uso de tecnologias favoráveis ao meio ambiente vêm aumentando, em decorrência da preocupação mundial acerca do desenvolvimento sustentável. Com isso, a geração de energia a partir de fontes renováveis vem recebendo grandes incentivos, com o desenvolvimento de novas tecnologias que aumentam cada vez mais a participação dessas fontes no cenário energético mundial (CHEN et al., 2017; CASTELLANI et al., 2015).

A produção de energia elétrica a partir de fontes renováveis aumentou consideravelmente na última década, em especial a produzida a partir da energia eólica e solar, e é esperado que essa tendência se acentue ainda mais nos próximos anos (TOLA et al., 2017). A Figura 1 evidencia o aumento da produção de energia elétrica a partir das fontes eólica e solar, mostrando o crescimento acentuado da capacidade de geração elétrica global instalada dessas fontes nos últimos anos, em Megawatts. Segundo os dados apresentados pela Agência Internacional de Energia Renovável (*International Renewable Energy Agency – IRENA*), entre 2010 e 2018 observaram-se aumentos aproximadamente iguais a 210 % e 1090 % da capacidade instalada de geração de energia elétrica através respectivamente dos recursos eólico e solar (IRENA, 2018).

Figura 1 – Capacidade total instalada no mundo das principais fontes de energia renovável no período de 2010 a 2018



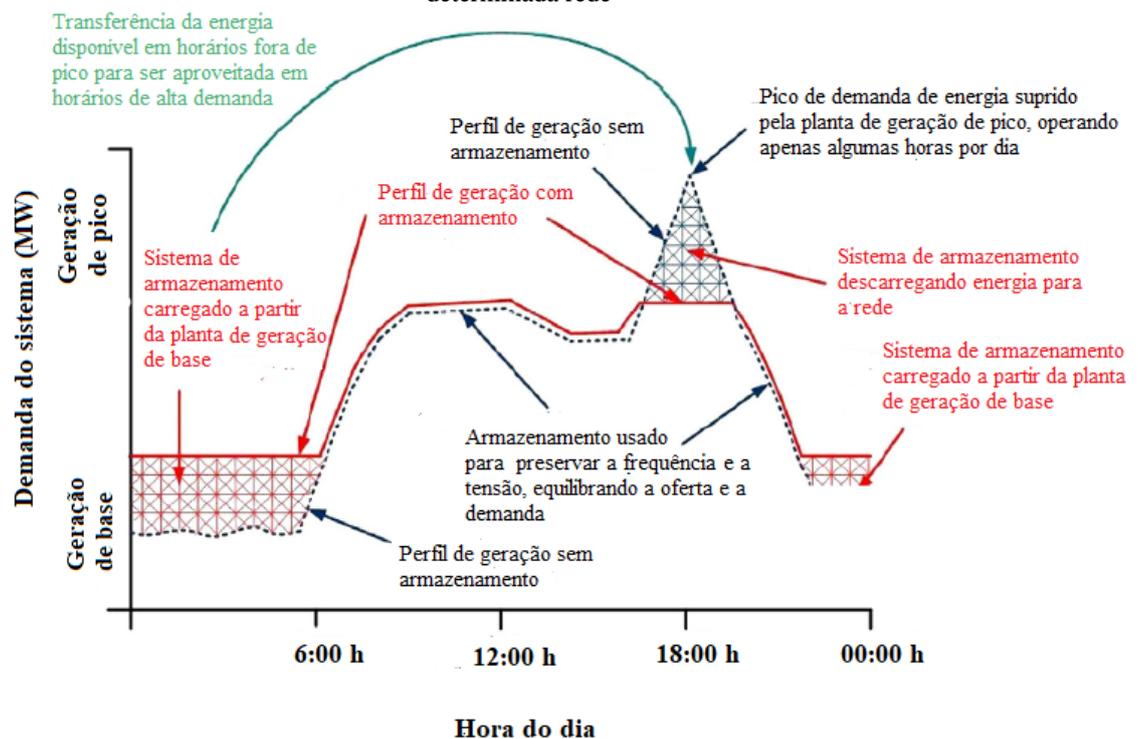
Fonte: Irena, 2018.

Apesar desses recursos serem praticamente inesgotáveis, uma grande desvantagem associada à geração de energia através de fontes renováveis como a eólica e a solar consiste na imprevisibilidade natural à geração através destas (SUBERU; MUSTAFA; BASHIR, 2014). Tais fontes podem apresentar uma geração de energia elétrica que exceda a demanda energética em determinado momento, e que em outro momento seja incapaz de suprir tal demanda (ZHOU et al, 2018). Apesar da sua natureza estocástica, a geração de energia a partir desses recursos, continua a despertar crescente interesse em virtude da sua natureza sustentável (SUBERU; MUSTAFA; BASHIR, 2014). Nesse contexto, a aplicação de sistemas de armazenamento de energia (*Energy Storage System - ESS*) combinada à geração de energia através de fontes renováveis pode desempenhar um papel fundamental para garantir uma exploração eficiente e economicamente viável da energia produzida a partir dessas fontes, proporcionando uma geração contínua e estável, de modo a balancear a oferta e a demanda de energia (IBRAHIM; BELMOKHTAR; GHANDOUR, 2015; YAO et al., 2016).

Em sistemas tradicionais de geração de energia, a energia produzida precisa ser consumida imediatamente. Se isso não ocorrer, configura-se um desperdício de energia e um conseqüente prejuízo financeiro. Com o emprego de sistemas de armazenamento de energia integrados à sistemas de geração de energia renovável, a energia produzida em um horário de menor demanda energética pode ser armazenada, sendo disponibilizada para uso em um

momento posterior, de maior demanda (SUBERU; MUSTAFA; BASHIR, 2014). A Figura 2 ilustra os efeitos do armazenamento de energia sobre o perfil de geração de energia de uma determinada rede. Destaca-se a maior flexibilidade que o armazenamento de energia pode proporcionar à rede, permitindo que a energia produzida em um horário fora de pico possa ser armazenada e disponibilizada em horários de maior necessidade, o que aumenta o poder de gerenciamento e o grau de confiabilidade da rede (ROHIT; RANGNEKAR, 2017; IBRAHIM; BELMOKHTAR; GHANDOUR, 2015).

Figura 2 – Efeito da integração de um sistema de armazenamento de energia sobre o perfil de geração de uma determinada rede

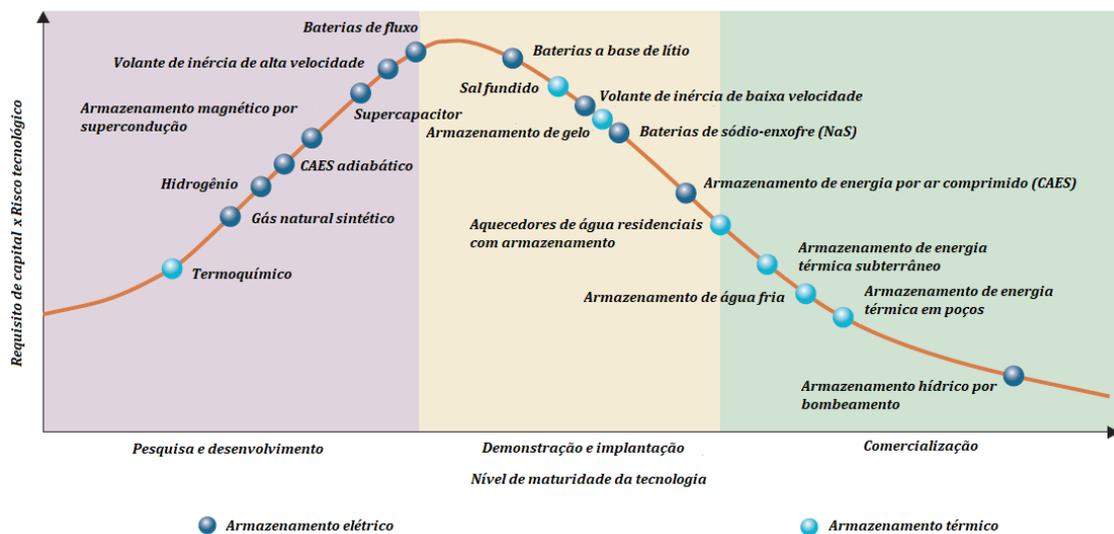


Fonte: Adaptado de Rohit; Rangnekar, 2017.

Tecnologias de armazenamento de energia existentes, baseadas em diferentes processos, incluem baterias eletroquímicas, células de combustível, supercapacitores, materiais de armazenamento térmico, volantes de inércia, sistemas de armazenamento hidráulico por bombeamento (*Pumped Hydroelectric Energy Storage – PHES*), sistemas de armazenamento de energia por ar comprimido (CAES), entre outros. Cada uma dessas tecnologias é caracterizada por diferentes capacidades de armazenamento, eficiências de armazenamento e tempos de descarregamento, sendo o tipo de aplicação o principal responsável pela escolha do tipo mais adequado de sistema de armazenamento de energia. Normalmente para aplicações de maior escala os sistemas PHES e CAES correspondem às tecnologias de armazenamento mais viáveis (JANELLI et al., 2014).

A Figura 3 apresenta algumas tecnologias de armazenamento de energia, classificando-as quanto ao seu grau de maturidade tecnológica. Como mostrado no gráfico, algumas dessas tecnologias ainda estão em estágios iniciais de pesquisa e desenvolvimento, outras estão em fase de demonstração e implantação, enquanto algumas como os sistemas de armazenamento hidráulico por bombeamento já são amplamente comercializadas. Na imagem também pode se observar a relação do capital inicial que deve ser investido para a implantação dessa tecnologia versus o risco tecnológico a ela associado. Na Figura 3 as tecnologias de armazenamento de energia são definidas em termos da forma de energia na saída do sistema: armazenamento de energia elétrica ou armazenamento de energia térmica (calor ou frio) (IEA, 2014). Por exemplo, tecnologias como os sistemas CAES e os volantes de inércia armazenam energia na forma de energia mecânica, e disponibilizam essa energia na forma de eletricidade.

Figura 3 - Nível de maturidade tecnológica de uma série de sistemas de armazenamento de energia



Fonte: Adaptado de IEA, 2014.

Dentre as tecnologias de armazenamento de energia uma que se destaca pelo bom nível de maturidade técnica e pelas altas eficiências, sendo capaz de armazenar grandes quantidades de energia por períodos de tempo consideráveis, consiste nos sistemas CAES. Essa tecnologia não está totalmente consolidada, e vem sendo muito estudada atualmente procurando-se formas de aperfeiçoar cada vez mais o armazenamento de energia através desses sistemas. Devido a avanços recentes na tecnologia e nas configurações dos sistemas CAES, estes têm mostrado potencial para alcançar eficiências e custos de capital comparáveis aos dos sistemas PHES, que correspondem a 99% dos sistemas de armazenamento de energia

em operação na atualidade (LIU; WANG, 2016; IBRAHIM; BELMOKHTAR; GHANDOUR, 2015).

Os sistemas CAES de larga escala dependem geralmente de uma escolha adequada de locais que possam armazenar uma grande quantidade de ar comprimido. Sistemas CAES de pequeno porte são uma solução mais adaptável, especialmente para casos de geração distribuída. Esses sistemas de pequena escala normalmente podem entregar potências que variam de poucos quilowatts a alguns megawatts (KIM; FAVRAT, 2010; LUO et al., 2014).

Os sistemas CAES convencionais apresentam muitas semelhanças com os sistemas de geração por turbinas a gás, podendo ser considerados como derivados desses. Os sistemas de armazenamento de energia por ar comprimido tradicionais envolvem a queima de combustíveis fósseis através das câmaras de combustão de turbinas a gás, resultando na emissão de poluentes como CO₂ (LUO; WANG, 2013). De modo a mitigar ou até mesmo evitar as emissões de poluentes e a dependência de combustíveis fósseis associadas aos sistemas CAES clássicos, alternativas para esses sistemas vêm sendo muito investigadas, baseando-se na ideia de se utilizar sistemas de armazenamento de energia térmica (TES) para armazenar e reaproveitar a energia térmica gerada no processo de compressão do ar (IBRAHIM; BELMOKHTAR; GHANDOUR, 2015; ORTEGA et al., 2017). A integração de um sistema TES pode reduzir ou até mesmo eliminar a queima de combustíveis fósseis em um sistema CAES (ROGERS et al., 2014).

1.1 MOTIVAÇÃO

Considera-se que a investigação de tecnologias que colaborem cada vez mais para um desenvolvimento sustentável visando otimizar o consumo energético é de extrema relevância na atualidade. Segundo Koohi e Rosen (2020), a aplicação de sistemas de armazenamento de energia proporciona diversas vantagens para sistemas energéticos, permitindo uma maior penetração das energias renováveis na matriz energética e um melhor desempenho desses sistemas.

Levando em conta a importância do armazenamento de energia e baseando-se em diversos estudos recentes o presente trabalho visa analisar sob o ponto de vista termodinâmico o potencial de se adaptar uma microturbina a gás para operar como um sistema de armazenamento de energia por ar comprimido de pequena escala, considerando diferentes condições de operação para esse sistema.

1.2 OBJETIVOS

A seguir são apresentados os objetivos gerais e específicos do presente estudo.

1.2.1 Objetivo geral

Este trabalho tem como principal objetivo analisar termodinamicamente um sistema de armazenamento de energia por ar comprimido de pequena escala adaptado a partir de uma microturbina a gás, considerando diferentes cenários de operação para o sistema e diferentes condições de armazenamento do ar comprimido, devendo-se avaliar cada um dos cenários apresentados dos pontos de vista energético e exergético.

1.2.2 Objetivos específicos

- a) Estudar os sistemas de armazenamento de energia, com foco nos sistemas de armazenamento de energia por ar comprimido e nos sistemas de armazenamento de energia térmica por calor sensível;
- b) Considerar um cenário de armazenamento de ar a volume constante, levando em conta diferentes condições de transferência de calor para as paredes da caverna adotada como reservatório de armazenamento nesse caso;
- c) Considerar um cenário de armazenamento de ar a pressão constante, levando em conta diferentes condições de transferência de calor para as paredes do reservatório considerado nesse caso para o armazenamento;
- d) Desenvolver modelos computacionais para simular a operação do sistema de armazenamento de energia por ar comprimido através do software Matlab, levando em conta os diferentes cenários considerados;
- e) Avaliar o desempenho dos sistemas analisados dos pontos de vista energético e exergético, devendo-se avaliar os principais pontos de destruição de exergia para cada cenário analisado;
- f) Analisar a integração de dois tipos diferentes de sistemas de armazenamento de energia térmica por calor sensível ao sistema CAES, verificando-se os efeitos da incorporação de cada um dos sistemas TES considerados sobre o consumo de combustível e sobre o desempenho termodinâmico global do sistema de armazenamento de energia por ar comprimido.

1.3 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

O presente trabalho está organizado em seis capítulos. No primeiro capítulo apresentou-se um contexto geral relativo à importância atual dos sistemas de armazenamento de energia, apresentando-se os objetivos a serem alcançados a partir desse estudo. O segundo capítulo, a fundamentação teórica, trata alguns assuntos essenciais para a base do trabalho, sendo fornecida uma visão geral dos sistemas de armazenamento de energia, dando uma atenção especial aos sistemas CAES e aos armazenadores de energia térmica. O terceiro capítulo corresponde à revisão bibliográfica, na qual é realizada uma revisão de trabalhos científicos recentes pertinentes aos assuntos estudados. No quarto capítulo é apresentada a metodologia utilizada para a análise do problema. O capítulo cinco apresenta os principais resultados obtidos a partir das análises realizadas, bem como uma discussão acerca desses resultados. Por fim o capítulo seis tece algumas conclusões relativas aos resultados apresentados, fornecendo também algumas sugestões para possíveis trabalhos futuros envolvendo o tema em questão.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Esta parte do trabalho tem como objetivo apresentar uma revisão de alguns conceitos importantes para o presente estudo. Inicialmente serão brevemente apresentados alguns princípios básicos da termodinâmica. Em seguida serão introduzidos alguns conceitos relevantes relativos às turbinas a gás, sendo explicado o seu funcionamento e quais as suas principais características. A maior parte desse capítulo será focada nos sistemas de armazenamento de energia, sendo citados os seus principais tipos e como alguns destes sistemas funcionam. Nesse tópico uma maior atenção será direcionada para os sistemas de armazenamento de energia por ar comprimido e para os sistemas de armazenamento de energia térmica por calor sensível, que são o foco do presente trabalho.

2.1 PRINCÍPIOS BÁSICOS DA TERMODINÂMICA

A seguir serão brevemente discutidas a primeira e a segunda lei da termodinâmica, sendo abordados também os conceitos de energia e exergia.

2.1.1 A primeira lei da termodinâmica e a energia

Energia é basicamente a capacidade de realizar trabalho. A energia pode se apresentar sob diferentes formas, tais como eletricidade, calor, energia química, energia nuclear, movimento e energia gravitacional. O somatório dessas corresponde à energia total E de um sistema (DEMIREL, 2012). É fácil observar que a conversão de uma forma de energia em outra forma ocorre a todo momento. Por exemplo, em uma reação de combustão, parte da energia armazenada no combustível como energia química se transforma em energia térmica sensível, que é diretamente ligada à temperatura (ÇENGEL; BOLES, 2013).

A energia pode ser classificada em dois tipos: energia primária, que é extraída ou capturada diretamente do ambiente, e energia secundária, que é convertida a partir da energia primária na forma de trabalho, calor, eletricidade ou combustíveis (produtos do petróleo, biocombustíveis, entre outros). A energia primária pode ser subdividida em três grupos distintos: energia não renovável (proveniente de fontes não renováveis, tais como carvão, gás natural ou combustíveis fósseis em geral, e os combustíveis nucleares de fissão), energia renovável (proveniente de fontes renováveis tais como biomassa, energia solar, eólica e hidroelétrica) e energia desperdiçada (energia que não foi aproveitada em outro processo,

sendo rejeitada para o ambiente). A energia primária proveniente de fontes renováveis é normalmente equacionada considerando a energia elétrica ou térmica produzida a partir dessas fontes, considerando assim a energia útil que pode ser aproveitada (DEMIREL, 2012).

A energia pode ser transferida para, ou de, um volume de controle nas formas de calor, trabalho ou por meio de um fluxo de massa. Considerando um sistema fechado, a energia pode ser transferida nas formas de calor e trabalho. A diferença de temperatura entre dois sistemas está ligada a uma transferência de energia na forma de calor. O calor pode ser definido como a forma de transferência de energia entre dois sistemas (ou entre um sistema e sua vizinhança) em virtude da diferença de temperaturas. O trabalho é definido como a transferência de energia associada a uma força que age ao longo de uma distância, ou simplesmente a transferência de energia não relacionada a um gradiente de temperaturas (ÇENGEL; BOLES, 2013).

A primeira lei da termodinâmica equaciona o princípio da conservação da energia, que enuncia que a energia não pode ser criada nem destruída, apenas transformada de uma forma em outra. Dessa forma, para um sistema que não troca energia com outros sistemas ou com a sua vizinhança a sua energia permanece constante. As Equações (1) e (2) apresentam as duas formas da primeira lei, a primeira se refere a um sistema fechado e a segunda se aplica a um volume de controle.

$$\Delta E_{\text{sistema}} = Q - W \quad (1)$$

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \sum_{ent} (\dot{m}_{ent} \cdot e_{ent}) - \sum_{sai} (\dot{m}_{sai} \cdot e_{sai}) \quad (2)$$

Na Equação (2), \dot{Q} representa a taxa de transferência de energia na forma de calor, \dot{W} é a taxa de transferência de energia na forma de trabalho (chamada de potência), \dot{m} corresponde à vazão mássica do fluido de trabalho e o parâmetro “ e ” se refere à energia de uma corrente de fluido escoando para, ou de, um volume de controle por unidade de massa, e pode ser escrita como:

$$e = h + \frac{v^2}{2} + g \cdot z \quad (3)$$

Na Equação (3) h representa a entalpia específica do fluido, v corresponde a sua velocidade, z corresponde à altura do sistema em relação a algum ponto de referência e g é a aceleração da gravidade.

2.1.2 A segunda lei da termodinâmica e a exergia

A segunda lei da termodinâmica acrescenta ao conceito quantitativo da primeira lei um sentido de qualidade de energia. O enunciado de Kelvin-Planck da segunda lei diz que é impossível a construção de um dispositivo que opere em um ciclo que converta todo o calor fornecido a ele em trabalho. Isso significa que nenhuma máquina térmica poderá apresentar uma eficiência térmica de 100 % (MORAN et al., 2013).

As perdas termodinâmicas que ocorrem no interior de um sistema frequentemente não são identificadas e avaliadas de forma precisa através apenas de uma análise energética. Uma análise exérgica permite superar muitas deficiências das análises energéticas. Baseada na segunda lei da termodinâmica, uma análise exérgica é muito útil na identificação das causas, locais e magnitudes das ineficiências de um determinado processo (LI, 2016).

O conceito de exergia baseia-se no potencial de trabalho útil disponível para se extrair de um determinado sistema até que este se encontre em equilíbrio com o ambiente. A exergia é equivalente ao trabalho líquido fornecido por um dispositivo que opera através de processos totalmente reversíveis, usados para trazer um determinado sistema para o estado morto. Um sistema encontra-se no estado morto quando possui a mesma temperatura, pressão, concentração e composição química do ambiente (KOTAS, 1995). Assim, a exergia é a parte da energia que é útil para a sociedade e portanto tem um valor econômico e deve ser preservada (DINCER; ÇENGEL, 2001).

A exergia pode ser transferida de um sistema para outro da mesma forma que se transfere energia, através do trabalho, calor ou fluxo de massa. A exergia transferida pelo trabalho tem a mesma magnitude e direção do trabalho. Por sua vez, a exergia transferida pelo calor assume a magnitude mostrada na Equação (4) e tem o mesmo sentido da transferência de calor. Na Equação (4), $\dot{E}x^o$ é a taxa de exergia transferida para o sistema devido ao calor \dot{Q} , T_0 é a temperatura absoluta do estado morto e T_f é a temperatura absoluta na fronteira do sistema (KOTAS, 1995).

$$\dot{E}x^o = \left(1 - \frac{T_0}{T_f}\right) \dot{Q} \quad (4)$$

A exergia transferida pelo fluxo de massa pode ser dividida em basicamente quatro componentes: exergia potencial, exergia cinética, exergia física e exergia química. Cada componente da exergia contida no fluxo de massa está relacionada com o tipo de desequilíbrio com o ambiente, desde diferentes pressões, temperaturas, velocidades, alturas

até diferente composição química ou diferente concentração de substâncias. A Equação (5) mostra os componentes da exergia específica de um fluxo de massa (KOTAS, 1995).

$$ex = ex_{cinética} + ex_{potencial} + ex_{física} + ex_{química} \quad (5)$$

Em geral, em problemas envolvendo ciclos de potência a gás ou a vapor, é possível desconsiderar os componentes cinético e potencial da exergia, uma vez que não são observadas variações consideráveis na altura ou na velocidade do fluxo, o que simplifica o cálculo da exergia do fluxo de massa, resumido agora apenas na determinação das exergias física e química. A exergia física específica pode ser calculada pela Equação (6).

$$ex_{física_n} = (h_n - h_0) - T_0 (s_n - s_0) \quad (6)$$

Onde, h_n e s_n são respectivamente a entalpia e a entropia específicas da substância no estado n genérico, h_0 e s_0 correspondem respectivamente a entalpia e a entropia específicas da substância no estado ambiente (estado morto), T_0 é a temperatura do estado morto (no presente trabalho a temperatura do estado morto será considerada igual a $T_0 = 298,15$ K).

A exergia química da mistura de gases presentes na atmosfera, como dióxido de carbono, oxigênio, vapor de água e nitrogênio, é determinada pela Equação (7).

$$\bar{ex}_{química,mistura} = \sum_i (y_i \cdot \bar{ex}_{química,i}) - R_u \cdot T_0 \sum_i (y_i \cdot \ln y_i) \quad (7)$$

Na equação acima, y_i é a fração molar de um determinado componente i da mistura de gases (número de mols da substância em questão dividido pelo número de mols total da mistura), $\bar{ex}_{química,i}$ é a exergia química padrão da substância i e R_u corresponde à constante universal dos gases.

A determinação da exergia química de combustíveis (líquidos e gasosos) pode ser feita através da correlação mostrada por Kotas (1995, p. 268), apresentada na Equação (8). Nessa equação, o PCI corresponde ao poder calorífico inferior do combustível considerado.

$$ex_{química,comb} = \varphi \cdot PCI \quad (8)$$

Para combustíveis líquidos, o coeficiente φ pode ser calculado através da Equação (9). Nessa expressão os termos h , o , c e s correspondem respectivamente às frações mássicas de hidrogênio, oxigênio, carbono e enxofre no combustível líquido.

$$\varphi = 1,0401 + 0,1728 \frac{h}{c} + 0,0432 \frac{o}{c} + 0,2169 \frac{s}{c} \left(1 - 2,0628 \frac{h}{c} \right) \quad (9)$$

Já para combustíveis gasosos, a tabela C.1 do Kotas (1995, p. 268) fornece os valores do coeficiente φ para uma série de combustíveis. Para o gás natural por exemplo o valor de φ pode ser considerado como sendo aproximadamente igual a 1,04.

No entendimento do conceito de exergia é importante destacar que ela pode ser destruída durante processos que envolvem irreversibilidades, ou seja, processos onde há geração de entropia. Irreversibilidades podem se originar de atrito, misturas, reações químicas, transferência de calor entre corpos a diferentes temperaturas, e/ou expansão não resistida (ÇENGEL; BOLES, 2013).

Através de estudos relacionados à destruição de exergia em uma máquina térmica ou em um ciclo termodinâmico é possível determinar quais são os processos mais irreversíveis (processos que geram mais entropia, provocando uma maior destruição de exergia), encontrando oportunidades de realizar trabalho que estão sendo desperdiçadas. É possível determinar a quantidade de exergia destruída através do balanço exergético (ÇENGEL; BOLES, 2013).

O balanço exergético em um volume de controle que envolve um determinado componente de um sistema térmico é simplesmente a diferença entre os três mecanismos em que a exergia é transferida (trabalho, calor e fluxo de massa) e a exergia destruída. Sendo assim, o balanço exergético em um volume de controle para um escoamento em regime permanente é apresentado através da Equação (10).

$$\dot{E}x^Q + \sum \dot{m}_{ent} \cdot ex_{ent} = \dot{E}x^W + \sum \dot{m}_{sai} \cdot ex_{sai} + \dot{E}x^D \quad (10)$$

Na Equação (10), $\dot{E}x^D$ corresponde à exergia destruída no componente e $\dot{E}x^W$ corresponde à exergia associada ao trabalho. Os somatórios da equação se referem às exergias associadas aos fluxos de massa que entram e que saem do componente, representados pelos termos ex_{ent} e ex_{sai} .

Outra definição importante que engloba conceitos da segunda lei da termodinâmica é o conceito de eficiência exergética ou eficiência de segunda lei. Ela é definida por Çengel e Boles (2013, p. 433) através da Equação (11) abaixo.

$$\eta_{II} = \frac{Ex_{utilizada}}{Ex_{fornecida}} = 1 - \frac{Ex_{destruida}}{Ex_{fornecida}} \quad (11)$$

No caso das máquinas térmicas, essa eficiência representa o quão próximo da máquina de Carnot (máquina reversível) a máquina analisada opera.

Quando a energia perde qualidade, isso resulta em exergia destruída. Uma análise do ponto de vista exerético é uma técnica apropriada para aumentar a eficiência do uso dos recursos energéticos, pois com a identificação e avaliação adequada dos desperdícios de energia que ocorrem em um sistema, é possível projetar sistemas energéticos cada vez mais eficientes (DINCER; ÇENGEL, 2001).

2.2 TURBINAS A GÁS

Desde o final do século dezoito iniciaram-se tentativas para o desenvolvimento e construção de uma turbina a gás. As turbinas a gás e a vapor foram concebidas simultaneamente. No ano de 1791 a patente conseguida por John Barber para a turbina a vapor descrevia também outros fluidos ou gases como potenciais fontes de energia para a turbina. Em 1872 o Dr. Franz Stolze se baseou nas ideias de Barber para desenvolver o primeiro compressor axial movido por uma turbina axial. O projeto consistia em um compressor axial e uma turbina axial com múltiplos estágios, uma única câmara de combustão e um regenerador para reaproveitar os gases de exaustão da turbina para pré-aquecer o ar na saída do compressor. O protótipo foi construído em 1900 e testado entre 1900 e 1904, mas nunca funcionou com sucesso (GIAMPAOLO, 2006).

Em 1903, Rene Armengaud e Charles Lemale construíram e testaram uma turbina a gás com sucesso, conduzindo testes com diferentes turbinas a gás experimentais. O desenvolvimento das turbinas a gás continuou muito acelerado ao longo da primeira metade do século vinte. Desde o final da Segunda Guerra Mundial as melhorias alcançadas nas turbinas a gás aeronáuticas foram aplicadas nas turbinas a gás estacionárias, o que acelerou ainda mais o desenvolvimento e a utilização das turbinas a gás nas indústrias (GIAMPAOLO, 2006).

Dos principais tipos de turbinas a gás para uso industrial destacam-se as turbinas *heavy-duty* e as turbinas aeroderivativas. As turbinas *heavy-duty* consistem em equipamentos cujo projeto inicial foi totalmente voltado para a sua utilização em indústrias. Assim, essas turbinas apresentam grande robustez e ampla faixa de potências, podendo utilizar gases com baixo poder calorífico como combustível (CARNEIRO et al., 2003).

As turbinas aeroderivativas são equipamentos cujo projeto inicial destina-se ao uso aeronáutico, sendo empregadas como propulsores. Mas esses equipamentos podem ser

adaptados para serem utilizados na geração de energia elétrica. Para isto, modificações na câmara de combustão, dutos de admissão e de escape dos gases são necessárias. As turbinas aeroderivativas podem funcionar com temperaturas mais elevadas, o que proporciona uma maior eficiência para esses equipamentos. Para sistemas que apresentam variações de carga, as turbinas aeroderivativas se adaptam melhor ao processo de geração de energia (CARNEIRO *et al.*, 2003).

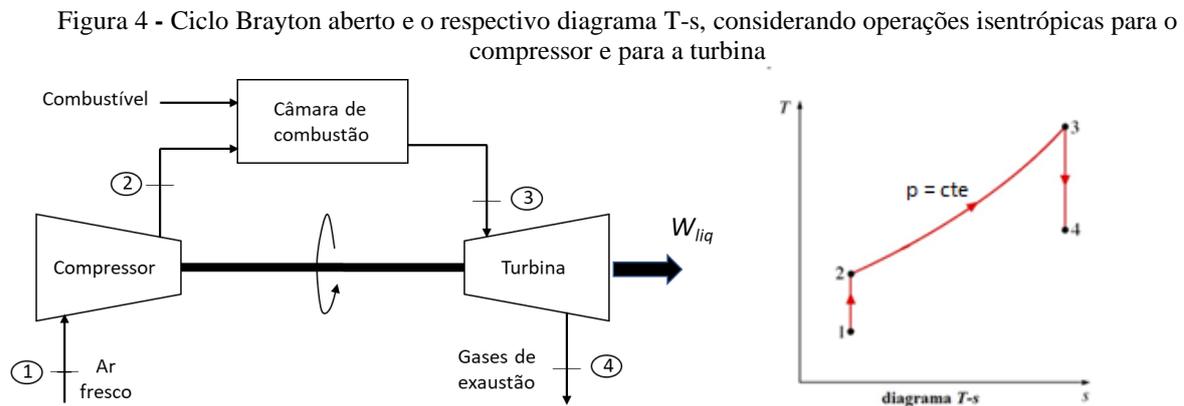
Além das turbinas *heavy-duty* e das turbinas aeroderivativas, as microturbinas têm ganho cada vez mais espaço no mercado, principalmente devido a sua importância tecnológica no mercado de geração distribuída de eletricidade. As potências geradas por essas turbinas atingem faixas que variam de 20 a 350 kW. Essas máquinas normalmente são alimentadas por combustível diesel ou gás natural. Para que seu projeto tenha sucesso, as microturbinas devem ser compactas, ter baixo custo de fabricação, altas eficiências, operação silenciosa e gerar o mínimo de emissões possível. Tais características tornam as microturbinas excelentes candidatas para serem utilizadas nos processos de cogeração. Regeneradores são normalmente utilizados no projeto de uma microturbina a gás para aumentar a eficiência térmica global do equipamento (BOYCE, 2001).

Atualmente, as turbinas a gás produtoras de energia elétrica são quase que exclusivamente movidas a gás natural. Mas dependendo da aplicação, outros combustíveis podem ser utilizados para alimentar essas turbinas, incluindo óleo combustível destilado, propano, gases produzidos a partir de aterros, de estações de tratamento de esgoto e de resíduos animais, e o singás (gás sintético) obtido por gaseificação do carvão ou de biomassas vegetais (MORAN *et al.*, 2013).

2.2.1 Princípios de funcionamento das turbinas a gás

As instalações de potência com turbinas a gás normalmente operam em um ciclo Brayton aberto. Nesses sistemas o ar atmosférico em condições ambientes é admitido no compressor, onde sua temperatura e pressão são elevados. Em seguida, o ar que deixa o compressor a uma alta pressão entra na câmara de combustão, onde é queimado juntamente com o combustível a uma pressão constante. Os gases resultantes da combustão entram na turbina a uma alta temperatura, onde se expandem até a pressão atmosférica enquanto produzem potência. O ciclo é classificado como aberto porque os gases de exaustão que deixam a turbina não recirculam, sendo descarregados nas vizinhanças (ÇENGEL; BOLES,

2013). A Figura 4 apresenta um esquema simplificado do ciclo termodinâmico, bem como o diagrama T-s do ciclo, considerando o compressor e a turbina operando de forma isentrópica.



Fonte: O Autor, 2020.

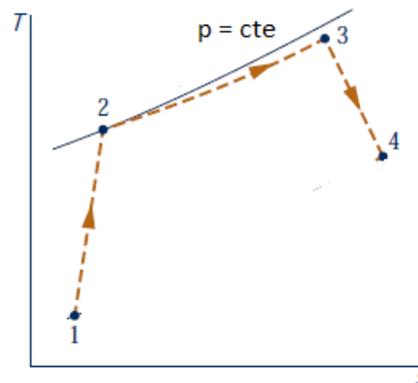
Como pode ser observada na Figura 4, a maior temperatura no ciclo é alcançada ao final do processo de combustão (estado 3). Essa temperatura é limitada pela temperatura máxima que o material de confecção das pás da turbina poderá suportar. Essa condição de projeto também limita as razões de pressão que podem ser empregadas no ciclo (ÇENGEL; BOLES, 2013). O processo 1-2 representa a passagem do fluido pelo compressor isentrópico, a etapa 2-3 é relativa ao aquecimento à pressão constante devido à queima do combustível na câmara de combustão e o processo 3-4 representa a expansão isentrópica na turbina.

O ar das turbinas a gás realiza duas funções muito importantes, fornecendo o oxidante necessário para a queima do combustível e servindo como fluido refrigerante para manter a temperatura dos diversos componentes dentro dos limites de segurança. O resfriamento é garantido pela admissão de mais ar do que o necessário para a combustão completa do combustível (ÇENGEL; BOLES, 2013).

A Figura 5 apresenta o diagrama T-s do ciclo de uma turbina a gás real. Nesse diagrama podem-se observar os efeitos de algumas irreversibilidades inerentes aos processos reais que ocorrem no ciclo. Fazendo uma comparação entre os diagramas T-s apresentados nas Figuras 4 e 5 pode-se observar um aumento de entropia específica nas passagens do fluido de trabalho pelo compressor e pela turbina reais, enquanto no ciclo Brayton ideal esses processos acontecem de forma isentrópica. Isso ocorre por conta das perdas de energia que ocorrem no compressor e na turbina reais. Com o aumento dos efeitos das irreversibilidades na turbina e no compressor, o trabalho produzido pela turbina diminui, enquanto o trabalho consumido para acionar o compressor aumenta. Isso resulta em um decréscimo significativo

no trabalho líquido produzido pelo sistema. O alcance de eficiências isentrópicas relativamente altas para o compressor e para a turbina são fundamentais para uma produção apreciável de trabalho líquido por parte do sistema térmico (MORAN *et al.*, 2013).

Figura 5 - Diagrama T-s do ciclo termodinâmico de uma turbina a gás real



Fonte: Adaptado de Moran *et al.*, 2013.

Considerando os estados termodinâmicos do ciclo de acordo com a enumeração apresentada nas Figuras 4 e 5, as eficiências isentrópicas da turbina e do compressor podem ser calculadas respectivamente pelas Equações (12) e (13):

$$\eta_{turb} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (12)$$

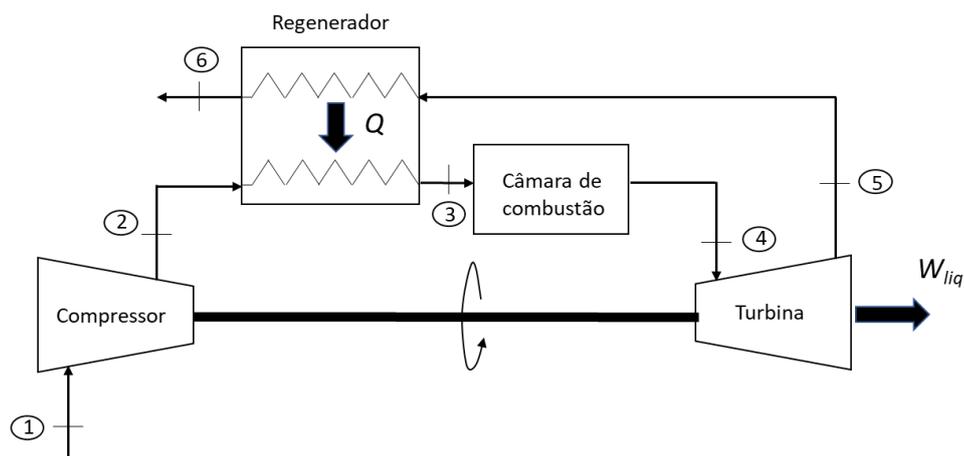
$$\eta_{comp} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (13)$$

onde os estados 2s e 4s representam respectivamente os estados de saída do compressor e da turbina isentrópicos. Considerando as irreversibilidades de uma turbina a gás, apesar das irreversibilidades presentes na turbina e no compressor serem muito importantes, os efeitos destas são consideravelmente inferiores aos efeitos da irreversibilidade relativa ao processo de combustão (MORAN *et al.*, 2013). Assim, pode-se concluir que a maior destruição de exergia em um ciclo à turbina a gás real irá ocorrer na câmara de combustão.

Como a temperatura de saída de uma turbina a gás simples é normalmente muito superior à temperatura ambiente, uma medida muito empregada para aumentar a eficiência dessas turbinas consiste na utilização de um trocador de calor de correntes opostas (um regenerador) com o objetivo de reaproveitar uma parcela da energia disponível nos gases de

exaustão. Essa energia disponível nos gases quentes, que possui grande utilidade termodinâmica e que seria totalmente desperdiçada com o descarregamento do gás para a vizinhança, é utilizada no preaquecimento do ar que deixa o compressor, antes desse ar ser admitido na câmara de combustão. A adoção dessa medida produz uma diminuição na quantidade de calor que deve ser fornecida ao combustor, proporcionando assim uma diminuição no consumo de combustível (MORAN et al., 2013). A Figura 6 apresenta a configuração de uma turbina a gás simples equipada com um regenerador.

Figura 6 - Turbina a gás simples com regenerador



Fonte: O Autor, 2020.

A temperatura do ar na saída do regenerador (estado 3 da Figura 6) jamais poderá exceder a temperatura dos gases de exaustão que deixam a turbina e entram no regenerador (estado 5). Normalmente o ar deixa o regenerador a uma temperatura mais baixa, e no caso-limite no qual o regenerador utilizado é ideal, o ar deixaria o regenerador a uma temperatura igual à temperatura de entrada dos gases quentes (estado 5). Supondo um regenerador bem isolado e considerando desprezíveis as variações das energias cinética e potencial, pode-se determinar a efetividade do regenerador, que indica o quanto um regenerador se aproxima de um regenerador ideal (ÇENGEL; BOLES, 2013). Essa efetividade pode ser determinada a partir da Equação (14).

$$\varepsilon_{reg} = \frac{q_{reg,real}}{q_{reg,max}} = \frac{h_3 - h_2}{h_5 - h_2} \quad (14)$$

Considerando as hipóteses do padrão a ar frio, a efetividade do regenerador pode ser calculada na forma da Equação (15):

$$\varepsilon_{reg} \cong \frac{T_3 - T_2}{T_5 - T_2} \quad (15)$$

Quanto maior a efetividade do regenerador, maior será a economia de combustível, uma vez que o ar será preaquecido a uma temperatura mais alta antes do processo de combustão. Mas para que a efetividade do equipamento seja mais alta, é necessário que o regenerador seja maior, o que encarece o projeto e pode causar uma queda de pressão acentuada no fluido de trabalho ao passar pelo equipamento. Na prática, a efetividade da maioria dos regeneradores utilizados está na faixa de 60% a 80% (MORAN et al. 2013).

2.3 SISTEMAS DE ARMAZENAMENTO DE ENERGIA

Dispositivos e meios físicos podem ser usados para armazenar alguma forma de energia que, quando necessária, será empregada na realização de alguma operação útil. Baterias e combustíveis fósseis como carvão e gasolina armazenam energia química, uma represa hidroelétrica armazena energia na forma de energia potencial gravitacional em um reservatório, volantes de inércia ou gases pressurizados como o ar comprimido podem ser utilizados no armazenamento de energia mecânica, entre incontáveis outros exemplos (DEMIREL, 2012).

A energia primária é a forma mais comum e estável na qual a energia pode ser armazenada, apresentando como vantagens para o seu armazenamento uma alta densidade energética e o fato de poder ser armazenada a longo prazo. No entanto, existem algumas formas de energia primária, como a proveniente das fontes renováveis de energia, que não são facilmente armazenáveis na sua forma natural, podendo ser armazenadas apenas quando convertidas em alguma forma de energia secundária. Assim, um grande desafio da indústria de armazenamento de energia consiste no desenvolvimento e aprimoramento de tecnologias para o armazenamento de energia secundária na forma de trabalho, calor e eletricidade (ANEKE; WANG, 2016).

A importância das tecnologias de armazenamento de energia pode ser observada através do papel que pode ser realizado por estas em toda matriz de geração de energia. Essas tecnologias podem ser utilizadas em toda a rede elétrica, em redes dedicadas a aquecimento e refrigeração, na geração distribuída e em sistemas isolados. As tecnologias de armazenamento de energia servem também como valiosa ferramenta para operadores em sistemas que apresentam instabilidade na oferta e/ou na demanda energética (IEA, 2014).

As tecnologias empregadas nos sistemas de armazenamento de energia estão relacionadas ao processo de conversão de energia de uma forma (normalmente energia elétrica ou calor) para uma forma armazenável, que possa ser estocada em um determinado meio. Quando necessária, a energia armazenada pode ser convertida novamente para sua forma anterior ao armazenamento (LUO et al., 2015).

O processo de armazenamento de energia possui como duas principais etapas o processo de armazenamento de energia propriamente dito, que é geralmente tratado como a etapa de carregamento, e o processo de liberação da energia armazenada, normalmente chamada de etapa de descarregamento (ANEKE; WANG, 2016).

A escolha do sistema de armazenamento de energia adequado para uma determinada aplicação irá depender da faixa de potência e da capacidade de armazenamento de energia requerida, da velocidade de resposta do sistema, do seu peso, do seu volume e da faixa de temperaturas de operação (VASQUEZ et al., 2010).

Os parâmetros chave associados à avaliação da capacidade de operação dos sistemas de armazenamento de energia são a densidade energética, a densidade de potência, a velocidade de resposta, as características de carregamento e descarregamento e a eficiência de ida e volta (round-trip efficiency) do sistema (KYRIAKOPOULOS; ARABATZIS, 2016). A eficiência de ida e volta pode ser definida como a razão entre a quantidade de energia extraída de um sistema de armazenamento e a quantidade de energia fornecida a esse sistema ao longo de um ciclo de trabalho completo (DOE, 2010).

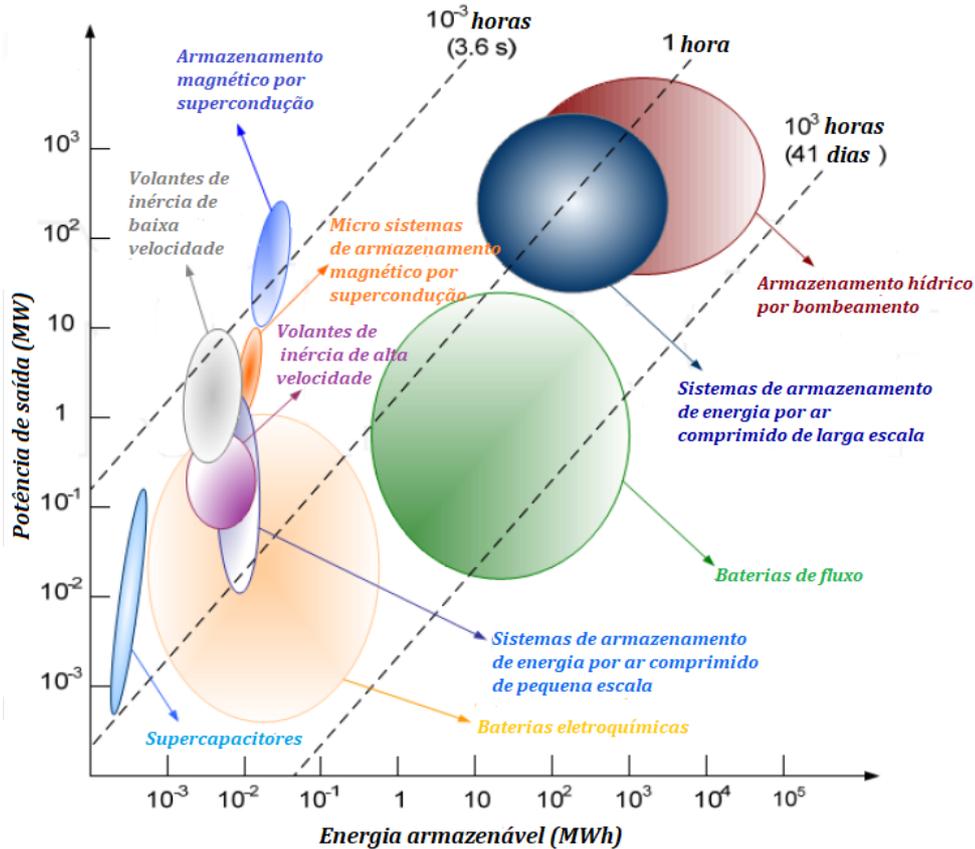
O armazenamento de energia tem como principais benefícios: otimização do gerenciamento de energia; ajuda na redução dos desperdícios de energia, aumentando a eficiência energética dos sistemas; armazenamento de formas de energia secundária como calor e eletricidade, o que auxilia na redução do consumo de formas de energia primária, como os combustíveis fósseis; diminuição do consumo de combustíveis fósseis, o que contribui diretamente para a redução das emissões de poluentes e gases do efeito estufa, mitigando assim o fenômeno do aquecimento global. Além disso, os sistemas de armazenamento de energia têm um papel fundamental no aumento da penetração de recursos energéticos limpos e renováveis, como a energia solar e eólica, na matriz energética, uma vez que aliviam o efeito da intermitência associado à geração de energia a partir desses recursos (ANEKE; WANG, 2016).

Apesar das reconhecidas vantagens ligadas à instalação de sistemas de armazenamento de energia integrados a sistemas de geração de potência, alguns desafios significativos relacionados a esses sistemas ainda devem ser considerados. Entre esses obstáculos merecem

destaque a dificuldade na escolha da tecnologia de armazenamento de energia adequada para atender os requisitos de potência de uma determinada aplicação, como mensurar de forma objetiva o desempenho de um sistema de armazenamento de energia, como aumentar a eficiência global dos sistemas integrados e como reduzir os custos dessas tecnologias de modo a viabilizar a sua implantação (LUO et al., 2015).

Existem vários métodos sugeridos para a classificação das diversas tecnologias de armazenamento de energia, seja baseado na sua função, no seu tempo de resposta ou na duração adequada do período de armazenamento. Um dos métodos mais utilizados se baseia na forma de energia que é convertida e armazenada no sistema. Considerando essa última abordagem, os sistemas de armazenamento de energia podem ser categorizados quanto ao armazenamento de energia mecânica (armazenamento hidráulico por bombeamento, armazenamento de energia por ar comprimido, volantes de inércia), eletroquímica (baterias recarregáveis convencionais e baterias de fluxo), química (armazenamento de hidrogênio), elétrica (capacitores, supercapacitores e armazenamento magnético por supercondução) e térmica (armazenamento por calor sensível e armazenamento por calor latente). A energia convertida e armazenada normalmente tem a forma de energia elétrica. A exceção são os armazenadores de energia térmica, nos quais a energia armazenada no geral se apresenta inicialmente na forma de calor. A utilização de sistemas TES combinados a outros sistemas de armazenamento de energia é importante para otimizar o armazenamento da energia proveniente de fontes renováveis, aumentando a eficiência global do processo e auxiliando na produção de eletricidade sob demanda a partir dessas fontes (IEC, 2011; LUO et al., 2015). A Figura 7 apresenta uma comparação de diferentes tecnologias de armazenamento de energia em termos da potência de saída, da quantidade de energia armazenável e da duração do período de armazenamento. Como citado anteriormente, a escolha da tecnologia adequada dependerá de diversos fatores. Pela figura observa-se que os sistemas CAES de maior escala e os sistemas PHES podem armazenar grandes quantidades de energia por períodos de tempo significativamente longos.

Figura 7 - Comparação entre diferentes tecnologias de armazenamento de energia em termos da potência de saída, energia armazenável e tempo de descarregamento



Fonte: Adaptado de Zobaa, 2013.

Nas próximas sessões duas tecnologias de armazenamento de energia fundamentais para o presente estudo serão discutidas: os sistemas de armazenamento de energia por ar comprimido e os sistemas de armazenamento de energia térmica, com foco no armazenamento por calor sensível.

2.3.1 Sistemas de armazenamento de energia por ar comprimido

Uma porção considerável de toda a energia elétrica gerada globalmente é atualmente utilizada para comprimir ar. No Reino Unido, por exemplo, mais de 2,5% de toda a eletricidade produzida é empregada para esse fim. Como tem-se um gasto de energia na compressão do ar, essa energia poderá ser recuperada através do processo de expansão desse ar comprimido (LETCHER, 2016). Nesse contexto, os sistemas de armazenamento de energia por ar comprimido se apresentam como uma tecnologia para armazenamento de grandes quantidades de energia elétrica na forma de ar comprimido a altas pressões.

Nos sistemas CAES a energia elétrica é extraída da rede em determinados momentos para carregar o armazenador quando o custo da energia é relativamente baixo, e em um momento posterior esta energia retorna para a rede durante a etapa de descarregamento do armazenador, quando o valor da energia é mais alto devido a uma maior demanda (LETCHER, 2016).

Juntamente com os sistemas de armazenamento hidráulico por bombeamento os sistemas CAES são um tipo de sistema de armazenamento de energia com boa maturidade tecnológica e capaz de prover grandes capacidades de armazenamento, podendo através de apenas uma unidade fornecer potências acima de 100 MW (LUO et al., 2014). Além disso, esses sistemas são um dos poucos adequados para aplicações envolvendo períodos de longa duração, podendo armazenar energia por dezenas de horas (BARNES; LEVINE, 2011).

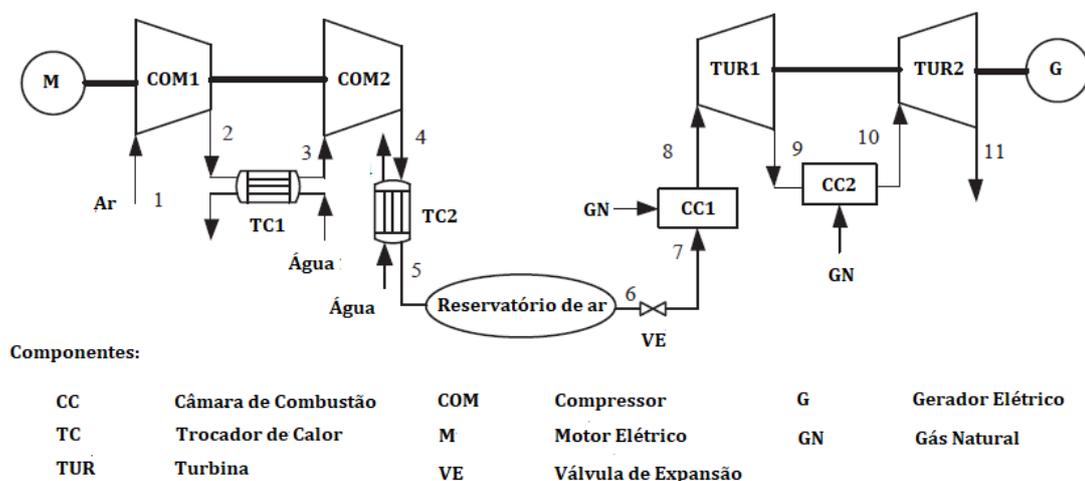
Os principais componentes de uma planta de armazenamento de energia por ar comprimido tradicional são: um trem de compressão; um trem de expansão; trocadores de calor para resfriamento ou pré-aquecimento do ar e um reservatório para o armazenamento do ar comprimido (BUFFA et al., 2013). Os sistemas CAES podem operar com um ou mais estágios de compressão e de expansão, sendo mais comuns os sistemas com dois estágios (BARNES; LEVINE, 2011).

Quando um sistema CAES é instalado como uma planta autônoma em uma rede elétrica, um motor elétrico é usado para acionar o compressor enquanto um gerador elétrico é acionado pela turbina. Quantidades muito pequenas de energia são perdidas no motor e no gerador com as conversões de energia entre as formas de eletricidade e trabalho mecânico. Eficiências de conversão superiores a 98% são muito comuns para máquinas elétricas de maior porte (LETCHER, 2016).

Os sistemas CAES operam com base nos sistemas de geração de eletricidade por turbinas a gás convencionais, diferenciando-se destes por pequenas adaptações. No caso dos sistemas CAES, os ciclos de compressão e de expansão de uma turbina a gás convencional são desacoplados, sendo separados em dois processos distintos, e a eletricidade é armazenada na forma de energia potencial elástica do ar comprimido. Durante períodos de baixa demanda, a energia é armazenada através da compressão do ar em um espaço reduzido a temperaturas próximas da temperatura ambiente. Em horários de alta demanda energética, ocorre o processo de recuperação da energia, que se dá a partir da saída do ar a alta pressão do reservatório. Esse ar comprimido ao deixar o volume de armazenamento é misturado a um combustível (normalmente gás natural) e a mistura entra em combustão na câmara de combustão da turbina. Os produtos da combustão são expandidos através da turbina, e como

esse equipamento é conectado a um gerador elétrico ocorre a geração de eletricidade. O calor residual dos produtos da combustão pode ser recuperado após o processo de expansão através de um regenerador para pré-aquecer o ar comprimido antes da sua entrada na câmara de combustão (CHEN et al., 2009; LUO et al., 2014). Em um ciclo padrão de uma turbina a gás, normalmente dois terços do trabalho mecânico produzido pela turbina são utilizados no acionamento do compressor. Assim, na configuração de um sistema CAES, com o desacoplamento dos trens de compressão e expansão, é possível produzir três vezes mais trabalho para a mesma quantidade de combustível consumido, uma vez que os processos de compressão e expansão são separados no tempo, e o compressor será acionado através de energia elétrica produzida em horários fora de pico (IBRAHIM; ILINCA; PERRON, 2008). A Figura 8 apresenta um diagrama esquemático de um sistema CAES convencional operando com dois estágios de compressão e dois estágios de expansão.

Figura 8 - Diagrama esquemático de um sistema CAES convencional



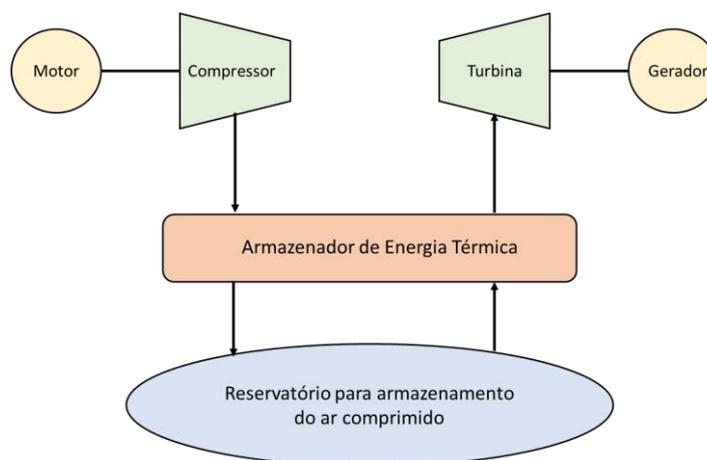
Fonte: Adaptado de Zhang *et al.*, 2019.

À medida que o ar é comprimido através do trem de compressão, a temperatura desse ar aumenta consideravelmente. Por várias razões práticas envolvendo a resistência e a integridade física do reservatório, o ar a alta pressão jamais deverá ser armazenado quente. Dessa forma, antes de ser armazenado, o ar comprimido normalmente é resfriado por meio de trocadores de calor. Além disso, a massa de ar que pode ser armazenada em um determinado volume é inversamente proporcional à temperatura absoluta desse ar, o que significa que se o ar for resfriado antes de entrar no reservatório, mais energia poderá ser estocada (HE; PEI; ZHENG, 2018; BARNES; LEVINE, 2011).

A necessidade da queima de combustível na câmara de combustão reside no fato de que se o ar fosse expandido à temperatura de armazenamento, seria necessária uma vazão muito maior de ar para atingir a mesma potência de saída da turbina, o que aumentaria significativamente a quantidade de energia necessária para acionar o compressor. Além do mais, na ausência da combustão, as temperaturas baixas alcançadas na saída da turbina poderiam provocar a formação de gelo, o que representaria um risco significativo para as pás da turbina (BARNES; LEVINE, 2011).

Para eliminar a necessidade de consumo de combustível, uma tecnologia que vem sendo cada vez mais estudada é a dos sistemas CAES Adiabáticos (*Adiabatic CAES* ou *A-CAES*). Nesses sistemas, a queima de combustível é dispensada através da integração de um sistema de armazenamento de energia térmica, responsável por armazenar e reaproveitar o calor gerado no processo de compressão, que normalmente não é aproveitado nos sistemas CAES convencionais. Com a reutilização do calor de compressão teoricamente pode-se obter um aumento considerável na eficiência de ida e volta do sistema em comparação com os sistemas tradicionais. O principal benefício dos sistemas A-CAES seria a anulação das emissões de carbono, assumindo obviamente que a energia elétrica utilizada para acionar o trem de compressão também seria proveniente de fontes de energia com zero emissão de carbono (LUO et al., 2014). A Figura 9 apresenta um esquema simplificado de um sistema A-CAES, destacando o armazenador de energia térmica e outros componentes essenciais.

Figura 9 - Esquema simplificado de um sistema CAES adiabático



Fonte: O Autor, 2020.

A parte principal de qualquer sistema CAES consiste no reservatório para armazenamento do ar comprimido. O armazenador de ar determina quanta energia o sistema

será capaz de armazenar, além de normalmente corresponder ao componente mais caro de todo o projeto (LETCHER, 2016). Os sistemas CAES podem utilizar diferentes tipos de reservatórios para armazenar o ar comprimido. O ar a alta pressão pode ser estocado em tubulações de superfície, mas para aplicações de grande escala volumes de armazenamento em formações geológicas subterrâneas como minas abandonadas, rochas porosas, cavernas em formações de sal ou rochosas, aquíferos e campos de gás ou de óleo esgotados normalmente são opções mais viáveis economicamente. Quando não há disponibilidade de reservatórios naturais, volumes de armazenamento artificiais podem ser desenvolvidos na forma de tubulações subterrâneas ou tanques pressurizados. Esses reservatórios artificiais são preferíveis para sistemas CAES de menor escala (BARNES; LEVINE, 2011; BUFFA et al., 2013).

Basicamente, os reservatórios para armazenamento de ar comprimido podem operar a volume constante (armazenamento isocórico) ou a pressão constante (armazenamento isobárico). Em um reservatório isocórico o volume de armazenamento permanece constante enquanto a pressão do ar armazenado varia com a quantidade de energia armazenada. Já em um reservatório isobárico, a pressão de armazenamento permanece fixa ao passo que o volume de armazenamento varia de acordo com a energia armazenada (PIMM; GARVEY; JONG, 2014).

Os armazenadores isocóricos são os que apresentam o conceito mais simples. Estes compreendem um ou mais volumes com formato fixo, conectados por arranjos de dutos. Um reservatório isocórico está cheio quando a pressão do ar armazenado atinge o máximo valor admitido para o funcionamento do sistema ($p_{\text{máx}}$). Analogamente, este reservatório é considerado vazio quando a pressão do ar armazenado diminui até atingir o mínimo valor permitido ($p_{\text{mín}}$). A razão entre as pressões máxima e mínima admitidas normalmente é menor do que dois, o que indica que quando um reservatório isocórico transita entre as condições de cheio e vazio mais da metade do ar presente no estado cheio permanece presente no estado vazio (LETCHER, 2016).

Com o intuito de simplificar o funcionamento do sistema e diminuir os custos financeiros dos equipamentos, normalmente os projetos envolvendo plantas CAES com reservatório isocórico inserem uma válvula de expansão na saída do armazenador de ar comprimido com o objetivo de reduzir a pressão do ar na saída do reservatório para um valor fixo, adequado para o funcionamento do trem de expansão. Isso proporciona uma operação mais estável para o sistema, uma vez que a pressão é mantida constante na entrada da turbina ao longo de toda a etapa de descarregamento. Assim, a pressão mínima de funcionamento do

sistema, que irá definir quando o armazenador de ar comprimido será considerado vazio, geralmente corresponde ao valor da pressão de entrada da turbina. A válvula de expansão é responsável por cerca de 5-8% da exergia total destruída em sistemas CAES com armazenamento de ar a volume constante existentes (LETCHER, 2016; YAO ET AL., 2016; KIM et al., 2012).

Existem duas plantas CAES de grande escala instaladas no mundo: a planta de 290 MW, instalada em Huntorf na Alemanha em 1978, pertencente à *E.ON. Kraftwerke*, e a planta de 110 MW da *PowerSouth Energy Cooperative*, instalada em McIntosh, Alabama nos Estados Unidos em 1991. Ambas as plantas utilizam cavernas de sal subterrâneas como reservatórios, operando com armazenamento a volume constante (PIMM; GARVEY; JONG, 2014; LETCHER, 2016). A unidade da usina elétrica de Huntorf (Figura 10) foi a primeira instalada no mundo, e utiliza um volume de armazenamento de aproximadamente 310000 m³ como reservatório, projetado para operar entre pressões de 48 e 66 bar. A planta alemã funciona em um ciclo diário de oito horas de carregamento e pode gerar 290 MW de energia por duas horas durante o descarregamento. Já a planta de McIntosh emprega um volume de armazenamento superior a 500000 m³ projetado para funcionar entre as pressões de 45 e 74 bar, e pode operar com geração máxima de potência durante 26 horas (BARNES; LEVINE, 2011; CHEN et al., 2009). As duas plantas existentes funcionam de forma diabática, uma vez que não armazenam a energia térmica gerada no processo de compressão, queimando combustível para aquecer o ar antes do processo de expansão. A principal melhoria do sistema CAES instalado em McIntosh em comparação com a planta de Huntorf foi a instalação de um recuperador para o reaproveitamento do calor disponível nos gases de exaustão da turbina, o que comparativamente reduziu o consumo de combustível em cerca de 25% e aumentou a eficiência do ciclo de 42% para aproximadamente 54% (LETCHER, 2016; CHEN et al., 2009; LUO et al., 2014). Essas duas plantas foram construídas com o propósito de servirem como campos de teste, com o intuito de conhecer melhor a tecnologia do armazenamento de energia por ar comprimido.

Figura 10 - Planta CAES instalada em Huntorf, na Alemanha



Fonte: Letcher, 2016.

Os reservatórios isobáricos por sua vez são os mais fáceis de analisar. No armazenamento isobárico tem-se que o compressor e a turbina trabalham entre as mesmas duas pressões. Normalmente em um reservatório isobárico praticamente todo o ar comprimido pode ser extraído do armazenador, o que contrasta fortemente com o observado nos sistemas que operam de forma isocórica. Além disso, os reservatórios isobáricos frequentemente experimentam menores variações de tensões no interior do armazenador, uma vez que a pressão do ar armazenado permanece praticamente constante (LETCHER, 2016).

As principais vantagens do armazenamento isobárico em comparação com o armazenamento isocórico são o aumento da eficiência do expansor, que pode ser 10% a 15% maior, dado que a pressão do ar na entrada da turbina pode ser mantida praticamente constante ao longo da etapa de descarregamento sem a necessidade da válvula de expansão e o aumento da densidade energética do sistema, uma vez que não é mais necessário que uma quantidade considerável de ar comprimido permaneça no reservatório ao final do descarregamento, o que pode diminuir significativamente as dimensões do reservatório. Assim, a utilização de sistemas CAES com armazenamento a pressão constante pode eliminar as perdas de exergia associadas ao emprego da válvula de expansão nas plantas CAES existentes, que operam com armazenamento isocórico (KIM et al., 2012; PIMM; GARVEY; JONG, 2014).

Existem várias configurações possíveis para se alcançar um armazenamento de ar praticamente isobárico. Boa parte dos sistemas CAES com armazenamento isobárico são planejados de forma a estarem imersos em um corpo d'água, com o intuito de aproveitar a pressão hidrostática da água circundante para compensar a pressão do ar comprimido armazenado. Assim, nesses sistemas, o ar comprimido é armazenado a uma pressão aproximadamente igual à pressão hidrostática da água na profundidade na qual o reservatório CAES foi instalado. A capacidade de armazenamento de energia do sistema aumenta com o aumento da profundidade na qual o reservatório de armazenamento de ar é instalado. Considerando os sistemas de armazenamento de energia por ar comprimido submersos (*Underwater Compressed Air Energy Storage* ou *UWCAES*), estes podem ser separados em duas categorias, dependendo se as paredes do reservatório empregado são flexíveis ou rígidas. Os reservatórios flexíveis (também chamados de “sacos de energia”) podem ser fabricados em diferentes formatos, mas o desenvolvimento tem sido focado em reservatórios com apenas um ponto de ancoramento, o que faz com que normalmente seu formato quando inflado se assemelhe muito ao de balões de ar quente, como mostrado na Figura 11. Se bem produzidos, os reservatórios flexíveis podem ser bem vedados, funcionando de forma confiável por longos períodos (PIMM; GARVEY; JONG, 2014; LETCHER, 2016).

Segundo Luo et al. (2014), nos últimos anos uma variedade de sistemas de armazenamento de energia de pequena escala, incluindo sistemas CAES, vem sendo desenvolvida. Ainda segundo os autores, esses sistemas de armazenamento de energia de pequena escala normalmente podem entregar potências que variam de poucos quilowatts a até em torno de dez megawatts. Os sistemas CAES de pequena escala se apresentam no mercado como um concorrente das baterias recarregáveis para várias aplicações, podendo oferecer uma combinação entre boa performance, longa durabilidade, baixo impacto ambiental efetivo e custo razoável em comparação com essas baterias. A utilização de sistemas CAES de pequena escala vai encontrar mais espaço no mercado com o avanço das pesquisas na área de microgeração de energia e com a expansão da geração distribuída (LUO et al., 2014; PELLETIER, 2018).

Figura 11 - Exemplo de um protótipo de um reservatório flexível sendo testado em um tanque de água na Universidade de Nottingham, na Inglaterra



Fonte: Letcher, 2016.

Diversas tecnologias visando a otimização dos sistemas CAES vêm sendo propostos e estão atualmente sob investigação. A maior dificuldade para a implantação dos sistemas de armazenamento de energia por ar comprimido reside na necessidade desses sistemas serem instalados em localizações geográficas favoráveis, próximas à potenciais reservatórios naturais, além de terem que estar combinados a uma central de turbina a gás (CHEN et al., 2009). Em adição a isso, alguns desafios associados ao desenvolvimento contínuo dos sistemas CAES incluem: necessidade de inovação tecnológica de compressores e turbinas; melhoria substancial na eficiência global dos sistemas; necessidade de reduzir o custo associado à construção dos reservatórios de ar; estudo dos potenciais impactos ambientais relativos à implantação desses sistemas (LUO et al., 2014).

2.3.2 Sistemas de armazenamento de energia térmica por calor sensível

O armazenamento de energia térmica tem uma longa história, que se estende desde as civilizações antigas até os dias atuais. Talvez a forma mais antiga de armazenamento de energia seja a colheita de neve ou gelo natural a partir de lagos, rios ou montanhas para a

preservação de alimentos, arrefecimento de ambientes e para resfriar bebidas (PAKSOY, 2007).

Os sistemas de armazenamento de energia térmica são considerados uma importante tecnologia de conservação de energia, apresentando consolidada maturidade tecnológica. Recentemente, uma atenção renovada tem sido dada para a sua utilização em virtude da necessidade cada vez maior do consumo otimizado de energia. Nesse sentido, os sistemas TES podem exercer um papel significativo no atendimento das exigências de vários setores da sociedade por um consumo energético mais eficiente e favorável ao meio ambiente. Essa tecnologia se apresenta como uma alternativa apropriada para enfrentar o desequilíbrio que frequentemente ocorre entre a oferta e a demanda por energia, além de poder proporcionar economias substanciais de energia e uma redução considerável no consumo de combustíveis fósseis e conseqüentemente na emissão de poluentes como CO₂, SO₂ e NO_x (PAKSOY, 2007).

Um armazenamento térmico eficiente minimiza as perdas de energia térmica, podendo alcançar alta recuperação de energia durante a extração da energia térmica armazenada, com pequena degradação da temperatura. A escolha de um sistema TES depende do período de armazenamento necessário (diário, sazonal), da viabilidade econômica, das condições de operação, entre outros fatores (PAKSOY, 2007).

Os sistemas TES possuem uma massa de armazenamento térmico e podem armazenar calor ou frio. Normalmente o calor armazenado é transferido de um fluido de transferência de calor como o ar ou a água, sendo posteriormente recuperado pelo fluido quando necessário (PAKSOY, 2007; DEMIREL; 2012).

Basicamente existem dois tipos principais de sistemas de armazenamento de energia térmica: os que armazenam energia na forma de calor sensível e os que armazenam energia na forma de calor latente. Existem ainda sistemas TES que combinam essas duas formas de armazenamentos (REGIN; SOLANKI; SAINI, 2008). Os sistemas de armazenamento de energia térmica por calor latente armazenam energia quando uma substância muda de uma fase para outra. Esse método depende da capacidade do material de acumular densidades de energia em condições quase isotérmicas e sobre uma estreita faixa de temperaturas. Já o armazenamento de calor sensível envolve armazenar energia térmica pelo aumento ou diminuição da temperatura de um material sólido ou líquido, como água, óleo, rochas, areia ou tijolos. Esse princípio é baseado na mudança da capacidade calorífica e da temperatura do material durante os processos de carregamento e descarregamento do sistema, e a quantidade de calor armazenado é uma função do calor específico do meio, da variação de temperatura e

da massa do meio de armazenamento empregado (REGIN; SOLANKI; SAINI, 2008; PIELICHOWSKA; PIELICHOWSKI, 2014).

Quando comparado ao armazenamento de energia térmica por calor sensível, o armazenamento por calor latente requer um menor peso e volume de material para uma determinada quantidade de energia armazenada, além de ter a capacidade de armazenar o calor de fusão a uma temperatura constante ou praticamente constante, temperatura essa que corresponde à temperatura de transição de fase dos chamados materiais de mudança de fase (*Phase Change Materials* ou *PCM*). O armazenamento de calor sensível por sua vez é o método mais simples e barato de armazenar energia térmica, o que faz com que os sistemas TES com armazenamento por calor sensível levem vantagem nos aspectos tecnológico e econômico (AGYENIM et al., 2010; SINGH; SAINI; SAINI, 2010).

Em termos do meio de armazenamento empregado, uma grande variedade de escolhas existe, dependendo do intervalo de temperaturas e da aplicação. Para o armazenamento de calor sensível, água é uma escolha frequente devido, entre outros atributos positivos, ao seu alto calor específico em comparação com qualquer outro líquido à temperatura ambiente. Enquanto o calor específico da água não é tão alto se comparado ao de vários materiais sólidos, a água como líquido tem a vantagem de poder ser facilmente bombeada para transportar energia térmica, além de possibilitar boas taxas de transferência de calor. Os materiais sólidos têm a vantagem de apresentarem maiores calores específicos, o que permite o projeto de unidades de armazenamento mais compactas. Quando maiores temperaturas estão envolvidas, como no caso do pré-aquecimento do ar que participará da combustão em fornos, os materiais sólidos se tornam os armazenadores de calor sensível preferenciais (DINÇER; ROSEN, 2011).

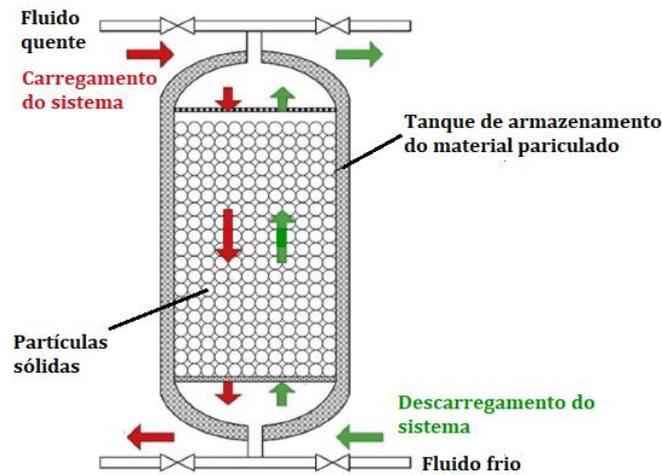
Em relação ao projeto de sistemas de armazenamento de energia térmica por calor sensível, uma pesquisa considerável vem sendo conduzida com relação a estes, incluindo tanques de água estratificados, armazenamento de água fria e quente, sistemas TES com leito fixo (do inglês *packed bed TES*), entre outros. Entre esses sistemas um que desperta interesse especial para o armazenamento de energia térmica a altas temperaturas utiliza um leito fixo que emprega rochas (*packed bed of rocks*) como material de armazenamento do calor sensível e ar como fluido de transferência de calor (DINÇER; ROSEN, 2011; MEIER; WINKLER; WUILLEMIN, 1991; ZANGANEH et al., 2012). Um sistema de armazenamento por leito fixo consiste em partículas de material sólido que são acomodadas de forma randômica em um reservatório, e entre essas partículas ocorre a circulação do fluido de transferência de calor. Uma característica estrutural muito importante desses sistemas é a porosidade média,

que mede o grau de compactação entre as partículas sólidas e é frequentemente considerada no projeto e dimensionamento de sistemas que empregam partículas esféricas compactadas em reservatórios cilíndricos (SINGH; SAINI; SAINI, 2010; MUELLER, 2005).

Nos sistemas TES com leito fixo, durante a etapa de carregamento, o fluido aquecido, normalmente ar, entra na parte superior do reservatório, escoando do topo até o fundo do tanque, passando entre as partículas sólidas, transferindo calor para estas e saindo do reservatório à temperatura ambiente. Quando a energia armazenada é necessária, durante a etapa de descarregamento o fluido à temperatura ambiente entra no reservatório através da parte inferior, escoando entre as partículas até o topo do tanque, recuperando o calor armazenado no material particulado. Com o objetivo de evitar perdas de calor, normalmente o reservatório utilizado para acomodar as partículas sólidas é bem isolado termicamente. O alto coeficiente de transferência de calor entre o ar e o material sólido faz com que a transferência de calor entre esses se dê de forma rápida. No começo da etapa de carregamento do sistema, as partículas próximas à entrada do tanque são aquecidas, mas a temperatura das partículas próximas à saída permanece inalterada, e o ar deixa o reservatório a uma temperatura muito próxima à temperatura inicial do material particulado. À medida que o tempo avança, menos calor é trocado entre o ar e as partículas da parte inicial do reservatório, que já se encontram aquecidas, e assim o ar começa a deixar o reservatório a temperaturas cada vez maiores. Quando todas as partículas sólidas se encontram a uma temperatura uniforme, o ar não consegue mais transferir calor para estas e o reservatório é considerado totalmente carregado (SINGH; SAINI; SAINI, 2010). A Figura 12 apresenta um esquema simplificado de um sistema TES com leito fixo.

Os sistemas TES com leito fixo apresentam como principais vantagens o fato de serem aplicáveis para uma ampla faixa de temperaturas, tendo como temperatura limitante o ponto de fusão do material sólido empregado como meio de armazenamento e a direta transferência de calor que ocorre entre o fluido de trabalho e o material de armazenamento (ZANGANEH et al., 2012).

Figura 12 - Esquema de um sistema TES com leito fixo



Fonte: Adaptado de Guo *et al.*, 2018.

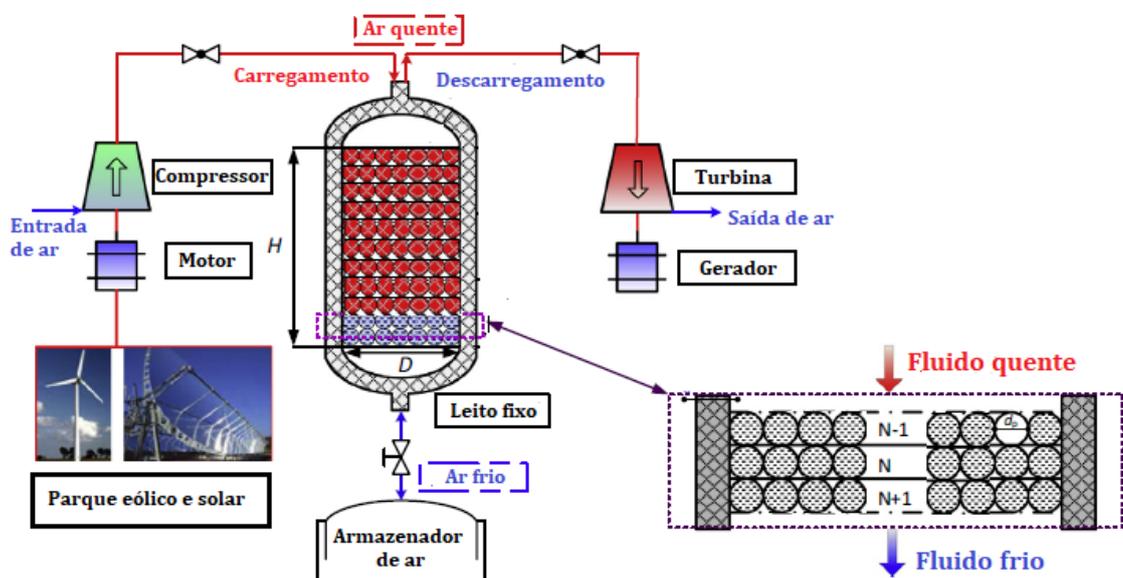
Rochas são o material sólido mais utilizado para o armazenamento da energia térmica em sistemas TES com leito fixo devido a abundância e economicidade do material, além das suas características de não toxicidade e não inflamabilidade. Tipicamente o tamanho das partículas rochosas utilizadas varia de 1 a 5 cm. Materiais sólidos como metais, concreto, areia e tijolos também são muito utilizados para o armazenamento de calor tanto a baixas quanto a altas temperaturas. Entre os metais, alumínio, magnésio, e zinco foram bastante mencionados na literatura como materiais adequados. O emprego de materiais metálicos é útil em sistemas que necessitam de alta condutividade térmica e em situações nas quais o custo do projeto tem importância secundária. Os metais podem ser utilizados para o armazenamento de energia térmica quando modelados no formato de pequenas esferas ou pequenos cilindros, não havendo necessidade de grandes áreas de transferência de calor devido às boas características de condutividade térmica inerentes a esses materiais. Energia térmica pode ser armazenada a temperaturas acima de 800 °C em materiais como areia, alumínio, granito, ferro fundido e aço (ZANGANEH *et al.*, 2012; SINGH; SAINI; SAINI, 2010).

Quanto aos sistemas TES que armazenam calor sensível através de meios líquidos como água ou óleos térmicos, esses sistemas na maioria das vezes são constituídos por trocadores de calor, um sistema para a circulação do fluido de armazenamento do calor sensível, um tanque para o armazenamento do fluido a uma alta temperatura, após o aquecimento desse fluido na etapa de carregamento, e um tanque para o armazenamento desse fluido a menores temperaturas, após o descarregamento da energia armazenada (MEDRANO *et al.*, 2010). O tanque utilizado para o armazenamento do fluido a alta temperatura deve ser bem isolado termicamente de modo a minimizar perdas. Como afirmado anteriormente a

utilização de água é muito vantajosa em termos econômicos, sendo o fluido mais empregado para o armazenamento de calor sensível a menores temperaturas. Mas a utilização de outros fluidos para o armazenamento de calor sensível como sais fundidos e óleos à base de petróleo também é bastante comum especialmente para aplicações envolvendo maiores temperaturas. Apesar desses fluidos apresentarem menor capacidade calorífica que a da água, eles apresentam menores pressões de vapor e são capazes de operar a temperaturas superiores a 300 °C. Alguns óleos térmicos muito considerados para o armazenamento de energia na forma de calor sensível são Therminol e Caloria-HT (HASNAIN, 1998).

Um sistema de armazenamento de energia que se encontra atualmente em fase de pesquisa e desenvolvimento e que desperta cada vez mais interesse consiste no já citado sistema de armazenamento de energia por ar comprimido adiabático, que combina as tecnologias de sistemas CAES e sistemas TES. Um exemplo desse tipo de sistema empregando um armazenador de energia térmica com leito fixo é apresentado na Figura 13. Nos sistemas CAES adiabáticos, como o calor gerado no processo de compressão do ar é reaproveitado, muitas vezes a adição de gás natural pode ser desconsiderada. Através de pesquisas comprova-se teoricamente que plantas CAES adiabáticas poderiam alcançar eficiências consideravelmente superiores às registradas na operação das plantas CAES existentes no mundo, que funcionam de forma diabática (HARTMANN et al., 2012).

Figura 13 - Diagrama de um sistema CAES adiabático com a integração de um sistema TES com leito fixo



Fonte: Adaptado de Peng *et al.*, 2015.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesse capítulo será apresentada uma revisão de trabalhos recentes relacionados ao tema estudado. Serão citados estudos relativos a sistemas de armazenamento de energia por ar comprimido e sistemas de armazenamento de energia térmica por calor sensível, além de alguns trabalhos que abordam a integração dessas duas tecnologias. Serão brevemente discutidos artigos recentes que apresentam desde resultados obtidos através de experimentos e simulações numéricas a até revisões sobre o tema, destacando resultados interessantes alcançados por esses estudos.

3.1 ARMAZENAMENTO DE ENERGIA POR AR COMPRIMIDO

Em Jiang *et al.* (2018) é proposto um inovador sistema com geração combinada de aquecimento, refrigeração e energia (*Combined Cooling, Heating and Power* ou *CCHP*) integrado a um sistema CAES com trigerção (*Trigenerative CAES* ou *T-CAES*). Um sistema desse tipo pode atender várias formas de demanda de energia dos usuários. Um abrangente modelo termodinâmico do sistema foi desenvolvido, sendo conduzida uma análise do desempenho termodinâmico do sistema. Uma análise termodinâmica e econômica comparando o novo sistema CCHP proposto e um sistema CAES convencional também foi realizada, considerando um estudo de caso em um prédio comercial. Os resultados mostraram que o desempenho do sistema CCHP integrado a um sistema T-CAES é superior ao observado nos sistemas CCHP tradicionais.

Em Venkataramani *et al.* (2016) é apresentada uma revisão detalhada de vários aspectos relacionados a sistemas CAES, mostrando artigos relacionados à modelagem e simulação, à análise termodinâmica, à investigação experimental e à avaliação econômica de sistemas desse tipo, além de apresentar diferentes estratégias de controle a estes aplicadas e alguns estudos de caso relativos ao tema. Dentre algumas conclusões tecidas pelos autores destacam-se a maior atenção que vem sendo direcionada pela comunidade científica aos sistemas CAES de pequena escala e a percepção do potencial tecnológico de se aplicar no futuro sistemas CAES integrados a sistemas CCHP, com o objetivo de aumentar a eficiência global de sistemas que geram energia de forma sustentável a partir de fontes renováveis.

Alami *et al.* (2017) construíram e testaram um sistema de armazenamento de energia por ar comprimido a baixa pressão modular de pequena escala. A pressão máxima de

armazenamento do sistema é igual a 5 bar, e o ar comprimido é armazenado em pequenos cilindros de aço com volume de sete litros, originalmente utilizados para proteção contra incêndios, conforme mostrado na Figura 14. O pequeno volume de armazenamento necessário torna essa uma ótima opção para ser aplicada em regiões remotas e para aplicações offshore, especialmente para o armazenamento de energia gerada a partir do recurso eólico. O sistema atinge uma eficiência global máxima de 97,6%, e uma eficiência mecânica máxima de 95,6%. Os autores mostram ainda que o sistema desenvolvido opera de forma segura e flexível, tendo afinidade com o meio ambiente, além de exigir um baixo investimento e baixos custos de operação em comparação com outros sistemas de armazenamento de energia.

Figura 14 - Cilindros utilizados por Alami et al. (2017) para o armazenamento do ar comprimido



Fonte: Alami *et al.*, 2017.

Krawczyk et al. (2018) conduziram uma análise termodinâmica comparativa entre um sistema de armazenamento de energia por ar comprimido (CAES) e um sistema de armazenamento de energia por ar liquefeito (*Liquid Air Energy Storage* ou LAES). Um ciclo LAES é uma combinação de um ciclo de liquefação de ar e um ciclo de geração de energia por turbina a gás. Os sistemas CAES e LAES foram simulados pelos autores através do software Aspen HYSYS. Uma vantagem clara dos sistemas LAES em comparação com os sistemas CAES corresponde à necessidade de um volume de armazenamento de energia consideravelmente inferior para a tecnologia LAES, uma vez que para o sistema LAES considerado o tanque de armazenamento de ar líquido tem um volume de 5000 m^3 , enquanto que a caverna utilizada para o armazenamento de ar comprimido no sistema CAES tem um volume aproximado de 310000 m^3 . Os autores mostraram também que a eficiência de ida e volta do sistema LAES considerado é aproximadamente 15% superior à do sistema CAES, em virtude da utilização de um regenerador para pré-aquecer o ar antes da câmara de combustão.

Mas sem a utilização do regenerador, ambos os sistemas apresentariam aproximadamente a mesma eficiência de ida e volta. O estudo mostrou ainda que as maiores taxas de destruição de exergia nos sistemas analisados ocorrem nas câmaras de combustão e nos trocadores de calor. Os autores concluíram que a tecnologia LAES pode se apresentar como uma alternativa interessante para os sistemas CAES em um futuro próximo, tendo como principais benefícios a maior densidade da energia armazenada e a maior liberdade de instalação do sistema, com menor dependência quanto à localidade.

Zhang *et al.* (2019) desenvolveram uma metodologia para investigar a variação da pressão e da temperatura combinada à destruição de exergia na válvula de expansão e na caverna de um sistema CAES de larga escala com armazenamento a volume constante. Os modelos teóricos desenvolvidos para a caverna e a válvula de expansão foram baseados na equação de estado para um gás real e nas leis da termodinâmica. Os resultados registrados mostraram que a destruição de exergia que ocorre nos dois componentes investigados supera a exergia destruída nas turbinas. Os autores verificaram que aproximadamente 18,85% da destruição total de exergia ao longo de um ciclo completo de operação do sistema CAES ocorre em virtude desses dois componentes, sendo a válvula de expansão e a caverna responsáveis pela destruição de aproximadamente 5,14% e 13,71% respectivamente. Observou-se ainda que os dois componentes responsáveis pela maior destruição de exergia no sistema são o trocador de calor e câmara de combustão. Uma análise sensitiva indicou que o coeficiente de transferência de calor, a temperatura do ar injetado e a temperatura inicial da caverna afetam consideravelmente o coeficiente total de destruição de exergia desses dois componentes. Por fim, os autores concluem que sistemas CAES que empregam armazenadores de ar com operação isobárica são muito promissores.

Mohammadi e Mehrpooya (2016) propuseram um sistema que integra uma microturbina a gás, um armazenador de energia por ar comprimido e um coletor solar parabólico para a geração de água quente e eletricidade para uso residencial, sendo realizada uma análise energética e exérgica do sistema. Foi verificado que as maiores taxas de destruição de exergia ocorreram no coletor solar e na câmara de combustão, sendo afirmado pelos autores que a câmara de combustão tem um efeito dominante sobre a exergia total destruída na planta. A performance do sistema foi avaliada variando-se alguns parâmetros importantes como as pressões de operação máxima e mínima da caverna utilizada para o armazenamento do ar comprimido e a temperatura na entrada da turbina a gás. O efeito da energia solar absorvida pelo coletor parabólico sobre o consumo de combustível na câmara de combustão é avaliado para diferentes horários do dia, considerando a variação da incidência

solar. A eficiência de ida e volta e a eficiência exergética do sistema foram calculadas como sendo respectivamente iguais a 76,47% e 53,36%.

Llamas et al. (2018) propuseram o conceito de um sistema mini-CAES, no qual a cavidade utilizada para o armazenamento do ar comprimido é menos profunda do que as empregadas como reservatórios nos sistemas CAES atualmente em operação. Como a construção de sistemas CAES convencionais é associada a riscos de explorar o subsolo na busca de locais adequados para a construção de reservatórios de armazenamento de ar comprimido, os autores têm como principal objetivo minimizar o impacto desses sistemas na superfície, tornando-os mais baratos do que os sistemas CAES tradicionais. Dentre as principais vantagens relacionadas ao conceito de sistemas mini-CAES destacam-se o menor risco de exploração e os menores custos de investimento, a maior eficiência do sistema e o menor impacto ambiental, uma vez que o volume da cavidade utilizada para o armazenamento poderia ser reduzido, tendo-se que gerenciar um menor volume de salmoura, que normalmente é gerada quando a escavação é feita em cúpulas de sal.

Calero, Cañizares e Bhattacharya (2019) desenvolveram um modelo matemático detalhado de um sistema CAES diabático, propondo também uma versão simplificada desse modelo. Os modelos incluem a simulação do compressor, da turbina, da caverna, dos sistemas de controle e do motor e gerador síncronos. A configuração e os parâmetros de operação dos modelos são baseados na planta CAES instalada em Huntorf, na Alemanha. Ambos os modelos apresentaram respostas similares nos testes e estudos de regulação de frequência conduzidos, sendo verificado que o modelo mais simples requer menos parâmetros e um menor tempo de simulação em comparação com o mais detalhado.

Chong (2017) analisou a resposta mecânica a longo prazo de um armazenador de energia por ar comprimido sem revestimento sujeito a tensões internas cíclicas. A abordagem numérica segue o esquema híbrido que combina um modelo constitutivo mecânico para obter as tensões e deformações no primeiro ciclo e funções de acumulação de deformações do tipo polinomial para acompanhar a acumulação progressiva de deformações plásticas. Após a validação do modelo, o reservatório de ar comprimido sem revestimento sujeito a tensões internas cíclicas é simulado considerando diferentes amplitudes de tensão e geometrias para o armazenador.

DinAli e Dincer (2018) estudaram o desempenho de um sistema de armazenamento de energia por ar comprimido integrado a uma usina de turbina a gás recém-desenvolvida. O sistema integrado proposto é considerado uma tecnologia promissora para o gerenciamento de energia e inclui ainda dois subsistemas, um de refrigeração por absorção de simples efeito e

um aquecedor de água, integrados ao intercooler e ao aftercooler para recuperar o calor rejeitado. Análises energética e exergética são conduzidas para avaliar o desempenho termodinâmico do sistema, bem como uma investigação paramétrica que avalia o efeito de parâmetros fundamentais sobre o desempenho global do sistema. Os autores verificaram que as eficiências energética e exergética do sistema global podem alcançar valores de até 53% e 41,7% respectivamente. Esses resultados representam um aumento de 11% na eficiência energética e de 6,2% na eficiência exergética em comparação com o sistema CAES convencional instalado em Huntorf na Alemanha, comprovando que o emprego de sistemas CAES com poligeração pode aumentar consideravelmente a eficiência desses sistemas em relação aos modelos CAES tradicionais.

Chen *et al.* (2017) propuseram um sistema CAES limpo combinado com energia eólica e solar, tendo também como foco de estudo a viabilidade de instalar um sistema desse tipo na China. O sistema desenvolvido utiliza armazenadores e trocadores de calor no lugar de câmaras de combustão e a energia adicional produzida em usinas eólicas para acionar os compressores do sistema CAES, além de empregar a energia solar como fonte de calor para o conjunto de trocadores e armazenadores de calor a fim de solucionar a dependência que os sistemas CAES tradicionais apresentam com relação aos combustíveis fósseis. Sal fundido foi utilizado como material de armazenamento de calor para armazenar a energia da radiação solar. Os autores analisaram também a viabilidade técnica do sistema proposto, quais áreas do território chinês seriam potencialmente adequadas e quais os benefícios econômicos e ambientais que esse sistema pode oferecer. Através da pesquisa foram identificadas mais de 13 zonas principais na China que poderiam receber a instalação do sistema híbrido proposto. Observou-se também que o armazenamento de energia térmica melhora a eficácia do processo de expansão dos gases na turbina.

Guo *et al.* (2016) realizaram uma comparação entre os processos de armazenamento de energia por ar comprimido em aquíferos e cavernas com o intuito de investigar termodinamicamente o processo. Simulações do conjunto integrado poço-reservatório (aquíferos ou cavernas) de sistemas CAES são conduzidas, baseadas em parâmetros da planta CAES de Huntorf. Nesse estudo, o comportamento hidrodinâmico e termodinâmico do processo de armazenamento de energia por ar comprimido em aquíferos e cavernas são investigados, sendo analisadas as distribuições e variações de pressão e temperatura nas regiões da caverna e do poço dos sistemas CAES. Os resultados simulados confirmaram que o armazenamento de energia por ar comprimido pode ser realizado em aquíferos, e que o desempenho desse processo pode ser similar ou até melhor do que o armazenamento em

cavernas, se os aquíferos apresentarem propriedades apropriadas para funcionar como reservatórios.

Em Budt *et al.* (2016) é realizada uma revisão geral associada aos sistemas de armazenamento de energia por ar comprimido, classificando e comparando os diferentes processos CAES. Essa análise é fundamentada com um amplo contexto histórico de como os sistemas CAES evoluíram ao longo do tempo, desde o seu início até os avanços mais recentes. Uma revisão dos diferentes conceitos de sistemas CAES e armazenadores de ar comprimido é desenvolvida, sendo também aplicado o conceito de exergia a esses sistemas. Os autores afirmam que a geração de energia elétrica a partir de fontes renováveis será crucial para a implementação de plantas CAES, sendo identificados também alguns desafios relacionados à pesquisa e ao desenvolvimento desses sistemas, entre os quais são citados a necessidade de desenvolver reservatórios de baixo custo para o armazenamento de ar comprimido e o desenvolvimento de equipamentos para o armazenamento de energia térmica com alta potência e densidade energética, para que os sistemas CAES adiabáticos tornem-se viáveis.

Zhao, Dai e Wang (2015) propõem uma integração de um sistema CAES e de uma turbina a ar úmido que recupera uma parcela considerável do calor gerado no processo de compressão e do calor rejeitado através dos gases de exaustão da turbina e que tem como objetivo gerar trabalho e energia elétrica de forma combinada. Com isso, é possível melhorar a performance e aumentar a produção de energia e a eficiência do sistema. Uma análise termodinâmica mostrou que a geração de potência através do trem de expansão pode ser aumentada em aproximadamente 26% comparando o sistema proposto a um sistema CAES convencional. Com esse aumento os valores calculados para a eficiência de ida e volta e para a eficiência exergética do sistema foram iguais respectivamente a 67,23% e 48,74%. Através da análise exergética foi observado ainda que as câmaras de combustão são os componentes responsáveis pelas maiores parcelas de destruição da exergia total.

Vella, Sant e Farrugia (2017) apresentaram um resumo de várias opções disponíveis na literatura recente para o armazenamento da energia gerada a partir de fontes renováveis offshore, tendo como foco os sistemas de armazenamento de energia por ar comprimido. Uma visão geral das tecnologias disponíveis e dos processos termodinâmicos que ocorrem em sistemas CAES é apresentada, juntamente com uma comparação entre o armazenamento por ar comprimido e o armazenamento hidráulico bombeado. As duas plantas CAES atualmente em operação são brevemente analisadas, sendo também explicados os projetos de plantas CAES offshore atualmente em fase de pesquisa e desenvolvimento, sendo analisados os

reservatórios rígidos e flexíveis cogitados para o armazenamento offshore de ar comprimido, bem como os principais obstáculos associados a esse tipo de planta. A literatura revisada mostra um aumento claro na pesquisa e no interesse do setor comercial em relação aos sistemas CAES. Os autores concluem que os sistemas CAES (ou variáveis dessa tecnologia) podem ser uma solução interessante para o armazenamento de energia elétrica gerada offshore.

Jiang *et al.* (2019) propuseram um sistema micro-CAES com trigerção, que atua como um sistema com geração combinada de aquecimento, refrigeração e energia. Baseado na demanda do usuário, o sistema CAES proposto pode produzir diferentes tipos de energia pelo ajuste da temperatura de entrada da turbina em diferentes estações. O modelo matemático do sistema foi desenvolvido, incluindo uma análise energética e econômica. Uma otimização multiobjetivo foi empregada com o auxílio do Algoritmo Genético de Classificação Não-Dominada (NSGA-II) para determinar os parâmetros de projeto do sistema CAES apresentado. Duas funções objetivas são selecionadas para serem maximizadas no processo de otimização: a eficiência de ida e volta e a economia anual total de custos associada ao novo sistema. No ponto ótimo final os valores da eficiência de ida e volta e da economia anual total do sistema CAES proposto foram respectivamente iguais a 0,762 e 147820 dólares/ano.

Maia *et al.* (2016) apresentaram uma avaliação experimental do desempenho de um sistema micro-CAES baseada na Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica. O sistema micro-CAES foi construído a partir de um turbocompressor de um automóvel, incluindo também um gerador, um circuito elétrico e um sistema de lubrificação. A potência de saída da turbina foi estimada pelos autores considerando o processo de expansão ocorrendo de forma adiabática, o que se mostrou ser uma boa aproximação. O sistema proposto pode operar de forma segura e confiável sem cargas a rotações superiores a 100000 RPM. A eficiência global medida foi superior a 45% quando operando com ar a temperatura ambiente, sem considerar fontes externas de calor. Devido à simplicidade e ao baixo custo do sistema, os autores acreditam que o sistema proposto é uma alternativa muito boa para ser utilizada no apoio a usinas de energia renovável de pequena escala.

Mazloum, Sayah e Nemer (2017) discutem a modelagem dinâmica de um sistema CAES adiabático com armazenamento isobárico utilizando a ferramenta computacional “Dymola”. O sistema proposto é caracterizado pela recuperação do calor de compressão e pelo armazenamento do ar a uma pressão fixa com o objetivo de aumentar a eficiência e a densidade energética do sistema. O modelo ainda leva em conta a inércia mecânica das

turbomáquinas, bem como a inércia térmica dos trocadores de calor e dos tanques de armazenamento. A eficiência alcançada pelo sistema é igual a 53,6%.

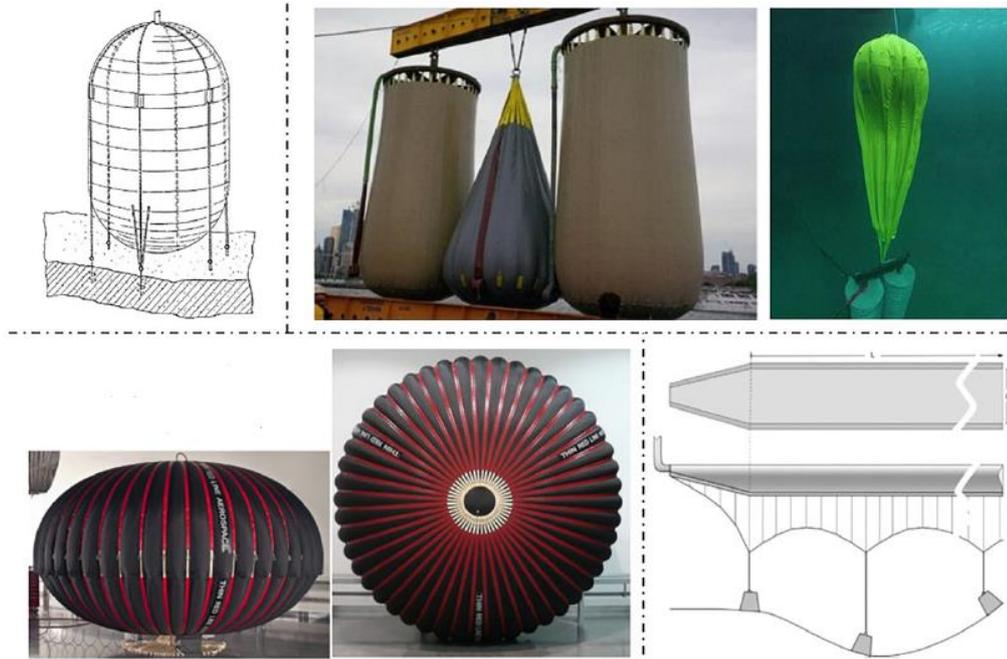
Salvini (2017) investiga a performance de um sistema de armazenamento de energia baseado na integração de um sistema CAES a um ciclo combinado de turbinas a gás e a vapor. Sistemas CAES caracterizados por diferentes potências de projeto foram acoplados a uma turbina de ciclo combinado de pequeno porte disponível comercialmente. Uma eficiência de armazenamento de aproximadamente 63% é alcançada para o sistema CAES com uma potência de projeto variando entre 5 e 10 MW.

Wang *et al.* (2019) apresenta uma extensa revisão do estado da arte relacionado com as principais tecnologias de armazenamento de energia gerada a partir de fontes renováveis offshore. Algumas tecnologias abordadas no estudo foram o armazenamento hidráulico por bombeamento, os sistemas CAES, armazenamento de energia por baterias, armazenamento de energia por hidrogênio, entre outros. Os prós e contras e as aplicações em potencial dessas várias tecnologias de armazenamento de energia são também apresentados. Com relação aos sistemas CAES, alguns pontos que merecem ser destacados são:

- a) Sistemas CAES se tornaram uma das tecnologias mais estudadas para o armazenamento de energias renováveis offshore;
- b) A potência produzida por turbinas eólicas pode ser significativamente estabilizada e impulsionada pela integração com sistemas CAES;
- c) Uma grande quantidade da exergia armazenada em um reservatório CAES isocórico é destruída na passagem pela válvula de expansão, além do fato de uma porção significativa do ar armazenado nesses sistemas não poder ser utilizada quando a pressão de funcionamento da turbina (pressão mínima de operação do reservatório) é alcançada. Com esses problemas, os sistemas CAES com armazenamento a pressão constante ganham destaque;
- d) Resultados mostram que um reservatório CAES isobárico pode entregar a mesma potência de saída ocupando apenas 23% do volume ocupado por um sistema isocórico;
- e) A maioria dos estudos teóricos e dos desenvolvimentos industriais atuais são focados nos sistemas CAES isobáricos que utilizam reservatórios submersos, os chamados sistemas de armazenamento de energia por ar comprimido submersos (UWCAES). Os reservatórios submersos utilizados para o armazenamento de ar comprimido nesses sistemas podem ser classificados como rígidos ou flexíveis. A Figura 15 apresenta alguns exemplos de armazenadores de ar flexíveis estudados na literatura recente. Na imagem apresentada no canto inferior direito pode-se observar o conceito proposto de

um armazenador de ar com o formato de um tubo longo. Esse conceito teve um desenvolvimento mais difícil, por ser mais facilmente afetado por correntes marítimas.

Figura 15 - Exemplos de armazenadores de ar flexíveis empregados em sistemas UWCAES



Fonte: Adaptado de Wang *et al.*, 2019.

Vasel-Be-Hagh, Carriveau e Ting (2015) conduziram uma simulação tridimensional de um armazenador de ar comprimido de grande escala utilizado em sistemas UWCAES com o objetivo de investigar a resposta estrutural às cargas hidrodinâmicas que esse componente estaria sujeito a um número de Reynolds de 230000. O reservatório considerado foi assumido como tendo formato esférico, sendo não distensível e fixo ao leito de um corpo de água através de um suporte elástico isotrópico homogêneo. O objetivo central do estudo foi o de investigar as interações que ocorrem entre as correntes de fluido e a estrutura de um reservatório submerso utilizado nos sistemas UWCAES, o que é essencial para reduzir o risco de falha estrutural desse componente.

Liu *et al.* (2019) realizaram uma análise termodinâmica de um sistema de armazenamento de energia por ar comprimido isobárico (*Isobaric CAES* ou *I-CAES*) que utiliza calor residual de baixa qualidade para pré-aquecer o ar comprimido, com o intuito de reduzir o consumo de combustíveis fósseis durante a etapa de descarregamento e consequentemente a emissão de poluentes em comparação com os sistemas CAES convencionais. A operação isobárica do sistema CAES é proposta visando eliminar a necessidade da válvula de expansão, evitando assim a destruição de exergia associada a esse

equipamento. Análises energética e exergética foram conduzidas, sendo mostrado que a eficiência de ida e volta do sistema I-CAES proposto pode ser aumentada em aproximadamente 11% em comparação com o sistema CAES convencional. Uma análise paramétrica feita pelos autores mostrou ainda que o aumento da temperatura ambiente provoca um aumento da taxa de destruição de exergia associada ao compressor e uma consequente diminuição da eficiência de ida e volta do sistema I-CAES.

He *et al.* (2017) desenvolveram uma metodologia para estimar a capacidade de armazenamento de exergia de uma caverna com volume conhecido utilizada como armazenador de ar comprimido de um sistema CAES, bem como o volume que a caverna deve ter para atender uma determinada capacidade de armazenamento de exergia, considerando diferentes modos de operação do sistema e diferentes condições de transferência de calor para as paredes do reservatório. Foram desenvolvidos modelos matemáticos para simular o comportamento termodinâmico do ar no interior do reservatório levando em conta operações isocórica e isobárica do reservatório e considerando condições de transferência de calor nas quais as paredes do reservatório funcionam de forma isotérmica, adiabática e trocando calor por convecção com o ar armazenado. O comportamento transiente da temperatura e da pressão do ar armazenado foi simulado e comparado com dados operacionais da planta CAES de Huntorf. O estudo considerando os dados da planta CAES de Huntorf mostrou que a condição de transferência de calor das paredes do reservatório afeta consideravelmente a variação da temperatura do ar armazenado, o que influencia significativamente a quantidade de exergia que pode ser armazenada no reservatório. Considerando a mesma faixa de pressão de armazenamento de ar, a caverna com paredes isotérmicas apresenta o máximo armazenamento de exergia, enquanto a caverna com paredes adiabáticas tem o menor armazenamento de exergia. Como consequência, para atender uma determinada capacidade de armazenamento de exergia uma caverna com paredes isotérmicas necessita do menor volume de armazenamento. Por exemplo, considerando os dados da planta CAES de Huntorf, que opera com reservatório isocórico, foi verificado que a caverna com paredes isotérmicas pode armazenar aproximadamente 34,77% mais exergia do que a caverna com paredes adiabáticas depois da etapa de carregamento considerando o mesmo volume de armazenamento. Por fim, uma avaliação inicial do potencial de armazenamento de exergia de sistemas CAES no Reino Unido foi apresentada através de um estudo de caso individual levando em conta a operação de uma instalação subterrânea de armazenamento de gás em Hornsea, no leste da Inglaterra.

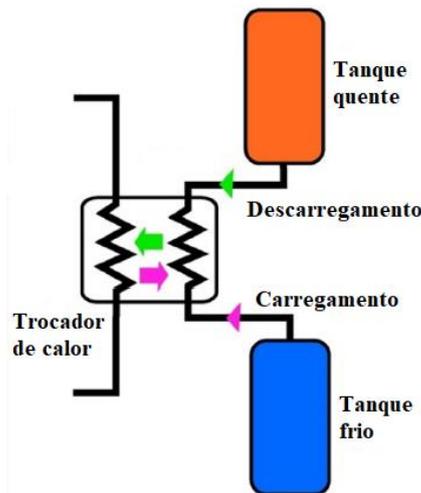
3.2 SISTEMAS DE ARMAZENAMENTO DE ENERGIA TÉRMICA

Alva, Lin e Fang (2018) apresentam uma ampla revisão dos sistemas de armazenamento de energia térmica, tratando de alguns tópicos importantes, tais como: as várias finalidades de aplicação dos sistemas TES; o papel dos sistemas TES nos contextos de diferentes fontes de energia térmica; explicar como a aplicação de sistemas TES muitas vezes dispensa a queima de combustíveis fósseis; algumas aplicações típicas de sistemas TES, tais como a geração de energia solar e o conforto térmico em edificações; quais os tipos de sistemas TES e quais as classes dos materiais utilizados como meios de armazenamento nos sistemas TES, tratando das propriedades físicas, do custo, do desempenho operacional e da adequação desses materiais aos requisitos de uma determinada aplicação. Parâmetros de projeto, questões operacionais e custo dos modelos dos sistemas TES também são discutidos. Entre algumas conclusões dos autores vale destacar a importância fundamental dos sistemas TES para a superação da dependência com relação aos combustíveis fósseis, uma vez que sem o armazenamento da energia térmica, essa energia simplesmente se dissipa no ambiente. No caso dos três principais tipos de materiais utilizados como meios de armazenamento de energia térmica nos sistemas TES, materiais de armazenamento de energia por calor sensível, materiais de mudança de fase e materiais termoquímicos para armazenamento de calor, destaca-se que os mais utilizados são os de armazenamento de energia por calor sensível tais como água, sais fundidos, óleos térmicos, areia, entre outros. Quanto a faixa de temperatura de operação, os sistemas TES normalmente operam entre temperaturas de -40 °C e 600 °C , de acordo com os requisitos de uma determinada aplicação. Sistemas TES de alta temperatura operam a temperaturas acima de 250 °C e utilizam principalmente sais, concreto e metais como meios de armazenamento de energia.

Stutz et al. (2017) apresentam uma revisão dos diferentes tipos de sistemas de armazenamento de energia térmica utilizados em aplicações envolvendo sistemas de geração de energia solar. A análise levou em conta o armazenamento de energia térmica por calor sensível e por calor latente, bem como o armazenamento termoquímico, e considerou também uma ampla faixa de temperaturas, incluindo aplicações de baixa temperatura (de 40 a 120 °C) e de média a alta temperatura (de 120 a 1000 °C). Os sistemas TES mais utilizados são os que envolvem o armazenamento de energia térmica por calor sensível. Dois tipos de sistemas TES devem ser considerados no caso do armazenamento de energia térmica por calor sensível: sistemas ativos e passivos. Os sistemas TES ativos normalmente necessitam de algum

trabalho de entrada para viabilizar a circulação de um fluido de transferência de calor. Os sistemas TES ativos são frequentemente compostos por dois tanques, um no qual o material de armazenamento a baixas temperaturas é armazenado, e o outro no qual o material de armazenamento é estocado a altas temperaturas. O material de armazenamento deve ser um fluido dentro da faixa de temperaturas considerada e é utilizado como um fluido de transferência de calor que escoar através de trocadores de calor para transferir calor durante as etapas de carregamento e descarregamento, conforme apresentado na Figura 16.

Figura 16 - Sistema de armazenamento de energia térmica por calor sensível com dois tanques para a estocagem de um meio fluido de armazenamento térmico



Fonte: Adaptado de Stutz *et al.*, 2017.

Li (2016) apresentou uma revisão das tecnologias disponíveis para o armazenamento de energia térmica por calor sensível considerando diferentes condições de operação e geometrias do tanque de armazenamento, tratando vários aspectos relacionados aos materiais de armazenamento de calor sensível e modos de transferência de calor presentes nos sistemas TES. Os fatores que influenciam o desempenho energético e exergético foram investigados, tais como a vazão mássica do fluido de transferência de calor, a estrutura geométrica do tanque de armazenamento, a temperatura de entrada do fluido, entre outros. A eficiência energética de um sistema TES é dada pela razão entre a energia recuperada do sistema e pela energia originalmente fornecida ao sistema, e é o parâmetro convencionalmente utilizado para mensurar o seu desempenho energético. Normalmente a energia térmica armazenada ou liberada pelo sistema pode ser respectivamente calculada a partir da energia térmica absorvida ou liberada pelo fluido de transferência de calor. A análise exergética permite mensurar as irreversibilidades presentes e é mais importante para uma melhor compreensão da performance do sistema de armazenamento. Foi observado ainda que a eficiência exergética

calculada para um sistema térmico geralmente é menor do que a correspondente eficiência energética.

Liu et al. (2016) fornecem um resumo abrangente relacionado às plantas de Concentração de Energia Solar (*Concentrating Solar Power* ou *CSP*), incluindo tanto as plantas que estão em operação quanto as que estão em construção atualmente. Um sistema de Concentração de Energia Solar converte a luz do sol em uma fonte de calor que pode ser utilizada para acionar uma planta de potência convencional. O armazenamento de energia térmica melhora a confiabilidade de uma planta CSP, mitigando a intermitência inerente à geração de energia elétrica a partir da energia solar. Assim, os autores abordam as tecnologias disponíveis para o bloco de potência, o armazenador térmico e o fluido de transferência de calor, revisando também novos avanços na área dos sistemas TES de alta temperatura, com foco no armazenamento por calor sensível e por calor latente. Nos sistemas com armazenamento por calor sensível a energia é respectivamente armazenada ou liberada ao se aumentar ou diminuir a temperatura de um meio de armazenamento que pode ser um sólido ou um líquido. A quantidade de energia armazenada irá depender da quantidade de material de armazenamento utilizada, do seu calor específico e da variação de temperatura do material. Todos os sistemas TES instalados atualmente em plantas CSP utilizam materiais de armazenamento de calor sensível como por exemplo óleos, cerâmica, grafite e principalmente sais fundidos. Os sistemas de armazenamento de energia térmica por calor sensível que utilizam materiais sólidos como meio de armazenamento são especialmente adequados quando o ar é utilizado como fluido de trabalho. Os sistemas desse tipo mais comumente investigados são os sistemas TES com leito fixo que empregam rochas ou outros materiais cerâmicos como meio de armazenamento de calor, conforme apresentado na Figura 17. Como o ar tem uma menor condutividade térmica e um menor calor específico volumétrico se comparado a um fluido de transferência de calor no estado líquido, é esperado que o emprego desses sistemas resulte em maiores quedas de pressão do ar e na necessidade de maiores tanques de armazenamento. A maior parte dos trabalhos de pesquisa de sistemas TES com leito fixo é focada no desenvolvimento de modelos numéricos e apenas alguns poucos incluem trabalhos experimentais.

Figura 17 - Tanque de um sistema TES com leito fixo que utiliza partículas esféricas de um material cerâmico como meio sólido de armazenamento de calor sensível



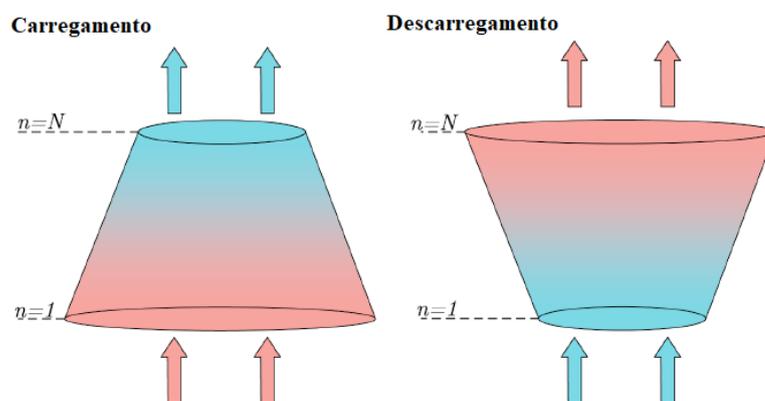
Fonte: Liu *et al.*, 2016.

Esence et al. (2017) resumem alguns aspectos fundamentais relacionados ao projeto, a operação e ao desempenho de sistemas TES com leito fixo. Vários modelos numéricos utilizados para prever o comportamento e o desempenho desses sistemas são apresentados de forma sucinta, sendo apresentadas importantes correlações que permitem quantificar os principais fenômenos físicos que ocorrem na sua operação. As correlações apresentadas permitem calcular os coeficientes de transferência de calor entre o fluido de trabalho e o meio sólido de armazenamento, e entre o fluido de trabalho e as paredes do tanque de armazenamento, bem como a condutividade térmica efetiva e as quedas de pressão associadas aos sistemas TES com leito fixo. Enquanto fluidos de transferência de calor líquidos têm boas propriedades físicas e permitem o alcance de altas eficiências, a utilização de fluidos de transferência de calor gasosos como o ar permite a operação a temperaturas muito altas além de ser livre de possíveis problemas de interação química. Todos os modelos numéricos presentes na literatura para a simulação de sistemas TES com leito fixo se baseiam em equações de energia aplicadas aos componentes do sistema, e estes se diferenciam principalmente pelas suposições feitas e pelo grau de simplificação aceito. As suposições e simplificações dependem do sistema estudado e devem sempre ser um compromisso entre a precisão desejada e o poder de processamento computacional disponível.

Em **Singh et al. (2019)** é conduzida uma análise numérica de um sistema de armazenamento de energia térmica com leito fixo de alta temperatura com um volume de armazenamento de 175000 m^3 recheado com partículas rochosas. O tanque de armazenamento utilizado tem o formato de um cone truncado, conforme apresentado na Figura 18, que ainda

ilustra o sentido do fluxo de ar durante as etapas de carregamento e descarregamento, mostrando onde se localizam o primeiro e último nós considerados para a discretização do tanque de armazenamento em cada modo de operação. Um modelo unidimensional foi desenvolvido para simular o comportamento transiente do armazenador, e os balanços de energia tanto para o fluido de trabalho quanto para o material sólido de armazenamento são baseados em equações modificadas do modelo de Schumann. O modelo desenvolvido foi utilizado para conduzir um estudo paramétrico considerando diferentes projetos e parâmetros de operação como a geometria do tanque de armazenamento, o diâmetro das partículas rochosas, a vazão mássica de ar nas etapas de carregamento e descarregamento e a espessura do isolamento. O desempenho do armazenador é avaliado através das eficiências energética e exergética levando em conta a energia armazenada e recuperada. O modelo prevê de forma satisfatória o comportamento dinâmico de um sistema TES com leito fixo de larga escala dentro da faixa de parâmetros investigados e pode auxiliar na identificação de projetos mais avançados e econômicos do armazenador para aplicações desse tipo. Dentre as principais conclusões do trabalho os autores observaram que os resultados obtidos considerando o tanque de armazenamento com o formato de um cone truncado são praticamente iguais aos obtidos para um armazenador com formato cilíndrico em termos da distribuição interna de calor e das perdas térmicas. Além disso, foi verificado que um diâmetro de 3 cm para as partículas rochosas proporciona um compromisso ideal entre um número de Biot suficientemente pequeno e uma queda de pressão aceitável.

Figura 18 - Ilustração apresentando o sentido do fluxo de ar ao longo de um sistema TES com leito fixo durante as etapas de carregamento e descarregamento



Fonte: Adaptado de Singh *et al.*, 2019.

Esence et al. (2019) desenvolveram um modelo numérico unidimensional capaz de descrever várias configurações de um sistema TES com leito fixo. Esse modelo é capaz de utilizar fluidos de transferência de calor líquidos ou gasosos e pode considerar partículas

sólidas com um ou dois tamanhos, ou seja, uma mistura de partículas sólidas de maior e menor tamanho (como por exemplo rochas e areia). O modelo é comparado e validado com dados experimentais específicos e com resultados da literatura, levando em conta uma ampla variedade de configurações e condições de operação, incluindo vários fluidos de transferência de calor (sais fundidos, óleos térmicos, ar) e materiais sólidos (rocha, areia, cerâmica), diferentes velocidades do fluido e níveis de temperatura. Graças a sua versatilidade e ao seu custo relativamente baixo os sistemas TES com leito fixo são muito promissores em uma ampla variedade de aplicações tais como plantas CSP e sistemas A-CAES.

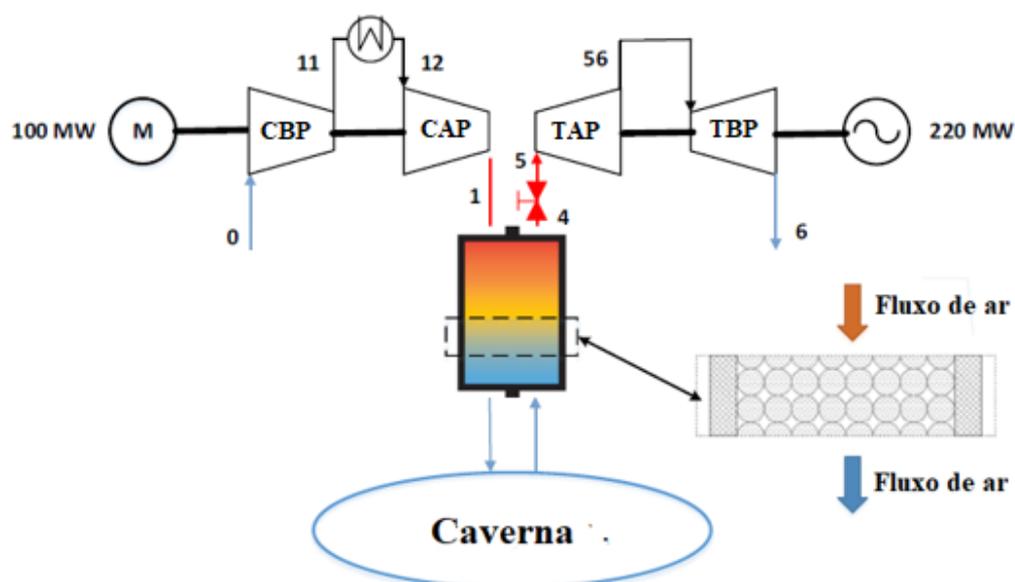
Elouali et al. (2019) discutem quatro diferentes modelos físicos para avaliar o desempenho termodinâmico de um sistema de armazenamento de energia térmica por calor sensível com leito fixo utilizando ar como fluido de transferência de calor. As equações matemáticas que descrevem os modelos são resolvidas numericamente pela aplicação do método dos volumes finitos, e os resultados obtidos foram verificados através de resultados experimentais disponíveis na literatura especializada. As simulações numéricas são conduzidas considerando diferentes materiais sólidos de armazenamento e para diferentes valores da porosidade do leito, do tamanho das partículas sólidas e da vazão mássica do fluido de transferência de calor. É considerado que o tanque de armazenamento possui uma geometria cilíndrica com altura e diâmetro conhecidos, sendo preenchido com partículas sólidas com formato esférico. Não há geração de calor nem reações químicas no interior do tanque de armazenamento, e a condução de calor na direção radial e o mecanismo de transferência de calor por radiação no interior do tanque podem ser considerados desprezíveis, não sendo levadas em conta perdas de calor para o ambiente. Por fim, com exceção do último modelo, o gradiente térmico no interior das partículas sólidas é desconsiderado. O modelo numérico básico considerado é o modelo de Schumann que é um modelo unidimensional deduzido a partir da equação geral de conservação de energia e que permite prever a distribuição de temperaturas axial tanto do fluido de transferência de calor quanto do material sólido utilizado para o armazenamento de calor. Nesse modelo, a troca de calor entre as partículas sólidas é considerado desprezível. A equação de Ergun é a correlação mais utilizada para o cálculo da queda de pressão do fluido de transferência de calor ao atravessar um sistema TES com leito fixo com partículas sólidas esféricas e é utilizada pelos autores em todos os modelos com esse propósito. Entre as principais conclusões tecidas foi verificado que o comportamento térmico do sistema TES com leito fixo é fortemente influenciado pela porosidade do leito, pelo diâmetro das partículas sólidas e pela velocidade mássica do fluido de transferência de calor, sendo observado também que para velocidades relativamente baixas

desse fluido é vantajoso em termos da eficiência do sistema a utilização de partículas sólidas com pequenos diâmetros.

3.3 INTEGRAÇÃO DE ARMAZENADORES DE ENERGIA TÉRMICA A SISTEMAS CAES

Ao longo das últimas décadas a configuração diabática dos sistemas de armazenamento de energia por ar comprimido vem sendo combinada na literatura com diversas tecnologias com o objetivo de aumentar a eficiência desses sistemas em um ciclo de trabalho. A maioria desses sistemas combinados envolve o reaproveitamento do calor gerado na etapa de compressão ou do calor disponível nos gases de exaustão ao final do último estágio de expansão através do emprego de sistemas TES. Atrelado a isso, tem-se o crescente interesse nos sistemas A-CAES em virtude da urgente necessidade de diminuir drasticamente o consumo de combustíveis fósseis. Nesse contexto, **Sciacovelli et al. (2017)** apresentaram um modelo para simulação de um sistema CAES adiabático, considerando a integração de um sistema de armazenamento de energia térmica com leito fixo, como apresentado na Figura 19. A influência da performance desse sistema TES sobre o desempenho global do sistema CAES é avaliada. Os autores observaram que o sistema A-CAES atinge eficiências entre 60 e 70% quando o sistema TES opera com uma eficiência de armazenamento superior a 90%.

Figura 19 - Esquema do sistema CAES com a incorporação de um sistema TES com leito fixo analisado em Sciacovelli *et al.* (2017)



Fonte: Adaptado de Sciacovelli *et al.*, 2017.

Szablowski et al. (2017) desenvolveram um modelo matemático de um sistema CAES adiabático, considerando uma análise energética e exergética do sistema, levando em conta um armazenador de ar comprimido com volume constante e igual a 310000 m^3 . No sistema A-CAES considerado o calor gerado no processo de compressão é armazenado em um tanque de óleo quente. A eficiência de ida e volta calculada para o sistema foi igual a 50%, sendo estimado que um sistema similar que não aplicasse um armazenador de energia térmica poderia ter uma eficiência de 43,5%. Foram avaliados também quais seriam os principais pontos de destruição de exergia do sistema, sendo verificado que o compressor de alta pressão é o responsável pela maior parcela de destruição de exergia por ciclo de trabalho (151,429 MWh/ciclo), seguido pelo compressor de alta pressão (124,762 MWh/ciclo), pela válvula de expansão responsável pelo controle da pressão do ar comprimido na saída do armazenador (103,688 MWh/ciclo) e por um trocador de calor instalado entre os dois compressores (103,637 MWh/ciclo).

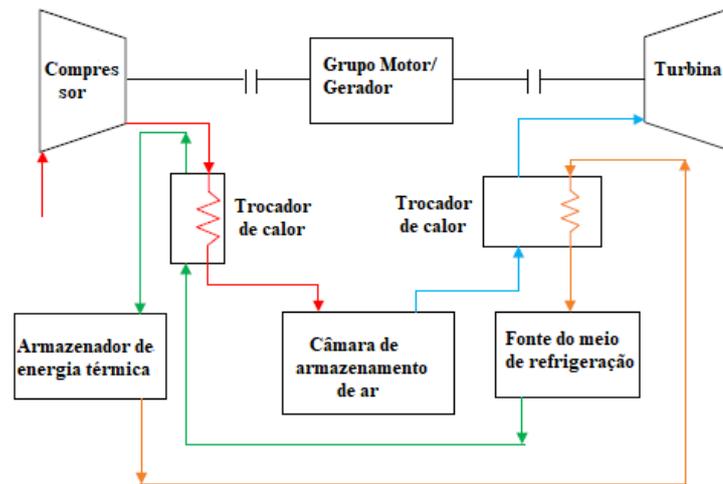
Em **Guo et al. (2017)** é desenvolvido um modelo termodinâmico de um sistema A-CAES através dos softwares Matlab e Simulink. Um modelo dinâmico de um armazenador de ar comprimido foi aplicado na simulação, revelando a influência da variação em função do tempo da temperatura e da pressão do ar armazenado sobre indicadores de performance do sistema, tais como a eficiência de ida e volta e a densidade de energia (quantidade de energia armazenada em um volume). Os autores observaram que existe um valor ideal para a pressão do ar comprimido depois da válvula de expansão quando a pressão na entrada do expansor é constante e quando a densidade de energia máxima é o principal objetivo. Quanto ao processo de transferência de calor, verificou-se que um elevado coeficiente de troca térmica entre o ar armazenado e o ambiente pode resultar em mais ar sendo respectivamente armazenado e descarregado nos processos de carregamento e descarregamento, o que melhora a densidade de energia. Por exemplo, a densidade de energia do reservatório aumenta em 35% quando o coeficiente de transferência de calor aumenta de 10 para $100 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$. Também foi registrado que a temperatura do ar armazenado após o processo de expansão na válvula podem alcançar valores muito baixos quando o coeficiente de transferência de calor é muito pequeno.

Thomasson et al. (2017) apresentaram o conceito de um sistema híbrido que combina um sistema CAES com um sistema TES de alta temperatura que utiliza sal fundido como meio de armazenamento de energia térmica e aquecimento por resistência elétrica para elevar ainda mais a temperatura desse sal. Esse modelo híbrido é desenvolvido através do software de simulação dinâmica Apros. A análise dinâmica confirma que tanto a eficiência do ciclo

quanto o tempo de armazenamento do sistema podem ser melhorados. O aquecimento por resistência elétrica é uma solução interessante para aumentar a potência produzida por um sistema CAES adiabático. A integração da resistência elétrica foi avaliada em um trem de expansão operando com uma pressão de entrada constante. Os resultados obtidos sugerem que essa adaptação pode ser usada para melhorar o desempenho econômico do sistema A-CAES.

Zhang et al. (2013) desenvolveram um modelo termodinâmico de um sistema CAES integrado a um sistema de armazenamento de energia térmica com o objetivo de reaproveitar uma parcela do calor gerado no processo de compressão. A análise tem como foco investigar o efeito que a integração do sistema TES exerce sobre a eficiência do sistema global, avaliando também a influência da temperatura e da pressão do ar armazenado sobre a utilização do calor no sistema TES. Conforme apresentado na Figura 20, a integração do sistema TES dispensa a necessidade de queima de combustível em uma câmara de combustão, o que classifica o sistema como A-CAES. O modelo assumiu que a câmara de armazenamento de ar comprimido tem volume constante e opera de forma adiabática e que o ar se comporta como um gás ideal com calores específicos constantes. Água foi utilizada como fluido de transferência de calor no sistema TES. Com base em algumas suposições investiga-se a influência que a utilização do calor de compressão tem sobre o sistema, sendo verificado que quando a eficiência energética atinge um valor máximo, ainda existe uma parcela residual da energia térmica no sistema TES, o que abre possibilidades para otimizar o aproveitamento do calor por parte desse sistema. Também foi observado que a pressão do ar na câmara de armazenamento pode afetar a utilização de calor no sistema TES, e uma forma de aprimorar esse processo consiste na seleção de limites de pressão apropriados para a operação da câmara.

Figura 20 - Esquema simplificado do sistema CAES adiabático analisado em Zhang *et al.* (2013)



Fonte: Adaptado de Zhang *et al.*, 2013.

Tola et al. (2017) conduziram um estudo aprofundado de uma planta CAES adiabática integrada a um sistema TES com leito fixo, propondo uma nova configuração de um sistema A-CAES e um novo modo de operação. Vários modelos de simulação foram desenvolvidos para avaliar a performance da planta A-CAES e do sistema TES. O trem de compressão é composto por dois compressores axiais operando constantemente nas condições de projeto e um compressor centrífugo dedicado ao gerenciamento da variação de pressão. O sistema TES é do tipo leito fixo, utiliza cascalho como material sólido de armazenamento de calor e está localizado entre os compressores de baixa e alta pressão, reaproveitando uma parte do calor de compressão para aquecer o ar comprimido que deixa a caverna antes do processo de expansão. Já o trem de expansão é baseado em uma turbina radial de alta pressão e uma turbina axial de baixa pressão. A eficiência de ida e volta calculada para a planta A-CAES quando analisada globalmente esteve na faixa de 0,71 a 0,77, dependendo estritamente do número de ciclos e do modo de operação da turbina.

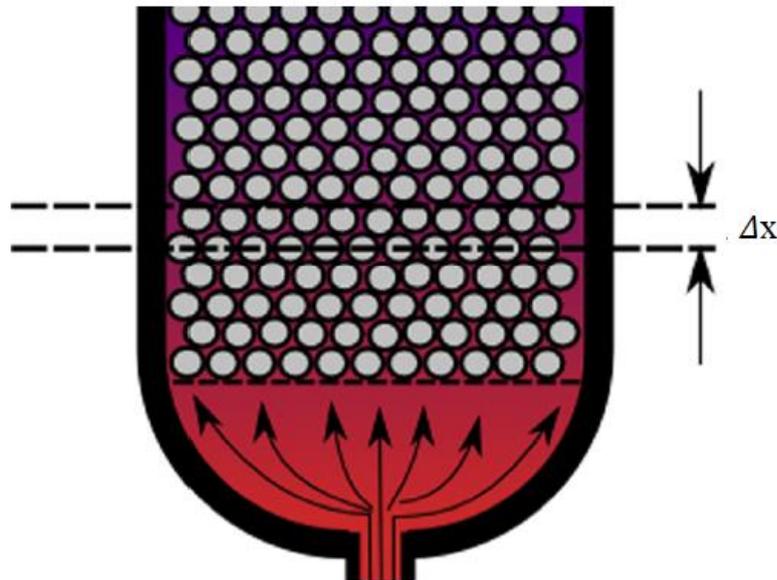
Chen et al. (2018) propuseram um novo sistema CAES adiabático com armazenamento isobárico do ar comprimido (*Isobaric A-CAES* ou *IA-CAES*), com o objetivo de aumentar a eficiência de um sistema A-CAES convencional (que atualmente gira em torno de 70%). O princípio de operação do sistema IA-CAES proposto é quase idêntico ao de um sistema A-CAES convencional. O ar comprimido é armazenado em uma série de reservatórios artificiais de armazenamento de ar, e o calor de compressão é absorvido pelo Therminol 66 (fluido de transferência de calor selecionado para o sistema TES) nos trocadores de calor após cada estágio de compressão, fazendo com que o ar comprimido seja resfriado até a temperatura ambiente antes do seu armazenamento. Na etapa de descarregamento o ar

comprimido é liberado dos reservatórios artificiais, sendo aquecido até altas temperaturas ao recuperar o calor armazenado no sistema TES ao passar pelos pré aquecedores localizados na entrada de cada estágio de expansão. A principal diferença entre os sistemas IA-CAES e A-CAES ocorre nos reservatórios artificiais: nos sistemas A-CAES o princípio de operação dos armazenadores de ar comprimido é idêntico ao observado nos sistemas CAES convencionais; no caso do sistema IA-CAES proposto o reservatório é dividido em duas partes por um pistão, e uma das partes armazena ar comprimido, enquanto a outra parte irá armazenar um fluido volátil adequado que será responsável por manter a pressão do ar armazenado praticamente constante. Dióxido de carbono foi selecionado como o fluido volátil puro (outras três misturas binárias envolvendo CO_2 também foram investigadas), e o processo de compressão deste ocorrerá a pressão constante, sendo comprimido da fase vapor, passando por um período com duas fases até finalizar a etapa de carregamento apenas no estado líquido. O processo é reversível, assim a expansão do fluido volátil ocorre durante a etapa de descarregamento e também se dará de forma isobárica à medida que o fluido é gradualmente aquecido, se expandindo na forma de vapor e forçando o pistão, que empurra o ar comprimido para fora do reservatório. O calor disponível nos gases de exaustão é utilizado para manter o fluido volátil na pressão desejada durante o processo de descarregamento. Uma análise termodinâmica completa é realizada, incluindo estudos energético, exergético e paramétrico, além de uma comparação entre o sistema proposto e um sistema A-CAES convencional. O valor escolhido para a pressão de armazenamento do sistema IA-CAES foi de 6,43 MPa, que corresponde ao valor da pressão de saturação do CO_2 à temperatura de 298,15 K. Entre os resultados obtidos observou-se que quando CO_2 é empregado como fluido volátil puro e quando a temperatura ambiente é superior a 288,15 K o valor médio calculado para a eficiência exergética total do sistema IA-CAES é em torno de 4% superior à do sistema A-CAES.

Barbour et al. (2015) desenvolveram um modelo de um sistema A-CAES que utiliza um sistema TES com leito fixo para armazenar o calor gerado no processo de compressão, sendo pioneiros nesse quesito uma vez que a maioria dos artigos até a publicação do estudo eram focados na análise de sistemas A-CAES integrados a armazenadores de energia térmica baseados em trocadores de calor de contato indireto e no uso de um fluido térmico como meio de armazenamento do calor de compressão. Foi desenvolvido um modelo numérico de um sistema A-CAES com sistemas TES com leito fixo, e esse modelo foi validado através da comparação com soluções analíticas. Para a modelagem do sistema TES com leito fixo foi realizada uma discretização do tanque de armazenamento, conforme apresentado na Figura 21. A temperatura do fluido de transferência de calor e do material sólido são determinados a

partir de equações de conservação de energia para cada camada de comprimento Δx do tanque de armazenamento. Dentre os resultados obtidos, observa-se que uma eficiência energética global superior a 70% pode ser atingida utilizando os sistemas TES com leito fixo, que se caracterizam como trocadores de calor de contato direto. Esse resultado é melhor do que o estimado em muitos sistemas A-CAES que empregam trocadores de calor de contato indireto.

Figura 21 - Ilustração mostrando a discretização na direção axial de um sistema TES com leito fixo



Fonte: Barbour *et al.*, 2015.

Ortega et al. (2017) estudam a possibilidade de se acoplar os estágios de um sistema CAES por meio de uma unidade de armazenamento de energia térmica com o objetivo de armazenar o calor gerado no processo de compressão e reutilizar essa energia na etapa de descarregamento, o que consiste em uma solução efetiva para alcançar um aumento considerável na eficiência global do ciclo CAES. Nos sistemas CAES convencionais a energia térmica necessária na etapa de descarregamento é normalmente fornecida pela queima de gás natural em uma câmara de combustão, e com a integração da unidade TES a planta em questão se configura como um sistema CAES adiabático em virtude da eliminação da necessidade de consumo de combustível. Os autores abordam a integração da planta CAES a um modelo de uma unidade TES com leito fixo que utiliza cascalho como material sólido de armazenamento de calor. O modelo desenvolvido fornece uma análise detalhada do desempenho e da eficiência do sistema TES sob condições cíclicas de carregamento e descarregamento, e os resultados obtidos mostram o grande potencial de se integrar um sistema TES com leito fixo a uma planta CAES.

Facci et al. (2015) introduzem o conceito de um armazenador de energia com geração tripla baseado em um sistema CAES. A planta estudada é um projeto simplificado de um sistema CAES adiabático, e acumula ao mesmo tempo energia mecânica e térmica (armazenando calor e frio), sendo considerada a possibilidade de se desenvolver um sistema T-CAES de pequeno porte localizado próximo a um centro com alta demanda de energia. No estudo, o calor disponível na saída do compressor é utilizado para aquecimento, enquanto o ar expandido pode ser utilizado para fornecer uma carga de resfriamento. As eficiências elétrica e exergética calculadas para o sistema foram respectivamente iguais a 30,2% e a 46,1%. Através de uma análise sensitiva verificou-se que a divisão do processo de compressão em dois ou três estágios representa um bom compromisso entre a eficiência e a complexidade da planta, e um aumento adicional no número de estágios geraria apenas melhorias mínimas na eficiência do sistema. Além disso, observou-se que o aumento da temperatura do ar armazenado é prejudicial para a eficiência do sistema analisado, uma vez que a capacidade de armazenamento do reservatório é reduzida em 18% ao se aumentar a temperatura do ar de 30 °C para 100 °C.

Wang et al. (2017) conduziram uma análise termodinâmica de um parque eólico offshore com turbinas flutuantes integrado a um sistema CAES adiabático com o intuito de investigar se a melhor forma de armazenar o ar comprimido seria a volume constante, através de uma caverna subterrânea (*Underground CAES* ou *UGCAES*), ou à pressão constante, por meio de um armazenador de ar comprimido submerso com volume variável (*UWCAES*). Sistemas TES que utilizam tanques para o armazenamento de um óleo térmico, utilizado como meio de armazenamento de calor sensível, são aplicados de forma integrada aos sistemas CAES adiabáticos. Os autores realizam análises energética e exergética dos sistemas investigados, avaliando as eficiências e as destruições de exergia. Os autores verificaram que o sistema UWCAES teve um melhor desempenho do que o sistema UGCAES em termos da eficiência de ida e volta e da densidade de exergia do armazenador de ar comprimido considerando as mesmas condições de operação. Um grande fator contribuinte para o melhor desempenho dos sistemas UWCAES corresponde à dispensa da necessidade de instalação da válvula de expansão, que no sistema UGCAES é responsável pela destruição de 13,35% da exergia total destruída no sistema, enquanto nos sistemas UWCAES essa parcela de destruição de exergia é eliminada. Verificou-se também que a densidade de exergia dos sistemas UWCAES é sempre melhor do que a dos sistemas UGCAES, o que significa que um menor volume será necessário para gerar a mesma quantidade de energia em um sistema UWCAES.

4 METODOLOGIA

Este capítulo trata dos materiais e métodos utilizados no desenvolvimento do trabalho. O presente estudo tem como objetivo conduzir uma análise termodinâmica de um sistema de armazenamento de energia por ar comprimido de pequena escala adaptado a partir de uma microturbina a gás. Serão consideradas situações nas quais o reservatório de armazenamento de ar comprimido opera a volume constante e a pressão constante, sendo também consideradas diferentes condições de transferência de calor para as paredes do reservatório. Para cada um dos cenários investigados serão conduzidas análises energética e exergética dos componentes do sistema ao longo de um ciclo de carregamento e descarregamento do armazenador, avaliando-se a performance do sistema e quais os componentes responsáveis pela maior parcela de destruição de exergia em um ciclo completo de trabalho. Por fim, adotando-se um dos cenários analisados, avalia-se os benefícios atrelados à integração de um sistema TES ao sistema, avaliando-se o potencial de dois tipos de armazenadores de energia térmica.

O algoritmo numérico para simular o funcionamento do sistema CAES foi desenvolvido através do software Matlab (versão 2013a). Os valores de propriedades termodinâmicas de fluidos como a água e o ar foram determinados com o auxílio da biblioteca COOLPROP disponível no Matlab. Algumas hipóteses gerais consideradas para a modelagem do sistema são apresentadas a seguir:

- a) Temperatura ambiente (T_{amb}) e pressão ambiente (p_{amb}) são constantes e iguais a 298,15 K (25 °C) e 101,325 kPa respectivamente;
- b) As perdas de calor e as perdas de carga nos dutos que conectam todos os componentes do sistema podem ser desprezadas;
- c) As perdas de carga nos trocadores de calor podem ser desconsideradas;
- d) As variações nas energias cinética e potencial do sistema podem ser desprezadas;
- e) O sistema opera em condições de estado estacionárias;
- f) A temperatura inicial das paredes do reservatório e do ar inicialmente armazenado no reservatório CAES é igual à temperatura ambiente de 25 °C;
- g) Todos os gases são tratados como gases ideais;
- h) Gás natural é empregado como combustível na câmara de combustão da microturbina a gás;
- i) Os calores específicos do ar e dos produtos da combustão são considerados constantes, sendo calculados para as condições ambiente (o calor específico dos

produtos da combustão foi determinado através do software *Engineering Equation Solver – EES*);

- j) Equações empíricas são empregadas para determinar as eficiências isentrópicas do compressor e da turbina a gás (CAPSTONE TURBINE CORPORATION, 2006; RODRIGUEZ et al., 2019);
- k) É assumido que o reservatório atinge o equilíbrio com os seus arredores antes do ar comprimido ser injetado para armazenamento;
- l) É considerado que a pressão e a temperatura do ar armazenado no interior dos reservatórios CAES se comportam de forma uniforme;
- m) Os únicos componentes não-adiabáticos do sistema são a câmara de combustão e o reservatório de armazenamento de ar comprimido (com exceção da situação na qual as paredes do reservatório são consideradas adiabáticas).

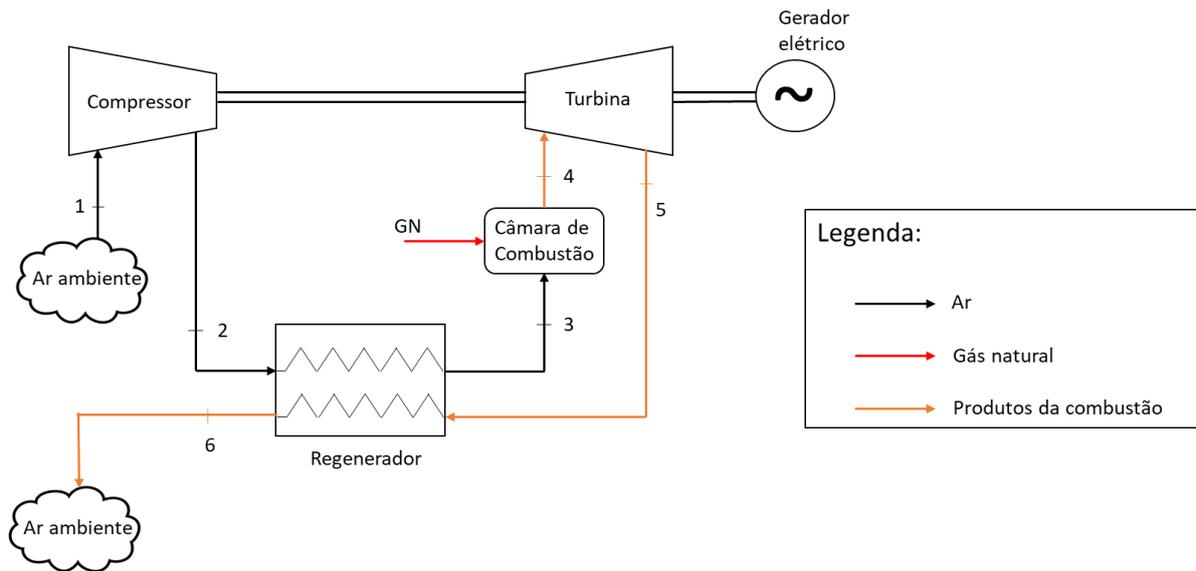
A microturbina a gás considerada para o estudo foi a microturbina Capstone C30 instalada no laboratório de cogeração da Universidade Federal de Pernambuco (UFPE), apresentada na Figura 22. Na Figura 23 é apresentado um esquema simplificado dessa microturbina, mostrando os seus principais componentes. A presença do regenerador garante o reaproveitamento de uma parcela significativa da energia disponível nos produtos de combustão, com o objetivo de pré-aquecer o ar que deixa o compressor antes da sua entrada na câmara de combustão, o que produz um aumento na eficiência do sistema.

Figura 22 – Microturbina Capstone C30 instalada no laboratório de cogeração da UFPE



Fonte: O Autor, 2020.

Figura 23 - Esquema de operação da microturbina Capstone C30 instalada no laboratório de cogeração da UFPE



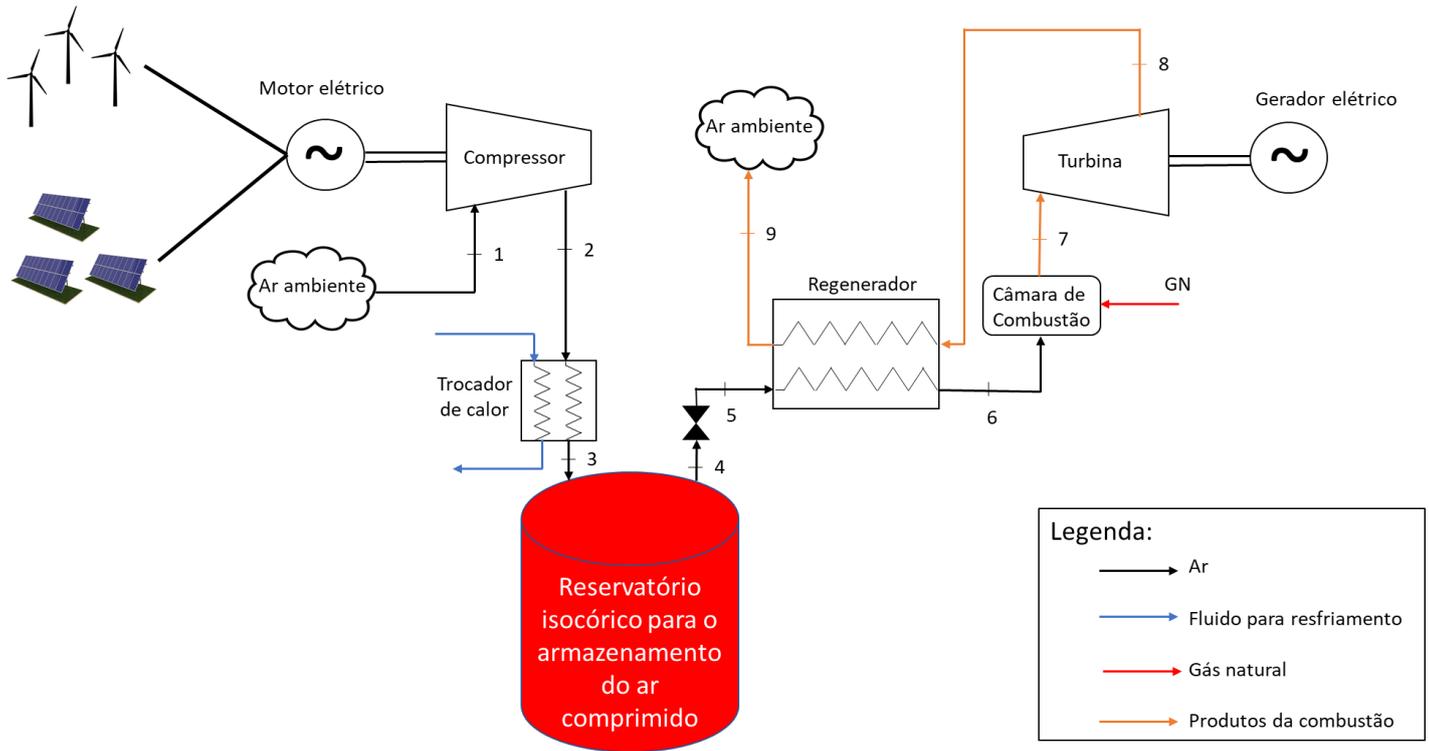
Fonte: O Autor, 2020.

Como afirmado anteriormente um sistema CAES consiste em uma adaptação de um sistema de geração de energia por turbina a gás. Assim, é possível pensar em formas de adaptar a microturbina a gás aqui considerada para operar de acordo com um sistema CAES. A seguir serão apresentadas as diferentes configurações imaginadas para o sistema CAES de pequena escala, sendo desenvolvida a modelagem matemática desses sistemas. A análise se dará para um ciclo de trabalho completo, que engloba um processo de carregamento e um processo de descarregamento.

4.1 SISTEMA CAES COM ARMAZENAMENTO DE AR A VOLUME CONSTANTE

A primeira análise leva em conta o sistema CAES com armazenamento de ar a volume constante. A Figura 24 apresenta uma adaptação da microturbina Capstone C30, com a incorporação do sistema de armazenamento de energia por ar comprimido. Algumas modificações em relação ao sistema original são necessárias, destacando-se o fato do compressor e da turbina terem a sua operação desacoplada, o que significa que a energia de acionamento do compressor não é mais fornecida pela turbina, podendo por exemplo ser suprida pelo excedente de energia produzido através de fontes renováveis.

Figura 24 – Adaptação da microturbina Capstone C30 para operar como um sistema CAES de pequena escala com armazenamento de ar comprimido a volume constante



Fonte: O Autor, 2020.

Considerando a configuração na qual o armazenador de ar comprimido opera a volume constante apresentada na Figura 24, duas alterações são importantes para o funcionamento adequado do sistema:

- a) uma válvula de expansão deve ser instalada na saída do armazenador, para manter a pressão do ar na entrada da turbina constante. Como o ar comprimido é considerado como um gás ideal, os efeitos da expansão de um gás real são ignorados e o processo de expansão através da válvula pode ser assumido como isotérmico (HOUSSAINY et al., 2018);
- b) a razão de pressão do compressor deve ser maior que a da turbina, para que o ar possa ser comprimido à uma maior pressão, sendo a pressão mínima de funcionamento do reservatório isocórico igual à pressão de entrada da turbina e a pressão máxima igual à pressão do ar na saída do compressor.

Essas duas alterações não serão necessárias na análise envolvendo o sistema CAES com reservatório isobárico, uma vez que nesse caso a pressão do ar comprimido armazenado permanecerá constante durante todo o ciclo de trabalho e o compressor e a turbina poderão trabalhar na mesma faixa de pressão.

Observa-se na Figura 24 a presença de um trocador de calor na entrada do armazenador, com o objetivo de resfriar o ar comprimido antes do seu armazenamento. O resfriamento do ar comprimido antes do armazenamento é muito importante, uma vez que a temperatura do ar entrando no reservatório não deve ser muito alta. Caso contrário, a resistência e a integridade do armazenador poderiam ser seriamente afetadas (HE; PEI; ZHENG, 2018). Assim, por meio desse componente o calor gerado no processo de compressão é rejeitado para o ambiente e o ar comprimido é resfriado até a temperatura ambiente antes de entrar no reservatório. No caso do armazenamento a volume constante o reservatório considerado é uma caverna subterrânea feita de material rochoso.

Nas subseções a seguir serão apresentadas as principais equações utilizadas na modelagem dos componentes centrais do sistema apresentado na Figura 24. Uma maior atenção será direcionada para a modelagem do reservatório de armazenamento de ar comprimido com volume constante, considerando três condições de transferência de calor para as paredes do reservatório: paredes isotérmicas, paredes adiabáticas e paredes trocando calor por convecção com o ar armazenado.

4.1.1 Compressor

A temperatura do ar na saída do compressor pode ser calculada através da Equação (16).

$$T_2 = T_1 \left[1 - \frac{1}{\eta_{comp}} + \frac{1}{\eta_{comp}} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma_{ar}-1}{\gamma_{ar}}} \right] \quad (16)$$

O parâmetro γ_{ar} corresponde à razão dos calores específicos a pressão e a volume constante do ar. A pressão do ar na saída do compressor é determinada conhecendo-se a razão de pressão do compressor. A eficiência isentrópica do compressor η_{comp} é determinada através da fórmula empírica apresentada na Equação (17), correlacionada de dados experimentais de ensaios da microturbina Capstone em função da carga (CAPSTONE TURBINE CORPORATION, 2006; RODRIGUEZ et al., 2019). Essa equação foi obtida para o compressor da turbina Capstone C30 na configuração original, mas como essa equação só depende da carga, é assumido que a expressão continua válida considerando a alteração na razão de pressão do compressor necessária para a análise do sistema CAES com armazenamento a volume constante.

$$\eta_{comp} = 1,3296 \cdot \dot{m}_1^2 - 1,0916 \cdot \dot{m}_1 + 0,8999 \quad (17)$$

A potência de acionamento do compressor é calculada através de um balanço de energia para um volume de controle envolvendo esse equipamento, conforme a Equação (18).

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_1 (h_2 - h_1) \quad (18)$$

Quando o ar comprimido deixa o compressor ele deve ser resfriado até a temperatura ambiente por meio de um intercooler antes de ser armazenado no reservatório isocórico. Antes de explicar o modelo do reservatório, a modelagem dos outros componentes originais da microturbina Capstone C30 será brevemente apresentada.

4.1.2 Câmara de combustão

Após um pré-aquecimento do ar comprimido ao deixar o reservatório e passar pelo regenerador, esse ar aquecido é admitido na câmara de combustão. Nesse equipamento ele participa do processo de queima do gás natural. A combustão ocorre à pressão constante e é considerado que não ocorrem perdas de carga no regenerador. As vazões mássicas das correntes de fluidos que trocam calor no regenerador também não variam na passagem pelo trocador.

Os produtos da combustão deixam a câmara a uma alta temperatura, sendo em seguida expandidos na turbina. As Equações (19) e (20) apresentam respectivamente os balanços de massa e de energia para a câmara de combustão. O subscrito *GN* se refere ao gás natural.

$$\dot{m}_6 + \dot{m}_{GN} = \dot{m}_7 \quad (19)$$

$$\dot{m}_6 \cdot h_6 + \dot{m}_{GN} \cdot PCI_{GN} = \dot{m}_7 \cdot h_7 \quad (20)$$

O produto entre a vazão mássica de gás natural e o poder calorífico inferior (PCI) do gás corresponde à taxa de energia térmica na forma de calor fornecida pelo combustível ao sistema.

4.1.3 Turbina

A temperatura do ar na saída da turbina pode ser determinada através da Equação (21), correlacionada também de dados experimentais de ensaios da microturbina Capstone em função da carga (CAPSTONE TURBINE CORPORATION, 2006; RODRIGUEZ et al.,

2019).

$$T_8 = T_7 \left[1 - \eta_{turb} + \eta_{turb} \left(\frac{p_8}{p_7} \right)^{\frac{\gamma_{pr}-1}{\gamma_{pr}}} \right] \quad (21)$$

O parâmetro γ_{pr} corresponde à razão dos calores específicos a pressão e a volume constante dos produtos da combustão. A pressão do ar na saída da turbina é determinada conhecendo-se a razão de pressão da turbina. A eficiência isentrópica da turbina η_{turb} é determinada pela fórmula empírica apresentada na Equação (22) (CAPSTONE TURBINE CORPORATION, 2006; RODRIGUEZ et al., 2019).

$$\eta_{turb} = -0,9065 \cdot \dot{m}_1^2 + 0,0433 \cdot \dot{m}_1 + 0,9016 \quad (22)$$

A potência gerada pela turbina é calculada através de um balanço de energia para um volume de controle envolvendo o equipamento, conforme a Equação (23).

$$\dot{W}_{turb} = \dot{m}_7 (h_7 - h_8) \quad (23)$$

4.1.4 Regenerador

As Equações (24) e (25) representam, respectivamente o balanço de energia para o volume de controle envolvendo o regenerador e o cálculo da efetividade desse equipamento. As vazões mássicas do ar comprimido e dos gases de exaustão que trocam calor através do regenerador permanecem constantes ao atravessarem esse equipamento ($\dot{m}_5 = \dot{m}_6$ e $\dot{m}_8 = \dot{m}_9$). A expressão utilizada para o cálculo da efetividade do regenerador é análoga à apresentada na Equação (14).

$$\dot{m}_1 \cdot (h_6 - h_5) = \dot{m}_7 \cdot (h_8 - h_9) \quad (24)$$

$$\varepsilon_{reg} = \frac{h_6 - h_5}{h_8 - h_5} \quad (25)$$

Essas equações, juntamente com as equações fornecidas para a modelagem da câmara de combustão e da turbina, formam o sistema de equações utilizado para definir os últimos estados do ciclo.

4.1.5 Armazenador de ar comprimido isocórico

A Equação (26) consiste na equação de estado dos gases ideais e é utilizada para determinar a pressão do ar no interior do armazenador isocórico em função do tempo durante as etapas de carregamento e descarregamento do sistema. No armazenamento a volume constante a alteração da razão de pressão do compressor deve ser feita para que seja possível a entrada do ar comprimido no reservatório no qual o ar já armazenado encontra-se a uma pressão inferior. Quando a pressão do ar no interior do reservatório atingir o valor limite da pressão de saída do compressor, que corresponde à pressão máxima de operação da caverna, o ciclo de carregamento do sistema é encerrado, tendo início a etapa de descarregamento, na qual ocorre a geração de energia através da operação do trem de expansão. A etapa de descarregamento irá se encerrar quando a pressão do ar armazenado se igualar à pressão de entrada da turbina, que corresponde à pressão mínima de operação da caverna, encerrando-se assim o ciclo de trabalho.

$$p(t) = \frac{M(t) \cdot R \cdot T(t)}{V} \quad (26)$$

Observa-se que no caso da equação geral para o armazenador isocórico a massa de ar armazenada no reservatório, bem como a temperatura e a pressão desse ar irão variar em função do tempo, enquanto o volume permanecerá constante. A massa e a temperatura do ar armazenado são determinadas respectivamente através de balanços de massa e de energia para um volume de controle que engloba o armazenador. A seguir serão apresentadas as modelagens desenvolvidas para a análise do reservatório isocórico considerando as condições nas quais as paredes do armazenador operam de forma isotérmica, adiabática e trocando calor por convecção com o ar armazenado.

4.1.5.1 Armazenador de ar comprimido isocórico com paredes isotérmicas

No caso da condição do reservatório com paredes isotérmicas, tem-se que a temperatura do ar armazenado no interior do reservatório permanecerá constante ao longo de todo o ciclo de trabalho. Nesse caso a parede é considerada uma interface que permite uma transferência de calor infinita de/para o interior do reservatório, fazendo com que a temperatura do ar armazenado permaneça constante (HE et al., 2017).

A Equação (27) apresenta um balanço de massa geral para o reservatório de armazenamento de ar comprimido.

$$\frac{dM}{dt} = \dot{m}_{ent} - \dot{m}_{sai} \quad (27)$$

Durante a etapa de carregamento tem-se apenas a entrada de ar no reservatório. Dessa forma, igualando a zero a parcela relativa à saída de ar do reservatório, observa-se para a etapa de carregamento:

$$\frac{dM}{dt} = \dot{m}_{ent}$$

Aplicando o método das diferenças finitas, é possível reescrever a derivada na forma:

$$\frac{\Delta M}{\Delta t} = \frac{M^i - M^{i-1}}{\Delta t} = \dot{m}_{ent}$$

Com uma pequena manipulação obtém-se a Equação (28), que apresenta uma expressão para o cálculo da massa de ar no interior do reservatório a cada instante de tempo i para a etapa de carregamento conhecendo-se a massa de ar armazenada no instante anterior.

$$M^i = M^{i-1} + \dot{m}_{ent} \cdot \Delta t \quad (28)$$

O passo temporal Δt foi aqui fixado como sendo igual a um segundo. A massa de ar contida no reservatório no início da etapa de carregamento é utilizada no primeiro passo de tempo e é determinada pela lei dos gases ideais conhecendo-se a temperatura do ar inicialmente armazenado (igual à temperatura inicial das paredes do reservatório) e a pressão mínima de operação do reservatório.

$$M_{inicial} = \frac{p_{min} \cdot V}{R \cdot T_{inicial}}$$

No processo de descarregamento tem-se apenas a saída de ar comprimido do reservatório, e assim a parcela relativa à vazão mássica de entrada de ar da Equação (27) é nula. Assim:

$$\frac{dM}{dt} = -\dot{m}_{sai}$$

$$\frac{\Delta M}{\Delta t} = \frac{M^i - M^{i-1}}{\Delta t} = -\dot{m}_{sai}$$

Após a aplicação do Método das Diferenças Finitas obtém-se a Equação (29) para o cálculo da massa de ar armazenada na etapa de descarregamento em cada instante de tempo conhecendo-se a massa de ar armazenada no instante anterior.

$$M^i = M^{i-1} - \dot{m}_{sai} \cdot \Delta t \quad (29)$$

Para o início da etapa de descarregamento, a massa utilizada no primeiro passo temporal é igual à massa de ar armazenada no reservatório ao fim da etapa de carregamento.

Nesse caso como as paredes do reservatório irão se comportar de forma isotérmica, tem-se que a temperatura do ar armazenado não irá variar com o tempo, permanecendo constante e igual ao valor da temperatura inicial.

$$T(t) = T_{inicial} \quad (30)$$

Conhecendo-se a massa de ar armazenada e a temperatura desse ar a cada instante de tempo, a Equação (26) é utilizada para determinar a pressão do ar no interior do reservatório em função do tempo.

4.1.5.2 Armazenador de ar comprimido isocórico com paredes adiabáticas

Na condição com paredes adiabáticas o ar armazenado não troca calor com essas paredes, e o aumento da pressão do ar no interior do reservatório produz um aumento considerável na temperatura desse ar armazenado.

Para o reservatório com paredes adiabáticas a massa de ar armazenada a cada instante de tempo continuará sendo calculada através das Equações (28) e (29) para as etapas de carregamento e descarregamento do sistema respectivamente.

No caso da caverna com paredes adiabáticas tem-se que o ar armazenado não irá ceder calor para o material rochoso circundante. Assim, a aplicação do balanço de energia nesse caso não leva em conta formas de transferência de calor, considerando apenas as parcelas de energia associadas à entrada e saída de ar do reservatório. O balanço de energia para essa situação é apresentado na Equação (31).

$$\frac{dE}{dt} = \dot{m}_{ent} \cdot h_{ent} - \dot{m}_{sai} \cdot h_{sai} \quad (31)$$

Na Equação (31) E corresponde a energia disponível no ar armazenado em determinado instante de tempo. Sabendo que essa energia pode ser calculada pelo produto entre o calor específico a volume constante do ar, a massa de ar armazenada nesse instante e a temperatura do ar, podemos reescrever a Equação (31) como a seguir, considerando ainda a hipótese adotada dos calores específicos constantes em função do tempo:

$$c_{v,ar} \frac{d[M(t) \cdot T(t)]}{dt} = \dot{m}_{ent} \cdot h_{ent} - \dot{m}_{sai} \cdot h_{sai}$$

Aplicando o Método das Diferenças Finitas para esse balanço de energia:

$$c_{v,ar} \frac{(M^i \cdot T^i - M^{i-1} \cdot T^{i-1})}{\Delta t} = \dot{m}_{ent} \cdot h_{ent} - \dot{m}_{sai} \cdot h_{sai}$$

As Equações (32) e (33) apresentam respectivamente o balanço de energia para as etapas de carregamento e descarregamento da caverna adiabática, levando em conta apenas a entrada de ar na etapa de carregamento e apenas a saída de ar durante a etapa de descarregamento.

$$c_{v,ar} \frac{(M^i \cdot T^i - M^{i-1} \cdot T^{i-1})}{\Delta t} = \dot{m}_{ent} \cdot h_{ent} \quad (32)$$

$$c_{v,ar} \frac{(M^i \cdot T^i - M^{i-1} \cdot T^{i-1})}{\Delta t} = -\dot{m}_{sai} \cdot h_{sai} \quad (33)$$

Após algumas manipulações é possível determinar uma equação para o cálculo da temperatura do ar armazenado em função do tempo para cada uma dessas etapas. As Equações (34) e (35) são utilizadas para determinar a temperatura do ar no interior do reservatório adiabático para cada instante de tempo i durante as etapas de carregamento e descarregamento respectivamente.

$$T^i = \frac{M^{i-1} \cdot T^{i-1} + \dot{m}_{ent} \cdot \gamma_{ar} \cdot T_{ent} \cdot \Delta t}{M^i} \quad (34)$$

$$T^i = \frac{M^{i-1} \cdot T^{i-1} - \dot{m}_{sai} \cdot \gamma_{ar} \cdot T^{i-1} \cdot \Delta t}{M^i} \quad (35)$$

A temperatura do ar que entra no reservatório (estado 3 da Figura 24) é conhecida, sendo igual à temperatura do ar inicialmente armazenado no reservatório, valor utilizado no primeiro passo de tempo para a etapa de carregamento. A temperatura do ar no início da etapa de descarregamento é igual à temperatura do ar armazenado no final da etapa de carregamento. A pressão do ar armazenado poderá novamente ser calculada a cada instante de tempo através da Equação (26).

Segundo Raju e Khaitan (2012) a condição de transferência de calor tem um importante papel na determinação do comportamento da caverna utilizada como reservatório. Através de dados de operação da planta de Huntorf na Alemanha os autores validaram os modelos por eles desenvolvidos, verificando que os modelos que consideram a caverna com paredes isotérmicas ou adiabáticas descrevem de forma inadequada o real comportamento da caverna, sendo necessário portanto a utilização de modelos que incluam a transferência de calor que ocorre na caverna para que a temperatura e a pressão do ar armazenado possam ser estimadas de forma mais precisa. Além disso, verificou-se que a adoção de um coeficiente de transferência de calor constante também não é capaz de descrever de forma adequada o comportamento do ar armazenado na caverna, fazendo com que seja necessária a utilização de equações capazes de estimar um coeficiente de transferência de calor variável.

4.1.5.3 Armazenador de ar comprimido isocórico com paredes que trocam calor por convecção com o ar armazenado

Novamente nesse caso a massa de ar armazenada no reservatório poderá ser determinada a cada instante de tempo através das Equações (28) e (29) para as etapas de carregamento e descarregamento respectivamente. Como o ar armazenado irá trocar calor com as paredes do reservatório, uma reformulação do balanço energético para o ar no interior do armazenador incluindo o termo relativo à essa troca térmica é necessária.

O balanço de energia para o volume de controle envolvendo o reservatório, considerando a troca de calor por convecção entre o ar armazenado e as paredes do armazenador é apresentado na Equação (36):

$$\frac{dE}{dt} = \dot{m}_{ent} \cdot h_{ent} - \dot{m}_{sai} \cdot h_{sai} + \dot{Q}_{conv}(t) \quad (36)$$

A taxa de transferência de calor por convecção pode ser estimada para cada instante de tempo através da Equação (37).

$$\dot{Q}_{conv}(t) = h_{conv}(t) \cdot A_{par} \cdot [T_{par}(t) - T(t)] \quad (37)$$

Na Equação (37) os parâmetros h_{conv} , A_{par} e T_{par} correspondem respectivamente ao coeficiente de transferência de calor por convecção associado à geometria interna do reservatório, a área superficial das paredes do reservatório e a temperatura das paredes do reservatório, enquanto o parâmetro T se refere à temperatura do ar comprimido armazenado. Observa-se que o coeficiente de transferência de calor por convecção e a temperatura das paredes do reservatório e do ar armazenado irão variar em função do tempo. Como o volume do reservatório é constante, tem-se que a área superficial das paredes do reservatório também será constante. É assumido que a caverna rochosa possui a geometria de um cilindro vertical, e conhecendo-se o raio e a altura desse cilindro pode-se determinar a sua área superficial, sendo assumido que a transferência de calor por convecção se dá através de toda a superfície do reservatório.

A temperatura das paredes do reservatório é determinada em função do tempo através da resolução da equação que descreve a transferência de calor por condução que ocorre na rocha que circunda a caverna utilizada como reservatório. No presente estudo a parede do reservatório é considerada como uma interface, com espessura desprezível, entre duas regiões distintas: o ar comprimido armazenado no interior do reservatório e a rocha circundante. As propriedades do ar são assumidas como uniformes no interior da caverna, variando apenas em relação ao tempo. Assim, a transferência de calor na rocha é assumida como uma troca

térmica por condução unidimensional ocorrendo na direção radial, e o reservatório é considerado como um longo cilindro (KUSHNIR; DAYAN; ULLMAN, 2012; XIA et al., 2015). Dessa forma, a temperatura da rocha é determinada em função do tempo através da resolução da Equação (38).

$$\rho_R \cdot c_{p,R} \cdot \frac{dT_R}{dt} = \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(k_R \cdot r \cdot \frac{\partial T_R}{\partial r} \right) \quad (38)$$

Na Equação (38), o subscrito “R” se refere à rocha que circunda o reservatório, sendo ρ_R , $c_{p,R}$, k_R e T_R respectivamente a densidade, o calor específico, a condutividade térmica e a temperatura dessa rocha. Duas condições de contorno foram ainda consideradas para a resolução desse problema: a condição na parede do reservatório (interface entre as duas regiões), que é uma condição de contorno de terceira espécie e considera a transferência de calor por convecção entre o ar comprimido armazenado e a rocha, apresentada na Equação (39), e uma condição de temperatura conhecida imposta numa posição suficientemente distante da fronteira no domínio da rocha (condição aplicada a um sólido semi-infinito em problemas de transferência de calor), mostrada na Equação (40). Esta distância foi avaliada na etapa de validação do modelo.

$$r = r_{par} \therefore -k_R \cdot \frac{\partial T_R}{\partial r} = h_{conv}(t) \cdot [T(t) - T_{par}(t)] \quad (39)$$

$$r = \infty \therefore T_R(t) = T_{inicial} \quad (40)$$

O coeficiente de transferência de calor por convecção entre o ar armazenado e as paredes do reservatório é determinado a cada instante de tempo através da Equação (41).

$$h_{conv}(t) = \frac{Nu(t) \cdot k_{ar}(t)}{H_{CAES}} \quad (41)$$

Na equação acima, os parâmetros H_{CAES} e Nu representam respectivamente a altura do reservatório cilíndrico e o número de Nusselt, que é uma grandeza adimensional utilizada para a determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção. Nesse caso, como a superfície lateral do cilindro representa a maior parte da área do reservatório, essa superfície é aproximada como uma parede vertical e a correlação do número de Nusselt para uma troca de calor por convecção natural em uma placa vertical apresentada em Dinçer e Rosen (2011, p. 43) é utilizada. Essa equação é válida para toda uma faixa do número de Rayleigh (Ra), que é uma grandeza adimensional associada à convecção natural (ou convecção livre), e é simplesmente o produto dos números de Grashof (Gr) e de Prandtl (ÇENGEL; BOLES, 2013). As Equações (42) e (43) apresentam respectivamente as expressões utilizadas para a determinação dos números de Nusselt e Rayleigh para cada instante de tempo. O número de

Prandtl, bem como as outras propriedades termodinâmicas do ar, são determinados através da livreria COOLPROP considerando a temperatura de filme (ou temperatura de película), que é atualizada a cada passo temporal.

$$Nu(t) = \left[0,825 + \frac{0,387 \cdot Ra(t)^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{Pr(t)} \right)^{9/16} \right)^{4/9}} \right]^2 \quad (42)$$

$$Ra(t) = Gr(t) \cdot Pr(t) = \frac{g \cdot \beta_{ar}(t) \cdot H_{CAES}^3 \cdot [T_{par}(t) - T(t)]}{\alpha_{ar}(t) \cdot \nu_{ar}(t)} \quad (43)$$

Na Equação (43), β_{ar} , α_{ar} e ν_{ar} correspondem respectivamente ao coeficiente de expansão volumétrica térmica, à difusividade térmica e à viscosidade cinemática do fluido convectivo, que são calculados a cada iteração.

Assim, resolvendo essas equações, é possível determinar expressões para o cálculo da temperatura do ar armazenado em cada instante de tempo i a partir do balanço de energia apresentado na Equação (36) para as etapas de carregamento e descarregamento do sistema, representadas respectivamente nas Equações (44) e (45). Essas expressões são semelhantes às obtidas para o caso adiabático, com a inclusão do termo relativo à transferência de calor por convecção.

$$T^i = \frac{M^{i-1} \cdot T^{i-1} + \dot{m}_{ent} \cdot \gamma_{ar} \cdot T_{ent} \cdot \Delta t - \left(\frac{1}{c_{v,ar}} \right) \cdot h_{conv}^{i-1} \cdot A_{par} \cdot (T_{par}^{i-1} - T^{i-1}) \cdot \Delta t}{M^i} \quad (44)$$

$$T^i = \frac{M^{i-1} \cdot T^{i-1} - \dot{m}_{sai} \cdot \gamma_{ar} \cdot T^{i-1} \cdot \Delta t - \left(\frac{1}{c_{v,ar}} \right) \cdot h_{conv}^{i-1} \cdot A_{par} \cdot (T_{par}^{i-1} - T^{i-1}) \cdot \Delta t}{M^i} \quad (45)$$

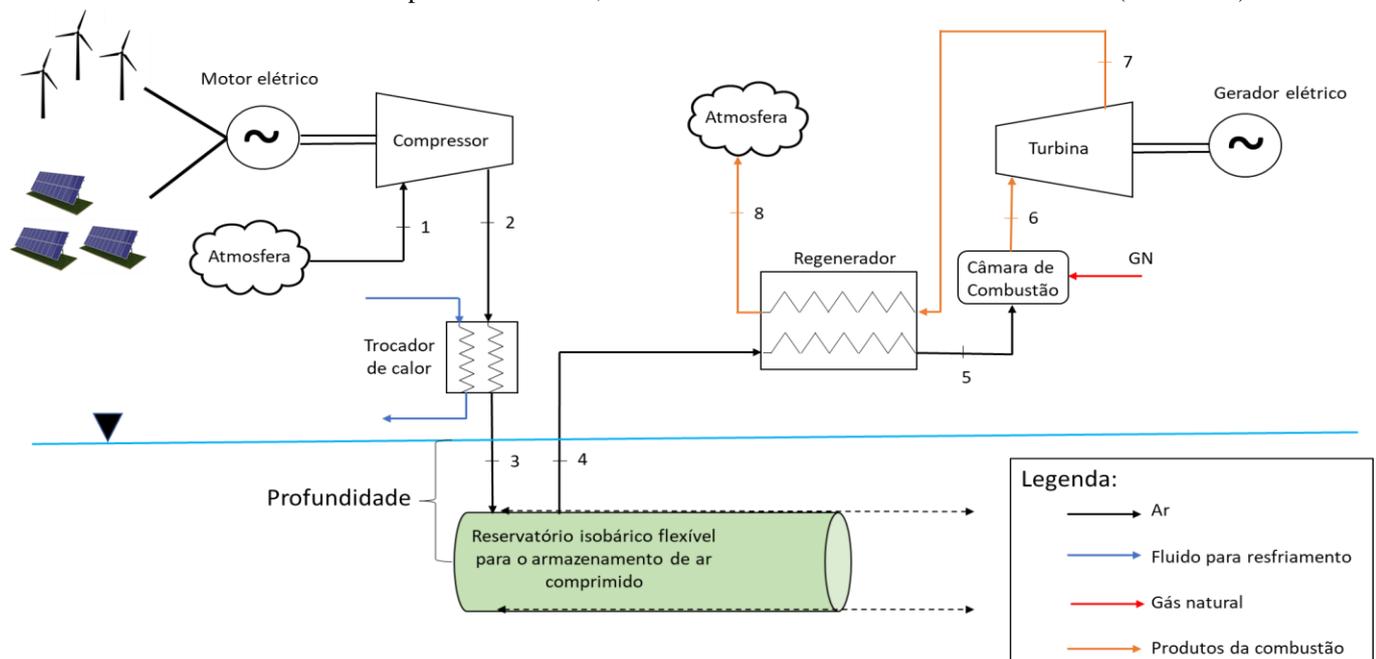
Conhecendo-se a massa de ar armazenada e a sua temperatura, pode-se determinar a pressão do ar armazenado para cada instante de tempo através da lei dos gases ideais.

4.2 SISTEMA CAES COM ARMAZENAMENTO DE AR A PRESSÃO CONSTANTE

Outro modo de operação considerado para o sistema CAES leva em conta o armazenamento de ar a pressão constante. A Figura 25 apresenta a microturbina Capstone C30 adaptada para operar como um sistema CAES com um reservatório de armazenamento de ar comprimido isobárico e submerso.

Esse sistema pode ser instalado em um lago artificial, como o presente na planta da CHESF em Sobradinho na Bahia, armazenando na forma de ar comprimido a energia produzida pelos painéis fotovoltaicos flutuantes empregados no lago da usina, de forma semelhante à plataforma offshore apresentada em Fiaschi et al. (2012), que emprega um sistema CAES submerso (UWCAES) para armazenar na forma de ar comprimido a energia solar, eólica e ondomotriz (energia das ondas) produzida na plataforma. Os componentes mecânicos e elétricos do sistema seriam instalados em terra, sendo conectados ao reservatório submerso de armazenamento de ar comprimido através de um gasoduto de entrega de ar (CHEUNG; CARRIVEAU; TING, 2014).

Figura 25 – Adaptação da microturbina Capstone C30 para operar como um sistema CAES de pequena escala com armazenamento de ar a pressão constante, utilizando um reservatório flexível e submerso (UWCAES)



Fonte: O Autor, 2020.

Vale destacar novamente que os sistemas CAES isobáricos dispensam a instalação da válvula de expansão na saída do reservatório de armazenamento de ar comprimido, necessária nos sistemas CAES isocóricos, como pode ser observado através da comparação entre os sistemas CAES ilustrados nas Figuras 24 e 25, uma vez que a pressão de operação desse reservatório é constante e normalmente igual à pressão de entrada da turbina. Além disso, para o sistema CAES isobárico, a razão de pressão do compressor pode ser mantida no seu valor original, sendo igual à razão de pressão da turbina, de modo que os trens de compressão e de expansão operem na mesma faixa de pressão. A presença do trocador de calor na entrada do armazenador com o objetivo de resfriar o ar comprimido antes do seu armazenamento

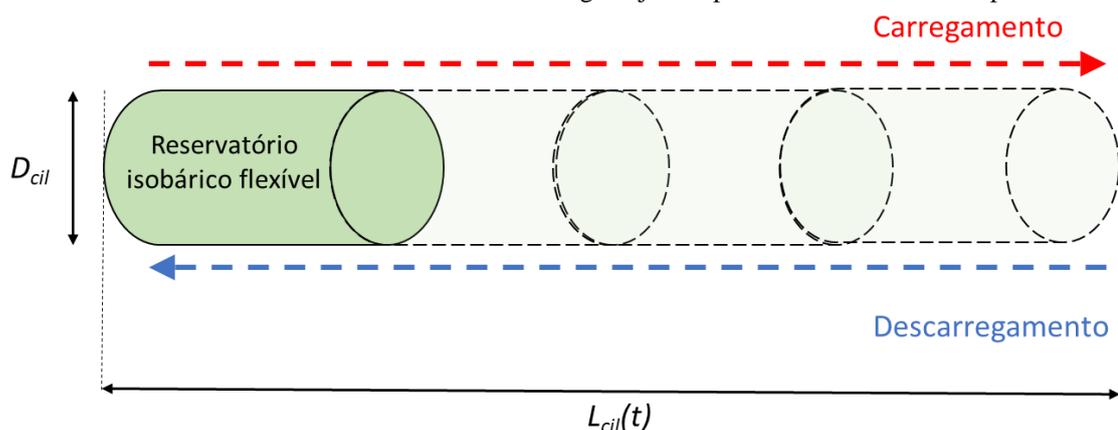
continua sendo necessária para o aumento da vida útil do reservatório. Esse componente é responsável pela rejeição, para o ambiente, do calor gerado no processo de compressão, fazendo com que o ar comprimido seja resfriado até a temperatura ambiente antes de entrar no reservatório. A temperatura da água do lago é considerada constante e igual ao valor da temperatura ambiente.

A modelagem do compressor, do regenerador, da câmara de combustão e da turbina é análoga à conduzida no caso do sistema CAES com armazenamento a volume constante, sendo realizado a partir das respectivas equações fornecidas ao longo da seção 4.1, alterando-se apenas a numeração dos estados termodinâmicos do trem de expansão de acordo com a Figura 25. Dessa forma, a próxima parte do trabalho será focada apenas na modelagem do reservatório de armazenamento de ar comprimido à pressão constante.

4.2.1 Armazenador de ar comprimido isobárico

O sistema CAES isobárico imaginado irá funcionar considerando um reservatório de armazenamento de ar comprimido submerso (UWCAES), flexível e no formato de um cilindro horizontal, com um diâmetro constante e que tem o seu comprimento variando em função do tempo, aumentando e diminuindo de tamanho à medida que ar comprimido entra e sai do reservatório durante as etapas de carregamento e descarregamento respectivamente, conforme apresentado na Figura 26. Esse armazenador flexível deve ser fixado por cabos ao leito do corpo de água no qual será instalado de modo a permitir a sua distensão apenas no plano horizontal à medida que o ar comprimido entra ou sai do reservatório, de acordo com o ilustrado na Figura 26.

Figura 26 - Dimensões do reservatório flexível considerado para o armazenamento do ar comprimido, com o formato de um cilindro horizontal longo cujo comprimento varia com o tempo



Fonte: O Autor, 2020.

A pressão de projeto de um sistema UWCAES será ditada pelo nível de submersão do armazenador de ar comprimido (CHEUNG; CARRIVEAU; TING, 2014). A profundidade na qual o reservatório submerso deve ser instalado pode ser aproximada hidrostáticamente através da Equação (46), com base na pressão na qual o ar comprimido é entregue pelo compressor que, no caso do armazenamento a pressão constante, será igual à pressão de entrada da turbina.

$$p = p_0 + \rho_{\text{agua,lago}} \cdot g \cdot z \quad (46)$$

Na Equação (46), p corresponde à pressão do ar ao sair do compressor (deve ser a pressão na profundidade na qual o reservatório será instalado), p_0 é a pressão ambiente, ρ é a densidade da água e z corresponde à profundidade em metros na qual o reservatório submerso será instalado no lago. Dessa forma a pressão de armazenamento do ar comprimido será garantida pela pressão hidrostática exercida pela água circundante (WANG et al., 2017).

O volume do armazenador de ar irá variar com o tempo, à medida que o ar comprimido entra ou sai do reservatório, enquanto a pressão do ar armazenado permanecerá constante. Dessa forma, a Equação (47) corresponde a uma pequena modificação da Equação (26), que considera agora o armazenador de ar operando a uma pressão constante e é utilizada para determinar o volume do armazenador isobárico em função do tempo durante as etapas de carregamento e descarregamento do sistema, sendo a pressão de armazenamento igual à pressão hidrostática na profundidade na qual o reservatório será instalado. O tempo de carregamento do sistema nesse caso será um dado de entrada do modelo, sendo definido como igual ao registrado para o sistema CAES com reservatório isocórico com armazenamento de ar à temperatura constante, sendo o volume do armazenador calculado a cada instante de tempo. Um volume mínimo de operação será considerado como sendo igual a 10% do volume de armazenamento no caso isocórico, valor adotado em He et al. (2017) e que segundo os autores pode ser assumido para outros volumes operacionais. A etapa de carregamento irá se encerrar quando o tempo de carregamento considerado for alcançado, sendo interrompida a operação do compressor e o fornecimento de ar comprimido ao armazenador, dando início a etapa de descarregamento, que por sua vez será encerrada quando o volume mínimo de armazenamento for alcançado.

$$V(t) = \frac{M(t) \cdot R \cdot T(t)}{p} \quad (47)$$

A massa de ar armazenada no reservatório, bem como a temperatura desse ar e o volume do armazenador irão variar em função do tempo, enquanto a pressão do ar

armazenado permanecerá constante. Analogamente ao caso isocórico, a massa e a temperatura do ar armazenado são determinadas respectivamente através de balanços de massa e de energia para um volume de controle que engloba o armazenador.

Conhecendo-se o volume do reservatório em função do tempo, é possível verificar o grau de distensão horizontal do armazenador através do seu comprimento, que pode ser determinado para cada instante de tempo conhecendo-se o diâmetro constante do cilindro através da expressão para o cálculo do volume de um cilindro, apresentada na Equação (48).

$$V(t) = \pi \cdot \frac{D_{cil}^2}{4} \cdot L_{cil}(t) \quad (48)$$

Conforme ilustrado na Figura 26, D_{cil} corresponde ao diâmetro do cilindro e L_{cil} corresponde ao comprimento variável desse cilindro. Em situações que envolvam transferência de calor será necessária a determinação da área de troca térmica, que também irá variar com o tempo à medida que o armazenador de ar é carregado e descarregado.

A seguir serão apresentadas as modelagens desenvolvidas para a análise do reservatório isobárico considerando duas condições de transferência de calor para as paredes do reservatório: paredes isotérmicas e paredes que trocam calor por convecção com o ar armazenado e com a água que circunda o reservatório. Como seria inviável o desenvolvimento de um reservatório de armazenamento de ar comprimido que operasse de forma adiabática estando em constante contato com a água, a análise considerando um reservatório isobárico submerso com paredes adiabáticas não foi levada em conta.

4.2.1.1 Armazenador de ar comprimido isobárico com paredes isotérmicas

A análise nesse caso será análoga à apresentada para o caso do reservatório isocórico com paredes isotérmicas. A temperatura do ar armazenado não irá variar em função do tempo, permanecendo igual ao valor da temperatura da água do lago circundante, de acordo com a Equação (49). Alguns autores consideram a possibilidade de o armazenamento do ar comprimido ocorrer de forma isotérmica em águas profundas, assumindo que o ar armazenado atinge rapidamente o equilíbrio térmico com a água circundante e que os processos de carregamento e descarregamento do armazenador ocorrem a uma temperatura constante (WANG et al., 2016; CHEUNG; CARRIVEAU; TING, 2014; WANG et al., 2017).

$$T(t) = T_{\text{agua,lago}} = T_{\text{amb}} \quad (49)$$

Os balanços de massa para as etapas de carregamento e descarregamento do armazenador isobárico seguem o mesmo raciocínio adotado para o armazenador a volume constante. Assim, as Equações (28) e (29) podem ser utilizadas para calcular a massa de ar armazenada no reservatório isobárico para cada instante de tempo i durante as etapas de carregamento e descarregamento respectivamente.

A massa de ar contida no reservatório no início da etapa de carregamento é utilizada no primeiro passo temporal, sendo determinada pela lei dos gases ideais conhecendo-se a temperatura inicial de armazenamento e o volume mínimo de armazenamento. O valor utilizado para a massa de ar armazenada no primeiro passo temporal da etapa de descarregamento é igual à massa de ar armazenada no reservatório ao fim da etapa de carregamento.

Sabendo que a temperatura de armazenamento é constante, e conhecendo-se a massa de ar armazenada a cada instante de tempo, a Equação (47) é utilizada para determinar o volume do reservatório a cada instante de tempo.

4.2.1.2 Armazenador de ar comprimido isobárico com paredes que trocam calor por convecção com o ar armazenado e com a água circundante

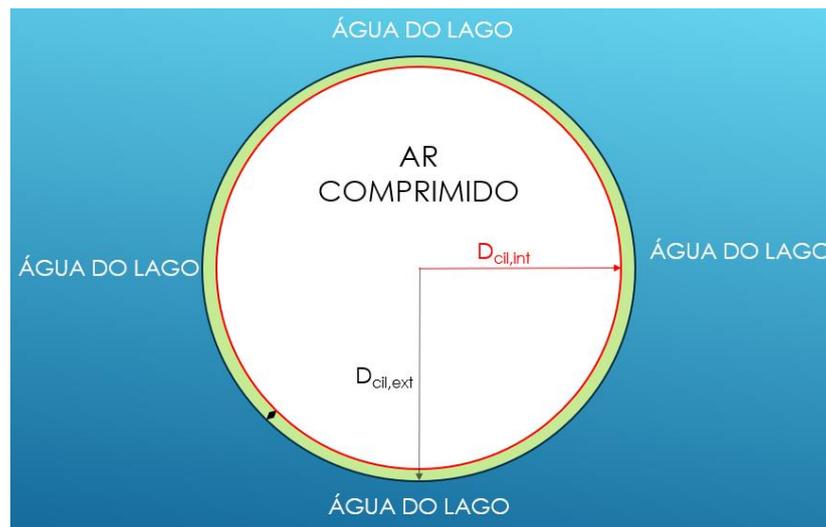
As Equações (28) e (29) continuam válidas para calcular em função do tempo a massa de ar armazenada no reservatório durante as etapas de carregamento e descarregamento respectivamente. Como o ar armazenado irá trocar calor por convecção com a água que circunda o reservatório, é necessária uma reformulação do balanço energético para o ar no interior do armazenador incluindo a parcela relativa a essa troca térmica.

Nessa análise, é assumido que a parede do reservatório é muito fina, tendo uma temperatura uniforme ao longo da sua espessura e em todo o seu comprimento. Assim, a superfície do armazenador funcionará como uma interface, trocando calor com o ar armazenado na sua superfície interna, ao mesmo tempo que troca calor com a água do lago que circunda o reservatório através da sua superfície externa, como ilustrado na Figura 27. Nesse caso tem-se a necessidade de calcular dois coeficientes convectivos: um relativo ao ar comprimido armazenado e o outro relativo à água do lago. Isso aumenta a complexidade e o tempo de processamento do modelo. Considera-se que a temperatura da água do lago nas vizinhanças do armazenador permanece constante.

O balanço de energia para o volume de controle envolvendo o reservatório, considerando a troca de calor por convecção que ocorre entre as paredes do reservatório e o ar armazenado, é apresentada na Equação (50). O desenvolvimento dessa equação para a obtenção da expressão utilizada para o cálculo da temperatura do ar no interior do reservatório em função do tempo é análogo ao desenvolvido para o armazenador isocórico com paredes que trocam calor por convecção com o ar armazenado.

$$\frac{dE}{dt} = \dot{m}_{ent} \cdot h_{ent} - \dot{m}_{sai} \cdot h_{sai} + \dot{Q}_{conv,ar}(t) \quad (50)$$

Figura 27 – Esquema ilustrando as regiões externa e interna do reservatório cilíndrico submerso empregado no sistema UWCAES



Fonte: O Autor, 2020.

A taxa de transferência de calor por convecção apresentado na Equação (50) corresponde à taxa de transferência de calor por convecção entre o ar comprimido armazenado e a superfície interna das paredes do reservatório cilíndrico submerso, e pode ser estimada para cada instante de tempo através da Equação (51).

$$\dot{Q}_{conv,ar}(t) = h_{conv,ar}(t) \cdot A_{cil,int}(t) \cdot [T_{par}(t) - T(t)] \quad (51)$$

Na Equação (51) os parâmetros $h_{conv,ar}$, $A_{cil,int}$ e T_{par} correspondem respectivamente ao coeficiente de troca de calor por convecção entre o ar comprimido e a superfície interna do reservatório cilíndrico, a área superficial interna das paredes do reservatório cilíndrico e a temperatura das paredes do reservatório, enquanto o parâmetro T se refere à temperatura do ar comprimido armazenado. Observa-se que o coeficiente de transferência de calor por convecção, a área de troca térmica e as temperaturas das paredes do reservatório e do ar armazenado irão variar em função do tempo. A geometria do reservatório é a de um cilindro longo disposto na direção horizontal, e conhecendo-se o raio e a variação do comprimento

desse cilindro em função do tempo pode-se determinar a área superficial de troca térmica em cada instante de tempo, sendo assumido que a transferência de calor por convecção se dá através de toda a superfície do reservatório.

A superfície externa do reservatório cilíndrico está em contato com a água do lago, dissipando o calor trocado com o ar comprimido armazenado através da troca térmica com a água. A taxa de transferência de calor por convecção entre a superfície externa do reservatório cilíndrico e a água do lago pode ser estimada para cada instante de tempo através da Equação (52).

$$\dot{Q}_{conv,agua,lago}(t) = h_{conv,agua,lago}(t) \cdot A_{cil,ext}(t) \cdot [T_{par}(t) - T_{agua,lago}] \quad (52)$$

Os parâmetros $h_{conv,agua,lago}$ e $A_{cil,ext}$ na Equação (52) correspondem respectivamente ao coeficiente de troca de calor por convecção entre a superfície externa do reservatório cilíndrico e a água do lago circundante e a área da superfície externa das paredes do reservatório cilíndrico, enquanto o parâmetros T_{par} se refere à temperatura da parede do reservatório, considerada uniforme. O coeficiente de transferência de calor por convecção, a área de troca térmica e a temperatura das paredes do reservatório variam em função do tempo. A temperatura da água do lago ($T_{agua,lago}$) é considerada constante, sendo também considerado que a água do lago que circunda o reservatório não tem sua temperatura afetada pela energia térmica liberada pelo ar armazenado. As áreas das superfícies interna e externa do reservatório cilíndrico podem ser determinadas para cada instante de tempo através das Equações (53) e (54) respectivamente.

$$A_{cil,int}(t) = \pi \cdot D_{cil,int} \cdot \left(\frac{D_{cil,int}}{2} + L_{cil}(t) \right) \quad (53)$$

$$A_{cil,ext}(t) = \pi \cdot D_{cil,ext} \cdot \left(\frac{D_{cil,ext}}{2} + L_{cil}(t) \right) \quad (54)$$

O coeficiente de transferência de calor por convecção entre o ar armazenado e a parede interna do reservatório cilíndrico e o coeficiente de transferência de calor por convecção entre a água do lago e a superfície externa do cilindro são determinados a cada instante de tempo através das Equações (55) e (56) respectivamente.

$$h_{conv,ar}(t) = \frac{Nu_{ar}(t) \cdot k_{ar}(t)}{D_{cil,int}} \quad (55)$$

$$h_{conv,agua,lago}(t) = \frac{Nu_{agua,lago}(t) \cdot k_{agua,lago}}{D_{cil,ext}} \quad (56)$$

Os parâmetros Nu_{ar} e $Nu_{agua,lago}$ representam os números de Nusselt calculados considerando a troca térmica com o ar comprimido armazenado e com a água do lago respectivamente. O valor da condutividade térmica do ar (k_{ar}) varia em função do tempo, tendo seu valor atualizado a cada passo temporal. Os termos $D_{cil,int}$ e $D_{cil,ext}$ correspondem respectivamente aos diâmetros interno e externo do reservatório cilíndrico. A equação utilizada para o cálculo de Nu_{ar} e $Nu_{agua,lago}$ foi a correlação para convecção natural utilizada para cilindros horizontais, válida para toda uma faixa de números de Rayleigh, apresentada em Dinçer e Rosen (2011, p. 43). As Equações (57) e (58) apresentam respectivamente as expressões utilizadas para a determinação de Nu_{ar} e $Nu_{agua,lago}$, para cada instante de tempo, enquanto as Equações (59) e (60) fornecem as expressões utilizadas para o cálculo, em função do tempo, dos respectivos números de Rayleigh relacionados ao ar comprimido armazenado no interior do reservatório e à água do lago respectivamente. O número de Prandtl, bem como as outras propriedades termodinâmicas relativas ao ar e à água, são determinados a cada instante de tempo através da livreria COOLPROP, considerando a temperatura de filme para cada caso.

$$Nu_{ar}(t) = \left[0,6 + \frac{0,387 \cdot Ra_{ar}(t)^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0,559}{Pr_{ar}(t)} \right)^{9/16} \right)^{8/27}} \right]^2 \quad (57)$$

$$Nu_{agua,lago}(t) = \left[0,6 + \frac{0,387 \cdot Ra_{agua,lago}(t)^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0,559}{Pr_{agua,lago}(t)} \right)^{9/16} \right)^{8/27}} \right]^2 \quad (58)$$

$$Ra_{ar}(t) = \frac{g \cdot \beta_{ar}(t) \cdot D_{cil,int}^3 \cdot (T_{par}(t) - T(t))}{\alpha_{ar}(t) \cdot \nu_{ar}(t)} \quad (59)$$

$$Ra_{agua,lago}(t) = \frac{g \cdot \beta_{agua,lago}(t) \cdot D_{cil,ext}^3 \cdot (T_{par}(t) - T_{agua,lago})}{\alpha_{agua,lago}(t) \cdot \nu_{agua,lago}(t)} \quad (60)$$

A temperatura das paredes do reservatório é determinada através de uma condição de contorno simplificadora que considera iguais as taxas de transferência de calor por convecção entre a superfície interna do reservatório e o ar armazenado e entre a superfície externa do reservatório e a água circundante a cada instante de tempo. Essa condição de contorno, que leva em conta a suposição citada anteriormente de que o reservatório atua como uma interface

entre os dois fluidos, com uma temperatura uniforme ao longo de sua espessura, é apresentada na Equação (61).

$$\dot{Q}_{conv,agua,lago}(t) = \dot{Q}_{conv,ar}(t) \quad (61)$$

$$h_{conv,agua,lago}(t) \cdot A_{cil,ext}(t) \cdot [T_{par}(t) - T_{agua,lago}] = h_{conv,ar}(t) \cdot A_{cil,int}(t) \cdot [T_{par}(t) - T(t)]$$

Assim, manipulando essa expressão, a temperatura da parede do reservatório em cada instante de tempo pode ser determinada através da Equação (62).

$$T_{par}(t) = \frac{h_{conv,ar}(t) \cdot A_{cil,int}(t) \cdot T(t) + h_{conv,agua,lago}(t) \cdot A_{cil,ext}(t) \cdot T_{agua,lago}}{h_{conv,ar}(t) \cdot A_{cil,int}(t) + h_{conv,agua,lago}(t) \cdot A_{cil,ext}(t)} \quad (62)$$

Solucionando essas equações, é possível determinar expressões para o cálculo da temperatura do ar armazenado em cada instante de tempo i a partir do balanço de energia para as etapas de carregamento e descarregamento do sistema, representadas respectivamente nas Equações (63) e (64).

$$T^i = \frac{M^{i-1} \cdot T^{i-1} + \dot{m}_{ent} \cdot \gamma_{ar} \cdot T_{ent} \cdot \Delta t - \left(\frac{1}{c_{v,ar}} \right) \cdot h_{conv,ar}^{i-1} \cdot A_{cil,int}^{i-1} \cdot (T_{par}^{i-1} - T^{i-1}) \cdot \Delta t}{M^i} \quad (63)$$

$$T^i = \frac{M^{i-1} \cdot T^{i-1} - \dot{m}_{sai} \cdot \gamma_{ar} \cdot T^{i-1} \cdot \Delta t - \left(\frac{1}{c_{v,ar}} \right) \cdot h_{conv,ar}^{i-1} \cdot A_{cil,int}^{i-1} \cdot (T_{par}^{i-1} - T^{i-1}) \cdot \Delta t}{M^i} \quad (64)$$

Conhecendo-se a massa de ar armazenada e a temperatura desse ar, pode-se determinar o volume do armazenador de ar comprimido isobárico para cada instante de tempo através da Equação (47).

4.3 INTEGRAÇÃO DE UM SISTEMA DE ARMAZENAMENTO DE ENERGIA TÉRMICA AO SISTEMA CAES

A integração de um sistema de armazenamento de energia térmica a um sistema de armazenamento de energia por ar comprimido pode aumentar a eficiência do sistema CAES de forma considerável. Isso ocorre em virtude da diminuição do consumo de combustível na câmara de combustão dos sistemas CAES alcançada através do emprego de recuperadores de calor e sistemas de armazenamento de energia térmica eficientes (RAJU; KHAITAN, 2012).

Os sistemas TES quando integrados ao sistema CAES devem armazenar o calor gerado no processo de compressão, recuperando uma parcela desse calor através do aquecimento do ar comprimido que deixa o reservatório de armazenamento de ar, diminuindo

assim a quantidade de gás natural que deve ser queimada na câmara de combustão considerando uma potência de geração fixa para a turbina.

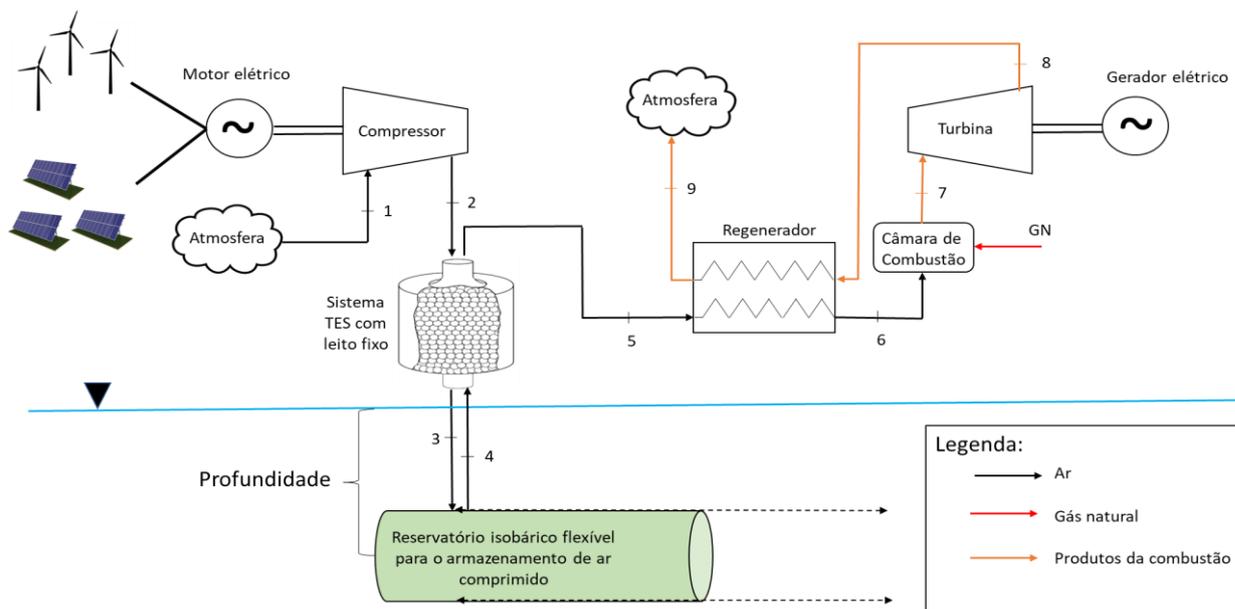
Entre as configurações analisadas para o sistema CAES, a que foi selecionada para a integração do sistema TES foi o sistema UWCAES com paredes isotérmicas. Esse modelo foi selecionado pois a utilização de um sistema CAES isobárico permite um bom desempenho para o sistema dos ponto de vista energético e exerético, em virtude de algumas adaptações em relação ao sistema a volume constante, entre elas a dispensa da necessidade de instalação da válvula de expansão, responsável pela destruição de uma parcela considerável de exergia. Além disso, o modelo com paredes isotérmicas corresponde a uma suposição muito aceita na literatura e que simplifica consideravelmente a análise, não levando em conta os fenômenos associados à transferência de calor. Além disso, observa-se que a integração de um sistema TES ao sistema CAES com reservatório isocórico adicionaria um grau adicional de complexidade na escolha da configuração adequada do sistema, devendo-se verificar se o sistema TES deveria ser instalado antes ou depois da válvula de expansão, e quais as consequências dessa escolha sobre a operação dos principais componentes do sistema.

A seguir serão brevemente introduzidas duas configurações pensadas para o sistema TES: um sistema TES com leito fixo que utiliza esferas metálicas como material sólido de armazenamento do calor sensível e um sistema TES composto por dois tanques de armazenamento de óleo térmico e trocadores de calor. Para esses dois casos o trocador de calor instalado antes do armazenador de ar comprimido que rejeitava para o ambiente o calor de compressão será substituído pelos dois sistemas TES imaginados. A seguir são apresentadas as duas configurações e as principais equações utilizadas na modelagem dos sistemas TES.

4.3.1 Incorporação de um sistema TES com leito fixo

A Figura 28 apresenta um esquema simplificado do sistema UWCAES com a integração de um sistema de armazenamento de energia térmica com leito fixo que emprega esferas metálicas como material sólido para o armazenamento do calor sensível.

Figura 28 – Integração de um sistema de armazenamento de energia térmica com leito fixo ao sistema UWCAES



Fonte: O Autor, 2020.

No sistema TES com leito fixo, um fluido de transferência de calor (nesse caso o ar comprimido) entra aquecido no sistema TES, circulando entre as partículas sólidas e aquecendo o material sólido particulado durante a etapa de carregamento através do fornecimento de calor para essas partículas. O fluido alcança a outra extremidade do tanque utilizado no sistema TES para o armazenamento das esferas a uma temperatura consideravelmente inferior. A temperatura das partículas sólidas do sistema TES vai aumentando gradativamente à medida que a etapa de carregamento avança. Durante a etapa de descarregamento o ar deixa o reservatório de armazenamento de ar comprimido, sendo aquecido ao atravessar o sistema TES, recuperando o calor sensível armazenado nas esferas sólidas e alcançando a outra extremidade do sistema TES a uma temperatura significativamente maior.

As propriedades termo físicas relevantes para a escolha do material sólido de armazenamento são especificamente a capacidade térmica, que determina a massa total necessária para armazenar uma certa quantidade de energia, e a condutividade térmica, que controla o tempo necessário para o completo carregamento ou descarregamento térmico do sistema (ISMAIL; STUGINSKY JR., 1999). Nesse estudo é realizada uma comparação, levando em conta dois materiais diferentes para as esferas usadas para o armazenamento térmico: rocha e aço. Os autores verificaram que o tempo necessário para o completo carregamento do sistema TES que emprega partículas rochosas é maior do que o tempo necessário no caso das partículas de aço. Como o custo não foi um fator preponderante nessa

fase do projeto, a escolha de um material mais barato para o armazenamento da energia térmica não foi levada em conta no momento.

O tanque considerado no sistema TES para o armazenamento das esferas metálicas tem a geometria de um cilindro vertical com altura H_{TES} e diâmetro D_{TES} , conforme apresentado na Figura 29. É considerado ainda que este tanque é bem isolado termicamente, não perdendo calor para o ambiente.

A modelagem do sistema TES com leito fixo foi conduzida considerando o modelo de Schumann (SCHUMANN, 1929). Esse modelo analisa o fenômeno de transferência de calor que ocorre entre um fluido de transferência de calor e o material sólido utilizado para o armazenamento do calor sensível (ANDERSON et al., 2014). A seguir são apresentadas cinco suposições que são necessárias para possibilitar a adoção do modelo de Schumann (ESENCE et al. 2017):

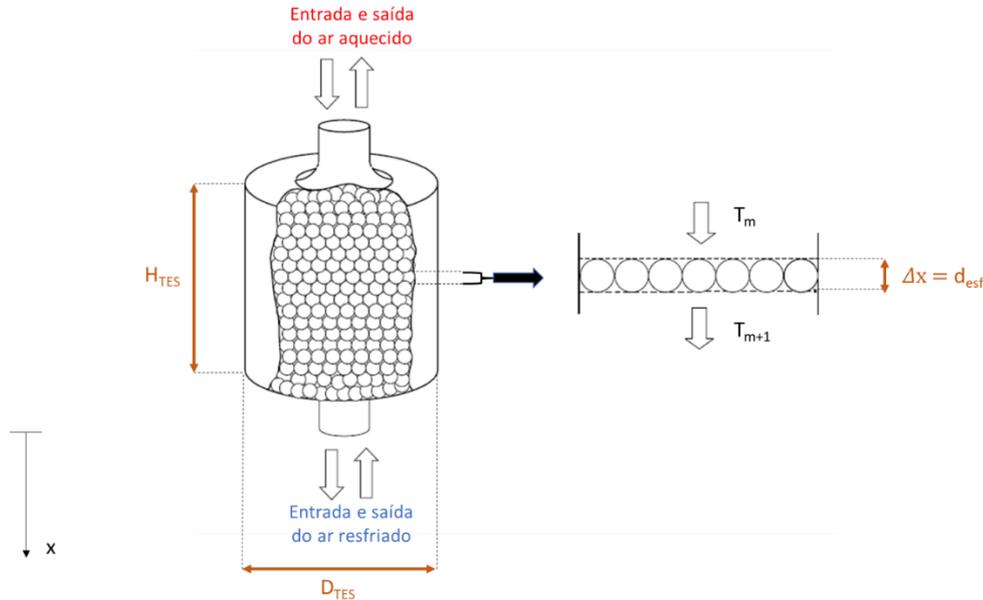
- a) Gradiente térmico desprezível no interior das partículas sólidas;
- b) Meio poroso homogêneo;
- c) O sistema é unidimensional, com o fluido de transferência de calor circulando de acordo com o fluxo proveniente dos outros componentes conectados ao sistema;
- d) Sistema TES com um tanque de armazenamento adiabático, sem influência térmica das paredes do tanque;
- e) Efeitos da difusão desprezíveis em comparação com os efeitos convectivos.

A primeira suposição pode ser avaliada através do número de Biot, que é um parâmetro adimensional, representado pela Equação (65). Para que o modelo de Schumann seja válido o número de Biot deve ser menor ou igual a 0,1, conforme expresso na Equação (65).

$$Bi = \frac{h_{esf} \cdot \frac{V_{esf}}{A_{esf}}}{k_{sol}} \leq 0,1 \quad (65)$$

Na Equação (65), h_{esf} corresponde ao coeficiente de transferência de calor por convecção entre o fluido de transferência de calor e as partículas esféricas de material sólido do sistema TES e k_{sol} corresponde a condutividade térmica média do material do qual as partículas sólidas são feitas, enquanto V_{esf} e A_{esf} correspondem respectivamente ao volume e à área superficial de uma das partículas esféricas sólidas. O coeficiente de transferência é considerado constante, sendo também uniforme para todo o sistema.

Figura 29 – Ilustração do tanque cilíndrico do sistema TES, indicando as principais dimensões desse sistema bem como a sua discretização em camadas



Fonte: Adaptado de Ismail; Henríquez, 2002.

O modelo de Schumann é um modelo unidimensional, com duas fases (uma fase sólida e uma fluida), que descreve a transferência de calor em um meio poroso. Este modelo consiste em duas equações de energia, uma para o meio fluido e a outra para o meio sólido, ligadas por um termo convectivo de troca de calor (ESENCE et al., 2017). As duas equações de energia são apresentadas a seguir, sendo a Equação (66) relativa ao fluido de transferência de calor e a Equação (67) referente ao material sólido particulado.

$$\varepsilon \cdot \rho_{ar} \cdot c_{p,ar} \cdot \frac{\partial T_{ar}}{\partial t} + \varepsilon \cdot \rho_{ar} \cdot c_{p,ar} \cdot \bar{u} \cdot \frac{\partial T_{ar}}{\partial x} = h_{esf} \cdot a_{sol} \cdot (T_{sol} - T_{ar}) \quad (66)$$

$$(1 - \varepsilon) \cdot \rho_{sol} \cdot c_{p,sol} \cdot \frac{\partial T_{sol}}{\partial t} = h_{esf} \cdot a_{sol} \cdot (T_{ar} - T_{sol}) \quad (67)$$

Na Equação (66), ρ_{ar} e $c_{p,ar}$ correspondem respectivamente à densidade e ao calor específico do ar comprimido ao atravessar o sistema TES, e T_{ar} e T_{sol} correspondem respectivamente às temperaturas do ar atravessando o sistema TES e do material sólido. Já na Equação (67), ρ_{sol} e $c_{p,sol}$ correspondem respectivamente à densidade e ao calor específico do material sólido utilizado como meio de armazenamento. O termo ε corresponde à porosidade do sistema TES com leito fixo, que descreve o percentual do tanque que não é preenchido com partículas sólidas. O parâmetro \bar{u} corresponde a uma velocidade intersticial média do ar (velocidade do ar ao atravessar os espaços vazios entre as esferas de material sólido), e pode ser determinada pela Equação (68) (ESENCE et al., 2017). O termo a_{sol} é um fator de forma que corresponde à área superficial total das partículas sólidas por unidade de volume do tanque que armazena

essas partículas, expresso em m^2/m^3 e determinado pela Equação (69) (ELOUALI et al., 2019).

$$\bar{u} = \frac{\dot{m}_{ar}}{\rho_{ar} \cdot \varepsilon \cdot \pi \cdot R_{TES}^2} \quad (68)$$

$$a_{sol} = \frac{6 \cdot (1 - \varepsilon)}{d_{esf}} \quad (69)$$

Na Equação (68) R_{TES} é o raio do tanque cilíndrico usado para o armazenamento das partículas esféricas, enquanto o parâmetro d_{esf} na Equação (69) corresponde ao diâmetro dessas partículas. O termo \dot{m}_{ar} na Equação (68) corresponde à vazão mássica do ar que atravessa o sistema TES com leito fixo, igual à vazão mássica de ar que deixa o compressor.

Como ilustrado na Figura 29, o sistema TES é discretizado, sendo dividido em diversas camadas. É fixado que cada uma dessas camadas terá a espessura igual ao diâmetro das partículas sólidas. Assim, as equações de energia determinam a temperatura do material sólido e do fluido de transferência de calor para cada camada a cada instante de tempo, podendo se verificar o perfil de temperatura do ar no interior do sistema TES. Para a resolução das equações de energia do sistema TES com leito fixo é necessária a adoção de uma condição inicial e de certas condições de contorno, válidas tanto na etapa de carregamento quanto na de descarregamento. A condição inicial é a de que a temperatura inicial de todo o sistema TES deve ser uniforme. Dessa forma, considerando que a temperatura inicial do sistema é igual à temperatura ambiente, a Equação (70) a seguir apresenta essa condição inicial (ELOUALI et al., 2019).

$$T_{ar}(x, 0) = T_{sol}(x, 0) = T_{amb} \quad (70)$$

As condições de contorno estão relacionadas à entrada e à saída do sistema TES. Com relação ao fluido de transferência de calor, tem-se que na entrada do sistema TES o fluido apresentará uma temperatura igual à sua temperatura logo antes de entrar no sistema (ELOUALI et al., 2019). Nesse caso, a temperatura do ar na entrada do sistema TES será igual à sua temperatura na saída do compressor, conforme apresentado na Equação (71), considerando os estados enumerados na Figura 28. Na saída do sistema tem-se condições adiabáticas para o fluido de transferência de calor, conforme expresso na Equação (72) (ELOUALI et al., 2019).

$$T_{ar}(0, t) = T_2 \quad (71)$$

$$\frac{\partial T_{ar}(x = H_{TES}, t)}{\partial x} = 0 \quad (72)$$

Com relação às partículas sólidas consideram-se condições adiabáticas na entrada e na saída do sistema (ELOUALI et al., 2019), conforme expressado respectivamente nas Equações (73) e (74).

$$\frac{\partial T_{sol}(0,t)}{\partial x} = 0 \quad (73)$$

$$\frac{\partial T_{sol}(x = H_{TES}, t)}{\partial x} = 0 \quad (74)$$

O coeficiente de transferência de calor por convecção entre o fluido de transferência de calor e as partículas sólidas pode ser determinado a partir da Equação (75), e a Equação (76) apresenta uma expressão para o cálculo do número de Nusselt associado a esse coeficiente de troca térmica (ISMAIL; HENRÍQUEZ, 2002), válida para Reynolds maiores que 40.

$$h_{esf} = \frac{k_{ar} \cdot Nu_{esf}}{d_{esf}} \quad (75)$$

$$Nu_{esf} = 3,22 \cdot Re^{1/3} \cdot Pr^{1/3} + 0,117 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,8} \quad (76)$$

Na Equação (75) k_{ar} corresponde à condutividade térmica do ar, e os parâmetros Re e Pr na Equação (76) correspondem aos números de Reynolds e Prandtl associados ao escoamento do ar no sistema TES, respectivamente. O número de Prandtl para o ar foi considerado constante nessa análise, sendo determinado através da Equação (77), enquanto o número de Reynolds é determinado pela Equação (78).

$$Pr = \frac{c_{p,ar} \cdot \mu_{ar}}{k_{ar}} \quad (77)$$

$$Re = \frac{\rho_{ar} \cdot \bar{u} \cdot d_{esf}}{\mu_{ar}} \quad (78)$$

Nas Equações (77) e (78) o parâmetro μ_{ar} corresponde à viscosidade dinâmica do ar.

Através dessas equações e condições de contorno, e aplicando o método das diferenças finitas nas equações de energia e nas condições de contorno apresentadas nas Equações (72), (73) e (74), obtém-se expressões para o cálculo da temperatura do ar e das partículas sólidas para cada instante de tempo e para cada camada discretizada do sistema TES. Assim as temperaturas do fluido e do material particulado irão variar em função do tempo e do espaço (na direção do escoamento) no interior do sistema TES. As Equações (79) e (80) apresentam respectivamente as expressões obtidas para o cálculo das temperaturas do ar e das partículas sólidas no interior do sistema TES para cada instante de tempo i e para cada camada discretizada m do sistema. Essas equações não são utilizadas para a determinação das

temperaturas do ar e das partículas sólidas nas extremidades inicial e final do tanque, que são calculadas através das condições de contorno apresentadas.

$$T_{ar,m}^i = \frac{\frac{\varepsilon \cdot \rho_{ar} \cdot c_{p,ar}}{\Delta t} \cdot T_{ar,m}^{i-1} + \frac{\varepsilon \cdot \rho_{ar} \cdot c_{p,ar} \cdot \bar{u}}{\Delta x} \cdot T_{ar,m-1}^i + h_{esf} \cdot a_{sol} \cdot T_{sol,m}^{i-1}}{\left(\frac{\varepsilon \cdot \rho_{ar} \cdot c_{p,ar}}{\Delta t} + \frac{\varepsilon \cdot \rho_{ar} \cdot c_{p,ar} \cdot \bar{u}}{\Delta x} + h_{esf} \cdot a_{sol} \right)} \quad (79)$$

$$T_{sol,m}^i = \frac{h_{esf} \cdot a_{sol} \cdot T_{ar,m}^i + \frac{(1-\varepsilon) \cdot \rho_{sol} \cdot c_{p,sol}}{\Delta t} \cdot T_{sol,m}^{i-1}}{\left(h_{esf} \cdot a_{sol} + \frac{(1-\varepsilon) \cdot \rho_{sol} \cdot c_{p,sol}}{\Delta t} \right)} \quad (80)$$

Normalmente quando um fluido escoar através de um meio poroso ocorrem perdas de pressão. Dessa forma, seria útil calcular a queda de pressão do ar comprimido quando esse escoar através das partículas sólidas acomodadas no sistema TES com leito fixo considerado. A equação de Ergun (ERGUN, 1952) é uma referência para a estimativa das quedas de pressões de um fluido ao atravessar um sistema TES com leito fixo (ESENCE et al., 2017). A Equação (81) apresenta a equação de Ergun utilizada para a estimativa das perdas de pressão que ocorrem no ar comprimido ao atravessar o sistema TES durante as etapas de carregamento e descarregamento. Essas perdas de pressão devem ser compensadas através do aumento da razão de pressão do compressor.

$$\frac{\Delta p}{H_{TES}} = A \cdot \frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3} \cdot \frac{\mu_{ar} \cdot u_{med}}{d_{esf}^2} + B \cdot \frac{(1-\varepsilon)}{\varepsilon^3} \cdot \frac{\rho_{ar} \cdot u_{med}^2}{d_{esf}} \quad (81)$$

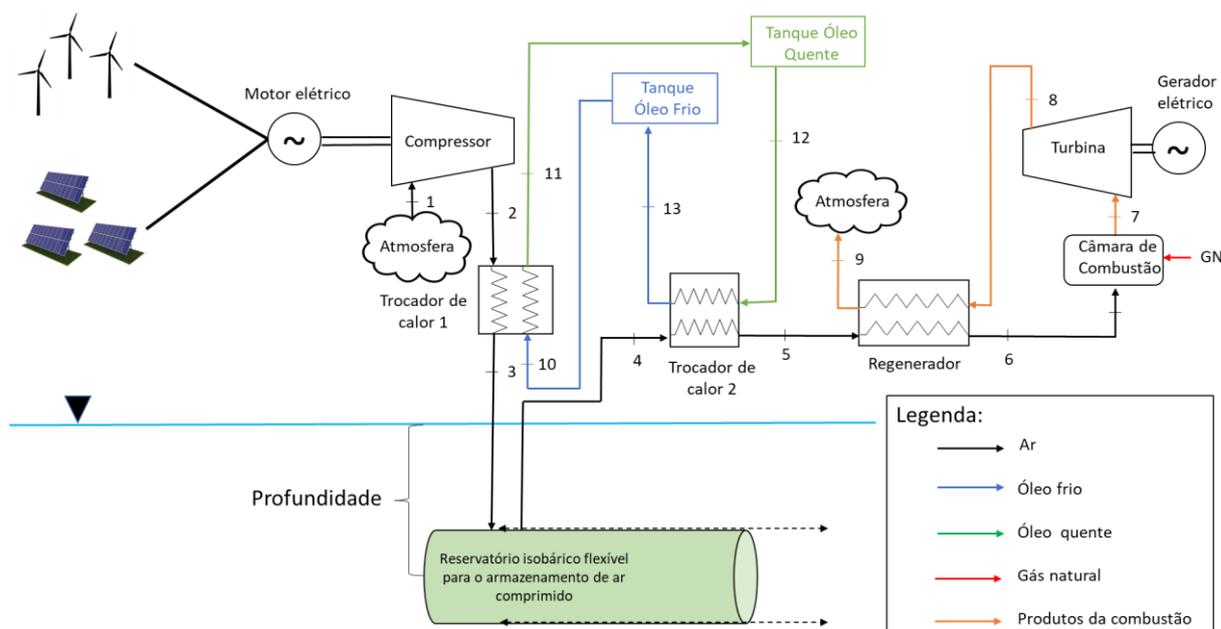
Na Equação (81) os parâmetros A e B são constantes empíricas determinadas por Ergun, e iguais respectivamente a 150 e 1,75. O termo u_{med} corresponde à velocidade média do fluido escoando pelo tanque do sistema TES sem levar em conta as partículas sólidas, no caso no qual este tanque estivesse vazio (ELOUALI et al., 2019). Essa velocidade pode ser determinada através da Equação (68) considerando uma porosidade de cem por cento ($\varepsilon = 1$) para o sistema TES.

4.3.2 Incorporação de um sistema TES com tanques de armazenamento de óleo térmico

A Figura 30 apresenta um esquema simplificado do sistema UWCAES com a integração de um sistema de armazenamento de energia térmica que utiliza um óleo térmico como meio de armazenamento de calor sensível, e que utiliza dois tanques distintos para o armazenamento desse óleo: um armazena o óleo à temperatura ambiente e o outro armazena o

óleo aquecido após o armazenamento do calor gerado no processo de compressão. É considerado que o tanque de armazenamento do óleo quente é bem isolado, não perdendo calor para o ambiente. O tanque utilizado para o armazenamento do óleo frio tem a mesma estrutura do tanque utilizado para o armazenamento do óleo quente, mas dispensa a necessidade do isolamento térmico (ZHAO; DAI; WANG, 2014).

Figura 30 - Integração de um sistema TES utilizando tanques de armazenamento de óleo térmico ao sistema UWCAES



Fonte: O Autor, 2020.

A modelagem desse sistema TES é mais simples se comparada à do sistema TES com leito fixo. Considerando a temperatura do ar comprimido na saída do compressor, deve-se selecionar um óleo térmico que possa trabalhar a uma temperatura não muito inferior a essa sem entrar em ebulição, para que uma boa parcela do calor de compressão possa ser armazenada e posteriormente recuperada durante a etapa de descarregamento. Os trocadores de calor 1 e 2 empregados nessa configuração do sistema são tratados como trocadores de calor do tipo contracorrente (ZHAO; DAI; WANG, 2014). As Equações (82) e (83) apresentam os balanços de energia para os trocadores de calor 1 e 2 respectivamente.

$$\dot{m}_2 \cdot (h_2 - h_3) = \dot{m}_{10} \cdot (h_{11} - h_{10}) \quad (82)$$

$$\dot{m}_4 \cdot (h_5 - h_4) = \dot{m}_{12} \cdot (h_{12} - h_{13}) \quad (83)$$

Na Equação (82) \dot{m}_2 e \dot{m}_{10} correspondem respectivamente às vazões mássicas de ar e de óleo que entram no trocador de calor 1, enquanto na Equação (83) \dot{m}_4 e \dot{m}_{12} correspondem às vazões mássicas de ar e de óleo que entram no trocador de calor 2 respectivamente. A vazão mássica de óleo térmico será constante ao longo do sistema de circulação, e dessa forma tem-se que $\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_{13}$.

Assumindo que as pressões de operação e que as pressões de saída dos dois tanques de óleo têm o mesmo valor, tem-se pela Equação (84) (ZHAO; DAI; WANG, 2014):

$$P_{oleo,frio}^{sai} = P_{oleo,quente}^{sai} = P_{oleo,frio}^{armaz} = P_{oleo,quente}^{armaz} = P_{amb} \quad (84)$$

Se forem consideradas perdas de energia nos processos de troca térmica, a temperatura do óleo ao entrar no tanque de armazenamento de óleo frio será um pouco maior do que a temperatura ambiente, mas como esse tanque não é bem isolado termicamente, tem-se que na sua saída a temperatura do óleo será igual à temperatura ambiente devido às perdas. Essa diferença nas temperaturas é expressa na Equação (85).

$$T_{oleo,frio}^{ent} > T_{oleo,frio}^{armaz} = T_{oleo,frio}^{sai} = T_{amb} \quad (85)$$

4.4 ANÁLISE EXERGÉTICA

A Tabela 1 apresenta o formato geral das equações utilizadas para o cálculo da exergia destruída e da eficiência exergética relativas aos principais componentes do sistema CAES, levando em conta todas as configurações analisadas. Essas equações podem ser obtidas com base nas expressões e nos conceitos introduzidos na seção 2.1.2 do presente trabalho.

Vale salientar que a câmara de combustão envolve transformações químicas, com a queima do combustível e do ar comprimido. Dessa forma, a exergia química relativa ao combustível utilizado, necessária para o cálculo da destruição de exergia nesse componente, foi determinada a partir da Equação (8), levando em conta o combustível empregado (gás natural).

$$ex_{química,comb} = \varphi \cdot PCI \quad (8)$$

Como a válvula de expansão utilizada no sistema CAES com armazenamento de ar a volume constante opera de forma isentálpica, a exergia destruída nesse componente pode ser determinada através da Equação (86) considerando a numeração dos estados termodinâmicos apresentada na Figura 24.

$$\dot{E}x_{valv}^D(t) = \dot{E}x_{ent}(t) - \dot{E}x_{sai}(t) = \dot{m}_4 \cdot T_0 \cdot [s_5(t) - s_4(t)] \quad (86)$$

Em algumas análises considera-se ainda a exergia destruída pelo conjunto reservatório-válvula de expansão, avaliando-se o percentual de exergia armazenada no reservatório que é destruído por essa válvula, e quão benéfica pode ser a configuração do sistema CAES que emprega um reservatório isobárico.

Na Tabela 1 observa-se que o cálculo da exergia destruída e da eficiência exergética do reservatório CAES difere dos outros componentes, não sendo realizado considerando as taxas de transferência de exergia. Isso ocorre porque as etapas de carregamento (entrada de exergia) e descarregamento (saída de exergia) ocorrem em períodos distintos. Assim, para esse elemento, os cálculos são feitos com base na exergia total que é entregue e recuperada do reservatório considerando o ciclo de trabalho completo. Essa expressão é válida tanto para o caso do reservatório isocórico quanto para o caso do reservatório isobárico.

O sistema TES com leito fixo funciona como um trocador de calor. Considerando que as temperaturas do ar comprimido ao deixar esse sistema TES durante as etapas de carregamento e descarregamento são conhecidas, é possível determinar a exergia física que é armazenada e recuperada desse sistema em um ciclo completo de trabalho. A exergia total armazenada nesse sistema durante a etapa de carregamento é determinada a partir da Equação (87), considerando as numerações da Figura 28. De forma análoga, a Equação (88) é utilizada para determinar a exergia total que é recuperada pelo ar comprimido ao deixar o reservatório CAES e atravessar o sistema TES com leito fixo. Segundo Li (2016), a eficiência exergética do sistema TES considerando o processo total pode ser determinado a partir da expressão apresentada na Tabela 1.

$$Ex_{armaz} = \sum \dot{m}_2 \cdot ex_2(t) - \sum \dot{m}_3 \cdot ex_3(t) \quad (87)$$

$$Ex_{recup} = \sum \dot{m}_5 \cdot ex_5(t) - \sum \dot{m}_4 \cdot ex_4(t) \quad (88)$$

Tabela 1 – Expressões para o cálculo da destruição de exergia e da eficiência exergética associadas aos principais componentes dos sistemas CAES analisados

Componentes	Destruição de Exergia	Eficiência Exergética
Compressor	$\dot{E}x_{comp}^D = \dot{E}x_{ent} - \dot{E}x_{sai} + \dot{W}_{comp}$	$\psi_{comp} = \frac{\dot{E}x_{sai} - \dot{E}x_{ent}}{\dot{W}_{comp}}$
Trocadores de Calor	$\dot{E}x_{troc}^D = \sum \dot{E}x_{ent} - \sum \dot{E}x_{sai}$	$\psi_{troc} = \frac{(\dot{E}x_{sai} - \dot{E}x_{ent})_{frio}}{(\dot{E}x_{ent} - \dot{E}x_{sai})_{quente}}$
Reservatório CAES	$Ex_{CAES}^D = Ex_{ent} - Ex_{sai}$	$\psi_{CAES} = \frac{Ex_{sai}}{Ex_{ent}}$
Câmara de Combustão	$\dot{E}x_{CC}^D = \dot{E}x_{ent} + \dot{E}x_{comb} - \dot{E}x_{sai}$	$\psi_{CC} = \frac{\dot{E}x_{sai}}{\dot{E}x_{ent} + \dot{E}x_{comb}}$
Turbina	$\dot{E}x_{turb}^D = \dot{E}x_{ent} - \dot{E}x_{sai} - \dot{W}_{turb}$	$\psi_{turb} = \frac{\dot{W}_{turb}}{\dot{E}x_{ent} - \dot{E}x_{sai}}$
Sistema TES com leito fixo	$Ex_{TES}^D = Ex_{armaz} - Ex_{recup}$	$\psi_{TES} = \frac{Ex_{recup}}{Ex_{armaz}}$

Fonte: O Autor, 2020

*Dados obtidos de Mohammadi; Mehrpooya, 2016; Mohammadi *et al.*, 2017 e Li, 2016.

4.5 INDICADORES DE PERFORMANCE DO SISTEMA

Como afirmado anteriormente, um sistema CAES é normalmente caracterizado por uma eficiência chamada de eficiência de ida e volta (round-trip efficiency), η_{RT} . Esse parâmetro é definido como a razão entre a energia total produzida pelo sistema, incluindo as energias elétrica, térmica e de resfriamento, e a energia total consumida pelo sistema ao longo de um ciclo completo de carregamento e descarregamento. Para os sistemas CAES aqui considerados, o cálculo dessa eficiência pode ser realizado através da Equação (89).

$$\eta_{RT} = \frac{\sum \dot{W}_{turb}}{\sum \dot{W}_{comp} + \sum \dot{m}_{GN} \cdot PCI_{GN}} \quad (89)$$

No numerador da Equação (89) tem-se a energia útil total gerada pelo sistema, e no denominador observam-se as parcelas de energia consumidas ao longo de um ciclo completo de trabalho, que correspondem à energia elétrica despendida para o acionamento do compressor e a energia consumida na forma de combustível (MOHAMMADI *et al.*, 2017).

Um parâmetro que pode ser considerado para avaliar o desempenho do sistema do ponto de vista exergético consiste na exergia total destruída pelo sistema, apresentada na Equação (90) (MOHAMMADI *et al.*, 2017). Conhecendo-se esse valor e a exergia destruída em cada componente é possível descobrir quais são os componentes do sistema que destroem os maiores percentuais de exergia por ciclo de trabalho, e que merecem assim uma maior atenção.

$$Ex_{total}^D = \sum (Ex_{componente}^D) \quad (90)$$

A eficiência exergetica global do sistema pode ser avaliada a partir da Equação (91) (MOHAMMADI e MERHPOOYA, 2016).

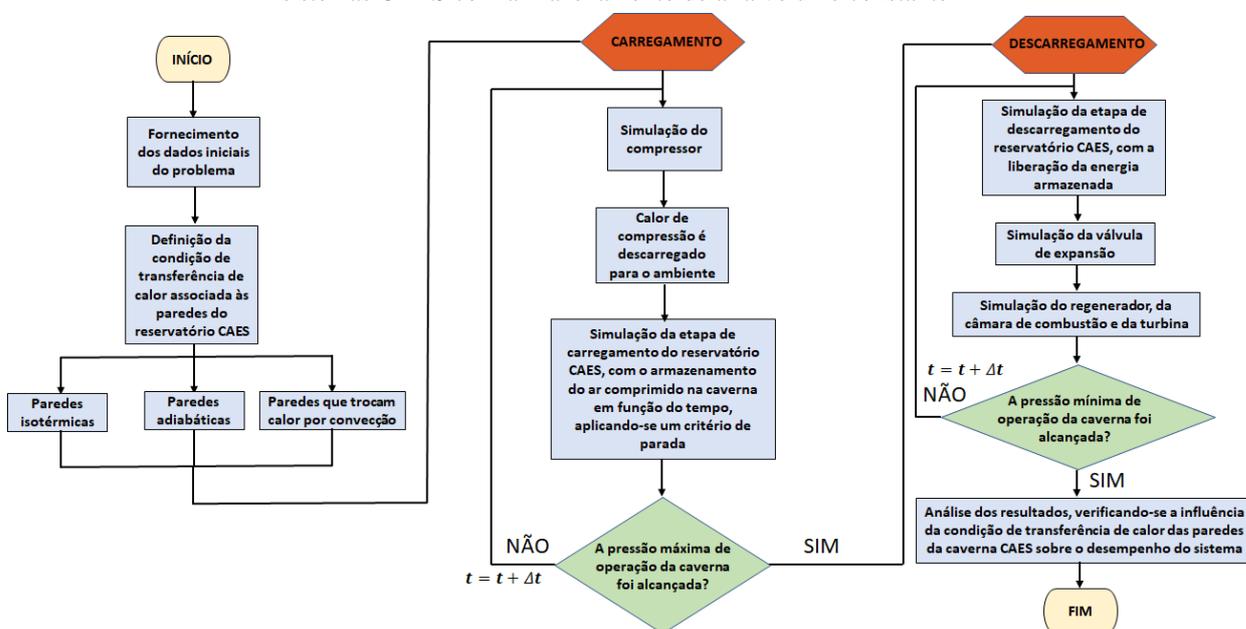
$$\eta_{ex} = \frac{Ex_{prod}}{Ex_{cons}} = \frac{\sum \dot{W}_{turb}}{\sum \dot{W}_{comp} + \sum \dot{m}_{GN} \cdot ex_{comb}} \quad (91)$$

Na Equação (91), Ex_{prod} e Ex_{cons} correspondem respectivamente à exergia total produzida e consumida pelo sistema ao longo de um ciclo completo de trabalho. O segundo termo do denominador corresponde à exergia total consumida na forma de combustível durante o ciclo de operação. Observa-se uma semelhança entre as equações (89) e (91), usadas para analisar o desempenho dos sistemas dos pontos de vista energético e exergetico respectivamente.

4.6 DIAGRAMAS DE FLUXO SIMPLIFICADOS DOS ALGORITMOS NUMÉRICOS DESENVOLVIDOS

A Figura 31 apresenta um fluxograma simplificado que envolve os modelos desenvolvidos para a modelagem e simulação do sistema CAES com armazenamento de ar a volume constante, destacando-se os pontos principais do algoritmo numérico desenvolvido.

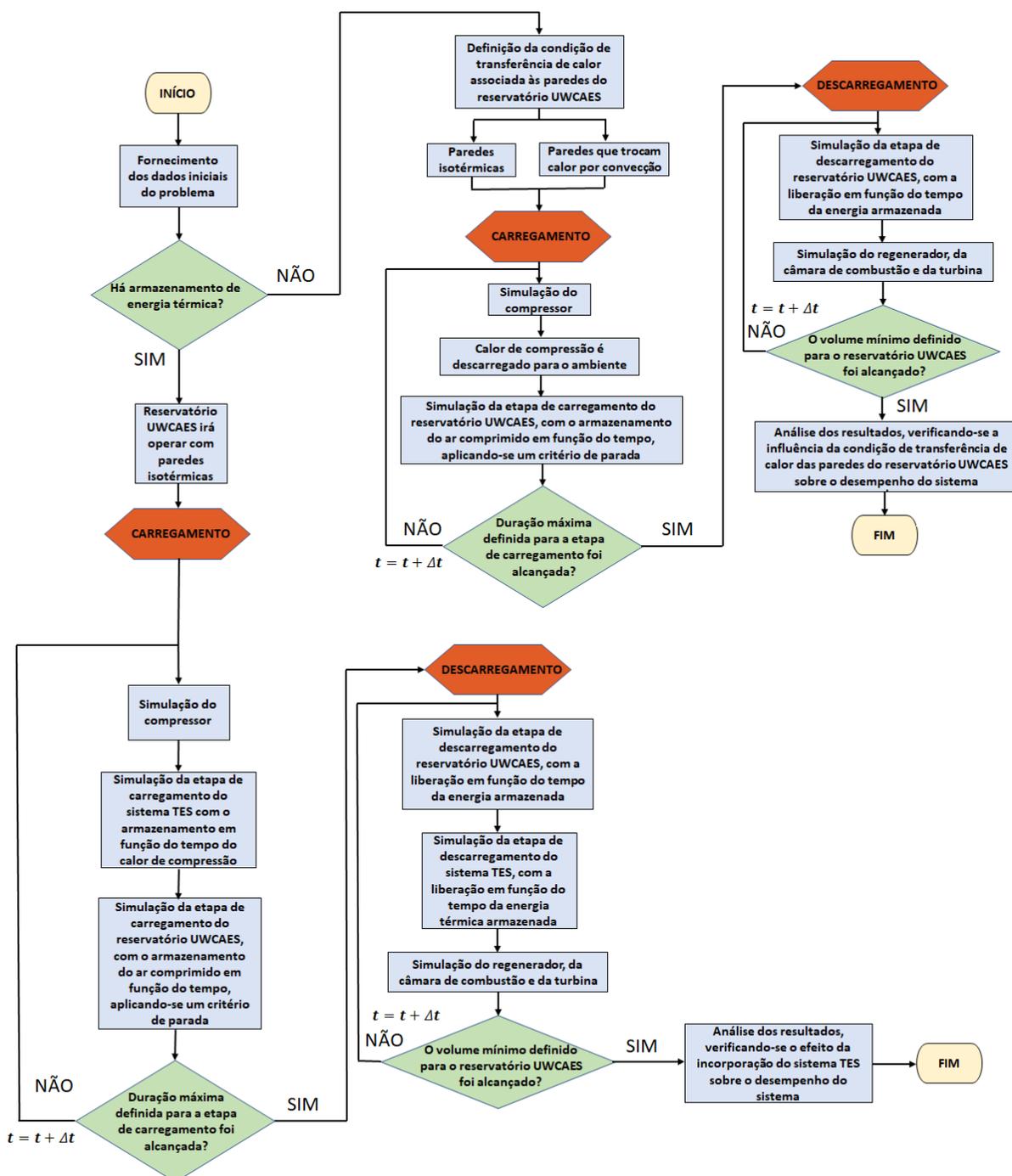
Figura 31 – Fluxograma simplificado do algoritmo numérico desenvolvido para a análise dos sistemas CAES com armazenamento de ar a volume constante



Fonte: O Autor, 2020.

Já a Figura 32 apresenta um diagrama de fluxo simplificado que representa o algoritmo numérico desenvolvido para a modelagem e simulação do sistema CAES com armazenamento de ar a pressão constante. No fluxograma observa-se também a inclusão da análise envolvendo a aplicação de um sistema de armazenamento de energia térmica no sistema UWCAES com armazenamento de ar à temperatura constante.

Figura 32 – Fluxograma simplificado do algoritmo numérico desenvolvido para a análise dos sistemas CAES com armazenamento de ar a pressão constante, considerando também a incorporação do sistema TES



4.7 VALIDAÇÃO DOS MODELOS DOS RESERVATÓRIOS DE ARMAZENAMENTO DE AR COMPRIMIDO

A validação dos modelos do reservatório de armazenamento de ar comprimido do sistema CAES com armazenamento a volume constante foi realizada com base nos resultados apresentados em He et al. (2017) para um sistema CAES de grande escala, considerando dados de operação da planta CAES instalada em Huntorf na Alemanha. A Tabela 2 apresenta os dados de entrada relativos à planta de Huntorf utilizados para a validação desses modelos.

Tabela 2 - Principais parâmetros operacionais da planta CAES instalada em Huntorf considerados para a validação dos modelos do armazenador de ar comprimido com volume constante

Parâmetros	Valores
Volume da caverna V , m ³	3×10^5
Temperatura do ar na entrada da caverna T_{ent} , K	~ 323
Temperatura inicial das paredes da caverna T_0 , K	~ 323
Temperatura inicial do ar armazenado na caverna $T_{inicial}$, K	~ 323
Pressão inicial do ar armazenado na caverna $p_{inicial}$, bar	43
Vazão massica do compressor \dot{m}_{ar} , kg/s	108
Raio médio da caverna r , m	20
Pressão operacional mínima da caverna p_1 , bar	43
Pressão operacional máxima da caverna p_2 , bar	70
Coefficiente de transferência de calor por convecção h_{conv} , W/(m ² ·K)	30
Área superficial assumida para a caverna A_{par} , m ²	5×10^4
Constante do ar R , J/(kg·K)	287
Densidade da rocha ρ_R , kg/m ³	2100
Calor específico da rocha $c_{p,R}$, J/(kg·K)	840
Condutividade térmica da rocha k_R , W/(m·K)	4

Fonte: Adaptado de He et al., (2017).

A Tabela 3 apresenta a comparação entre alguns resultados obtidos através dos modelos e alguns resultados disponíveis em He et al., 2017. Como os desvios percentuais calculados encontram-se dentro de uma faixa aceitável, foi concluído que os modelos do armazenador de ar comprimido são válidos para o desenvolvimento do presente estudo. Os maiores desvios foram observados para o modelo do reservatório cujas paredes trocam calor por convecção com o ar armazenado, o que se deve principalmente aos erros associados à correlação utilizada para a determinação do coeficiente convectivo, bem como ao modelo de transferência de calor adotado para a difusão de calor na rocha e às incertezas ligadas aos valores adotados para determinadas propriedades.

Tabela 3 - Comparativo entre alguns resultados obtidos através dos modelos do armazenador isocórico de ar comprimido desenvolvidos e os resultados disponíveis em He *et al.*, (2017)

Variáveis	Paredes isotérmicas			Paredes adiabáticas			Paredes trocando calor por convecção		
	He et al. (2017)	Modelo	Desvio [%]	He et al. (2017)	Modelo	Desvio [%]	He et al. (2017)	Modelo	Desvio [%]
Tempo de carregamento [h]	22,47	22,47	0,00	16,05	16,05	0,00	18,97	19,71	3,90
Massa de ar armazenada [kg]	8.736.336	8.737.740	0,02	6.240.240	6.241.212	0,02	7.375.500	7.662.924	3,90
Máxima exergia armazenada [MWh]	838	833	0,60	603	600	0,50	711	734	3,23
Exergia armazenada considerando a destruição na válvula de expansão [MWh]	783	773	1,28	567	561	1,06	664	689	3,76

Fonte: O Autor, 2020.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

O presente trabalho propõe diferentes análises relacionadas a um sistema de armazenamento de energia por ar comprimido de pequena escala, considerando diferentes modos de operação para o sistema. Nesse capítulo serão apresentados os principais resultados obtidos a partir dos modelos computacionais desenvolvidos, sendo tecidas discussões e análises pertinentes.

Inicialmente serão apresentados os principais resultados obtidos com relação ao sistema CAES com reservatório isocórico, considerando as diferentes condições de transferência de calor impostas às paredes desse reservatório. Em seguida serão apresentados os resultados relativos ao sistema CAES com armazenamento de ar à pressão constante, realizando-se comparações pontuais com relação aos sistemas CAES com reservatório isocórico. Por fim é analisada a incorporação de um sistema de armazenamento de energia térmica ao modelo do sistema CAES isobárico com armazenamento isotérmico, verificando-se os benefícios da integração do sistema TES dos pontos de vista energético, exergético e de consumo de combustível.

5.1 RESULTADOS RELATIVOS AO SISTEMA CAES COM RESERVATÓRIO ISOCÓRICO

A Tabela 4 apresenta os principais dados de entrada necessários para a modelagem do sistema CAES com armazenamento de ar a volume constante, considerando as três condições de transferência de calor investigadas para as paredes do reservatório nesse caso. As propriedades da rocha consideradas para a modelagem no caso da caverna com paredes que trocam calor por convecção com o ar armazenado são as mesmas apresentadas na Tabela 2.

Tabela 4 - Dados de entrada para a simulação do sistema CAES de pequena escala com reservatório isocórico, considerando as três condições de troca térmica investigadas para as paredes da caverna

Parâmetros de entrada dos modelos	Valores
Pressão ambiente p_0 , kPa	101,325
Temperatura ambiente T_0 , K	298,15
Vazão massica de ar na entrada do compressor \dot{m}_1 , kg/s	0,3058
Vazão mássica de gás natural \dot{m}_{GN} , kg/s	0,00259
Poder calorífico inferior do gás natural PCI_{GN} , kJ/kg	44581
Efetividade do regenerador ε_{reg} , adm	0,79
Razão de pressão do compressor, adm	10
Razão de pressão da turbina, adm	4
Razão dos calores específicos do ar γ_{ar} , adm	1,400
Razão dos calores específicos dos produtos da combustão γ_{pr} , adm	1,344
Aceleração da gravidade g , m ²	9,81
Volume do armazenador de ar V , m ³	500
Altura da caverna cilíndrica H_{CAES} , m	30
Temperatura do ar inicialmente armazenado $T_{inicial}$, K	298,15
Pressão operacional mínima do reservatório p_{min} , kPa	405,30
Pressão operacional máxima do reservatório p_{max} , kPa	1013,25

Fonte: O Autor, 2020.

Os principais resultados relativos à análise energética considerando o reservatório isocórico com paredes isotérmicas são apresentados na Tabela 5.

Tabela 5 - Principais resultados da simulação do sistema CAES com reservatório isocórico com armazenamento isotérmico

Parâmetros	Valores
Tempo de carregamento t_{car}, h	3,23
Tempo de descarregamento t_{desc}, h	3,23
Potência de acionamento do compressor \dot{W}_{comp}, kW	127,05
Potência gerada pela turbina \dot{W}_{turb}, kW	80,63
Eficiência de ida e volta do sistema CAES η_{RT}, %	33,25

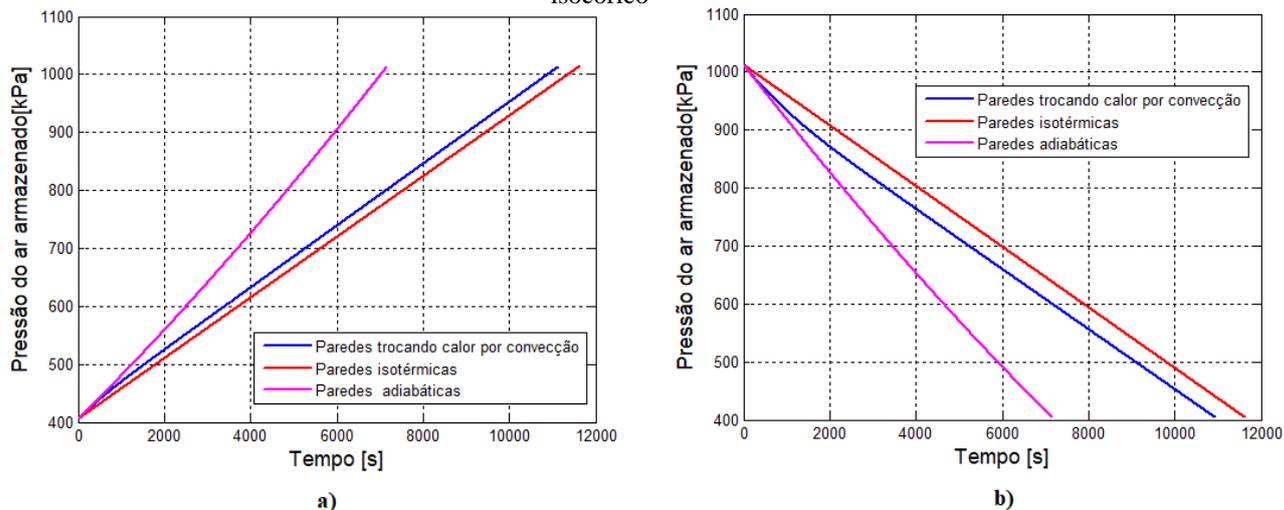
Fonte: O Autor, 2020.

No caso do armazenador com paredes isotérmicas, o ar comprimido deixa o reservatório a uma temperatura constante igual à temperatura de armazenamento. Assim, as temperaturas dos diferentes estados termodinâmicos do trem de expansão também serão constantes, bem como a taxa de consumo de combustível na câmara de combustão. A adaptação da microturbina para operar como um sistema CAES faz com que toda a energia gerada pela turbina se configure como energia útil disponível, uma vez que nesses sistemas os trens de compressão e expansão operam em períodos distintos, enquanto que em turbinas a

gás geralmente uma parcela considerável da energia gerada no trem de expansão é utilizada no acionamento do trem de compressão.

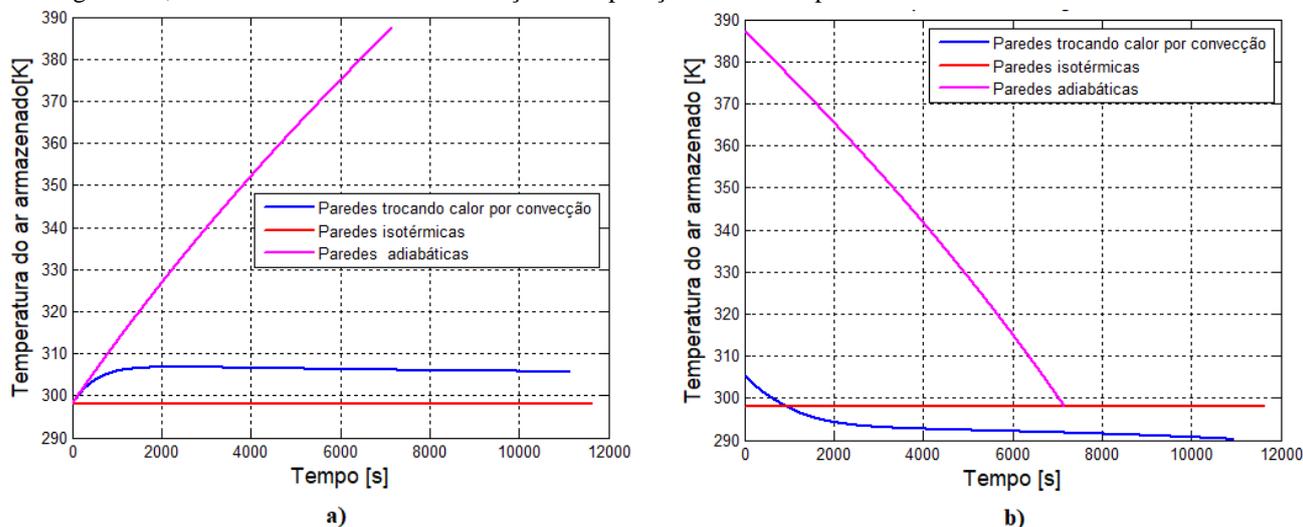
As Figuras 33 e 34 apresentam respectivamente as variações na pressão e na temperatura do ar armazenado no interior do reservatório em função do tempo durante as etapas de carregamento e descarregamento para o sistema CAES analisado, levando em conta as três condições de transferência de calor investigadas para as paredes do reservatório de armazenamento de ar comprimido. Como pode-se observar através da Figura 33a, para os três cenários considerados, o processo de carregamento se inicia com a pressão do ar armazenado sendo igual à pressão mínima de operação do reservatório e termina quando a pressão do ar armazenado se iguala à pressão máxima de operação da caverna. Analogamente, na Figura 33b a etapa de descarregamento do sistema se inicia na pressão máxima de operação e continua até o momento em que a pressão do ar armazenado se iguala à pressão mínima de operação. As diferentes condições térmicas impostas às paredes do reservatório levam às diferentes durações observadas para as etapas de carregamento e descarregamento do reservatório. Através da Figura 34a observa-se que a temperatura do ar armazenado no reservatório com paredes que trocam calor por convecção com o ar não varia muito em comparação com o cenário isotérmico uma vez que a maior parte da energia térmica que vai sendo acumulada é perdida através das paredes do reservatório. Já no caso do armazenador com paredes adiabáticas a medida que a quantidade de ar armazenada aumenta, a temperatura do ar armazenado aumenta de forma considerável, uma vez que nenhuma parcela da energia térmica acumulada é perdida através das paredes. Com o aumento da massa e da temperatura do ar armazenado tem-se que a pressão do ar no interior do reservatório irá aumentar de forma mais acelerada, fazendo com que a pressão máxima de operação da caverna seja alcançada em um menor tempo nesse caso. Na Figura 34b observa-se que em um certo instante da etapa de descarregamento a temperatura do ar armazenado no reservatório com paredes que trocam calor por convecção torna-se inferior à temperatura das paredes do reservatório (temperatura constante adotada no cenário de armazenamento isotérmico).

Figura 33 - Pressão do ar armazenado em função do tempo durante as etapas de a) carregamento e b) descarregamento, levando em conta as três condições de operação analisadas para o reservatório CAES isocórico



Fonte: O Autor, 2020.

Figura 34 - Temperatura do ar armazenado em função do tempo durante as etapas de a) carregamento e b) descarregamento, levando em conta as três condições de operação analisadas para o reservatório CAES isocórico



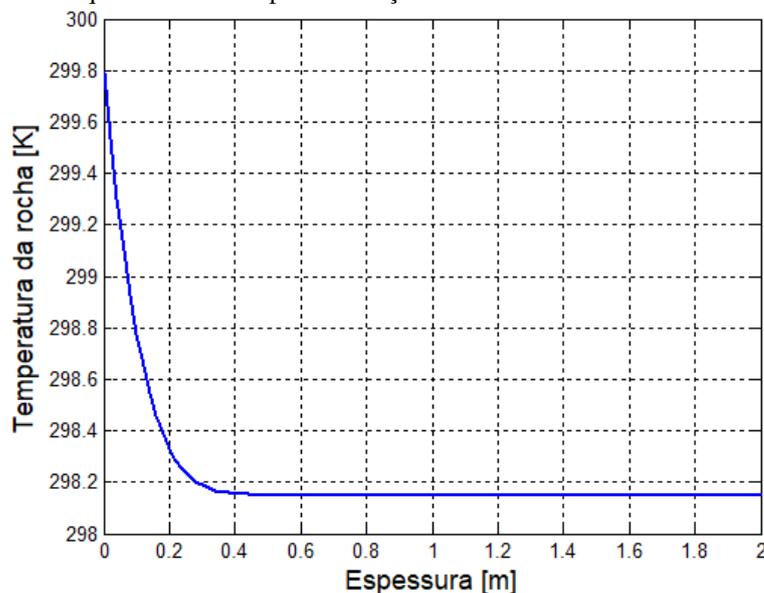
Fonte: O Autor, 2020.

Durante a etapa de carregamento dos reservatórios com paredes isotérmicas e com paredes que trocam calor por convecção, a massa de ar armazenada na caverna é consideravelmente superior à armazenada no reservatório adiabático, considerando um mesmo volume de armazenamento, em virtude das temperaturas consideravelmente menores alcançadas pelo ar armazenado naqueles casos. Como menos ar é armazenado no caso do armazenador adiabático, tem-se conseqüentemente que menos energia poderá ser gerada através do trem de expansão durante a etapa de descarregamento desse sistema.

O cenário mais próximo da realidade corresponde ao do reservatório com paredes que trocam calor por convecção com o ar armazenado. Vale salientar que em virtude da elevada

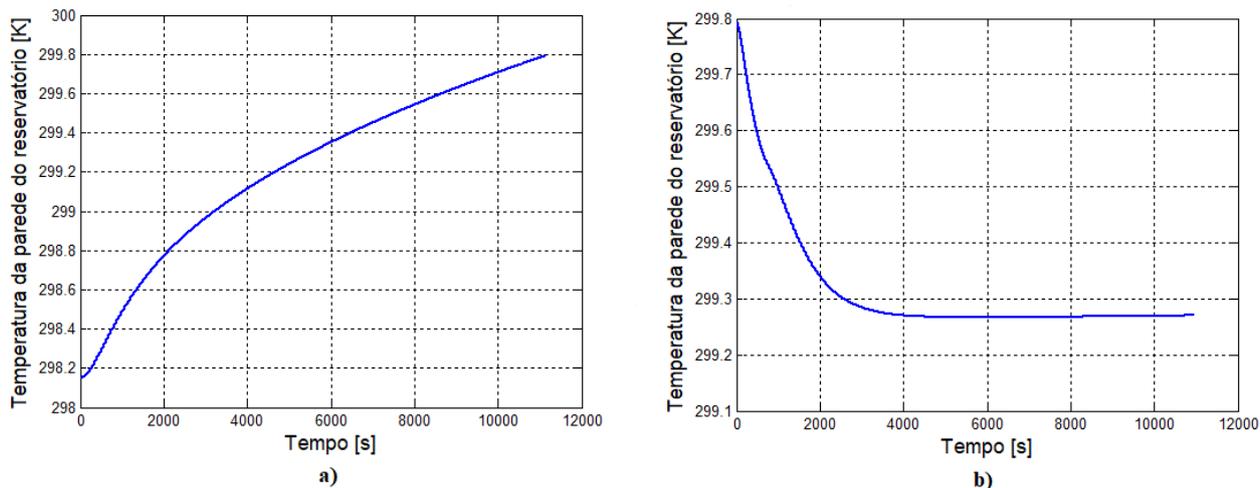
inércia térmica da rocha circundante, o calor que é transferido do ar armazenado para as paredes da caverna irá alcançar pequenas profundidades do corpo rochoso, como pode ser observado na Figura 35, que apresenta o perfil de temperatura da rocha que circunda a caverna utilizada como reservatório ao final da etapa de carregamento. Observa-se que o calor absorvido pela rocha se dissipa em uma espessura máxima de aproximadamente 0,3 m, ponto a partir do qual a temperatura da rocha permanece constante e igual à temperatura assumida inicialmente. A Figura 36 por sua vez mostra a variação em função do tempo da temperatura das paredes desse reservatório durante as etapas de carregamento e descarregamento do sistema. Observa-se que a temperatura das paredes varia muito pouco ao longo de todo o processo, mantendo-se praticamente constante.

Figura 35 - Perfil de temperatura, ao fim da etapa de carregamento, da rocha que circunda a caverna com paredes que trocam calor por convecção com o ar armazenado



Fonte: O Autor, 2020.

Figura 36 – Variação em função do tempo da temperatura das paredes da caverna que troca calor por convecção com o ar armazenado ao longo das etapas de a) carregamento e b) descarregamento

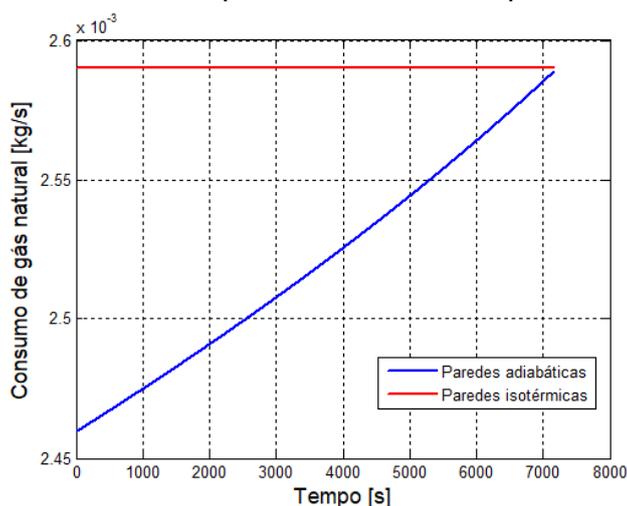


Fonte: O Autor, 2020.

Fixando o valor da potência que deve ser gerada pela turbina como sendo igual ao valor apresentado na Tabela 5 para o caso do reservatório com paredes isotérmicas, a Figura 37 apresenta o consumo de combustível na câmara de combustão em função do tempo de descarregamento, considerando o cenário do sistema CAES com reservatório adiabático, traçando-se um comparativo com o valor constante registrado no cenário isotérmico. No início da etapa de descarregamento do sistema CAES com armazenamento adiabático, o ar deixa o reservatório a uma maior temperatura, e assim uma quantidade um pouco menor de combustível deverá ser consumida na câmara de combustão para que a turbina entregue a mesma potência. A medida que a etapa de descarregamento avança, o ar deixa o reservatório a uma temperatura cada vez menor, sendo necessário o consumo de quantidades cada vez maiores de gás natural para elevar a temperatura desse ar. No momento no qual a pressão do ar armazenado se iguala à pressão mínima de operação da caverna, o ciclo de trabalho se encerra e o consumo de combustível se iguala ao consumo constante registrado no cenário de armazenamento isotérmico. A Figura 38 por sua vez mostra o consumo de gás natural em função do tempo durante a etapa de descarregamento do sistema CAES com o reservatório com paredes que trocam calor por convecção com o ar armazenado, novamente tendo como referência os valores constantes registrados para o sistema CAES com armazenamento isotérmico. Como ilustrado na Figura 34b, a etapa de descarregamento se inicia com o ar deixando o reservatório a uma temperatura um pouco superior à temperatura ambiente, e isso explica os valores um pouco menores observados para o consumo de gás natural no início dessa etapa. A medida que a etapa de descarregamento avança, o ar deixa o reservatório a

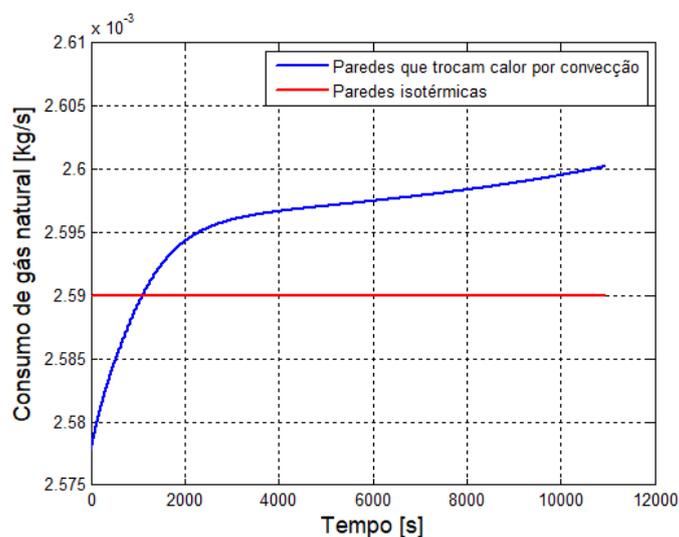
menores temperaturas observando-se um gradual aumento no consumo de gás natural. Nesse caso inclusive o consumo de gás natural ultrapassa o valor constante observado para o sistema CAES com armazenamento isotérmico, uma vez que a temperatura alcançada pelo ar armazenado torna-se inferior à temperatura inicial em determinado momento da etapa de descarregamento. A tendência do consumo de gás natural em função do tempo é importante para entender como se dá a destruição de exergia nos principais componentes do trem de expansão durante a etapa de descarregamento.

Figura 37 – Comparativo do consumo de gás natural na câmara de combustão dos sistemas CAES isocóricos com reservatórios com paredes adiabáticas e com paredes isotérmicas



Fonte: O Autor, 2020.

Figura 38 – Comparativo do consumo de gás natural na câmara de combustão dos sistemas CAES isocóricos com reservatórios com paredes isotérmicas e com paredes que trocam calor por convecção com o ar



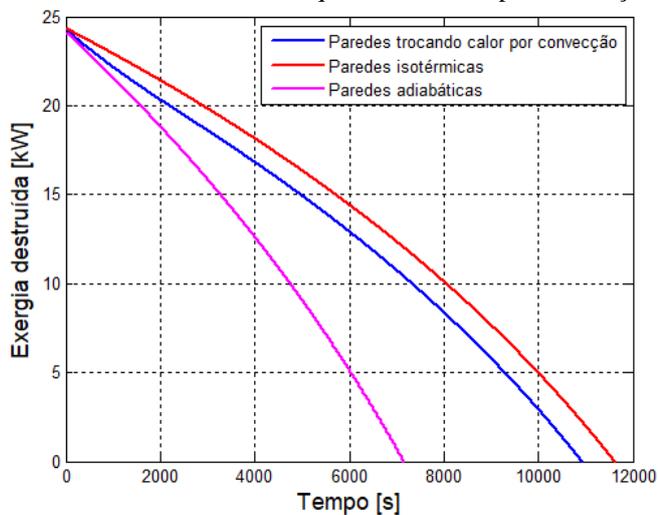
Fonte: O Autor, 2020.

A Figura 39 apresenta a exergia destruída na válvula de expansão em função do tempo ao longo do estágio de descarregamento. Observa-se o mesmo comportamento para os três cenários investigados, variando apenas em virtude da duração da etapa de descarregamento para cada caso. O ar deixa o reservatório na pressão de armazenamento, sendo expandido na válvula até a pressão de entrada da turbina. A medida que a pressão de armazenamento diminui em virtude da menor quantidade de ar estocada, a taxa de destruição de exergia na válvula de expansão também diminui, chegando a zero quando a pressão de armazenamento atinge o valor mínimo de operação do sistema, momento no qual o ciclo de trabalho se encerra. Considerando a estimativa de uma eficiência exergética para a válvula de expansão, dada pela razão entre a exergia associada ao fluxo de ar comprimido que deixa esse componente e a exergia associada a esse fluxo na entrada da válvula, a Figura 40 a seguir apresenta um gráfico dessa eficiência ao longo da etapa de descarregamento, considerando novamente as três condições investigadas para as paredes da caverna utilizada como armazenador isocórico. Observa-se na Figura 40 um padrão similar para os três casos, com variação apenas na duração do processo de descarregamento de cada um dos sistemas, exatamente como o registrado na Figura 39. No início da etapa de descarregamento do sistema CAES com armazenamento isotérmico por exemplo, a válvula de expansão apresentaria uma eficiência exergética máxima de aproximadamente 60%, o que significa que cerca de 40% da exergia disponível na corrente de ar comprimido que entra na válvula de expansão desse sistema nesse momento é destruída. Com o avanço da etapa de descarregamento, a eficiência exergética nos três cenários aumenta na proporção em que a pressão de armazenamento e consequentemente a taxa de destruição de exergia da válvula de expansão diminuem.

A Figura 41 apresenta a taxa de destruição de exergia nos três principais componentes do trem de expansão – regenerador, câmara de combustão e turbina - para o sistema CAES com reservatório com paredes adiabáticas. Observa-se o aumento da taxa de destruição de exergia em cada um desses componentes, em virtude do gradual aumento no consumo de gás natural, a medida que a pressão e a temperatura do ar armazenado diminuem. É possível inclusive verificar na Figura 41 a mesma tendência observada no gráfico da taxa de consumo de gás natural do sistema CAES com armazenamento adiabático apresentado na Figura 37. A Figura 42 apresenta o gráfico das eficiências exergéticas desses três componentes do sistema CAES com armazenamento adiabático ao longo da etapa de descarregamento. Observa-se a diminuição da eficiência exergética desses componentes a medida que a etapa de descarregamento avança, em virtude do maior consumo de gás natural e do consequente

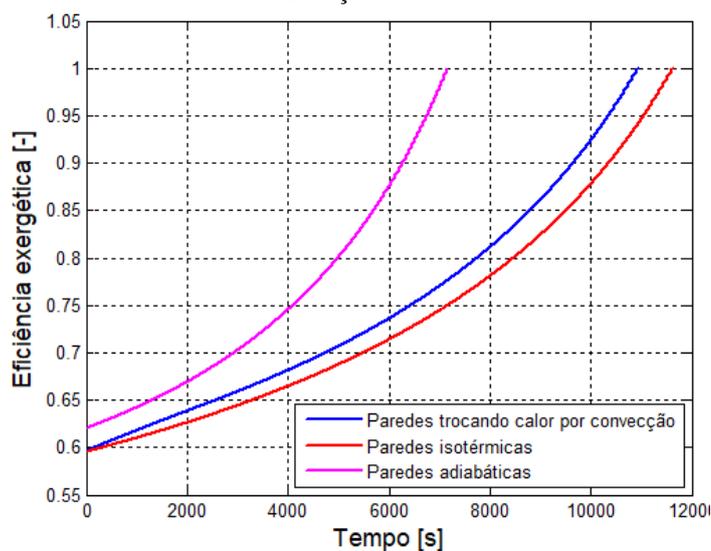
aumento na taxa de destruição de exergia associada a cada um desses componentes, conforme ilustrado na Figura 41.

Figura 39 - Taxa de destruição de exergia da válvula de expansão em função do tempo para os sistemas CAES com reservatório com paredes isotérmicas, adiabáticas e que trocam calor por convecção com o ar armazenado



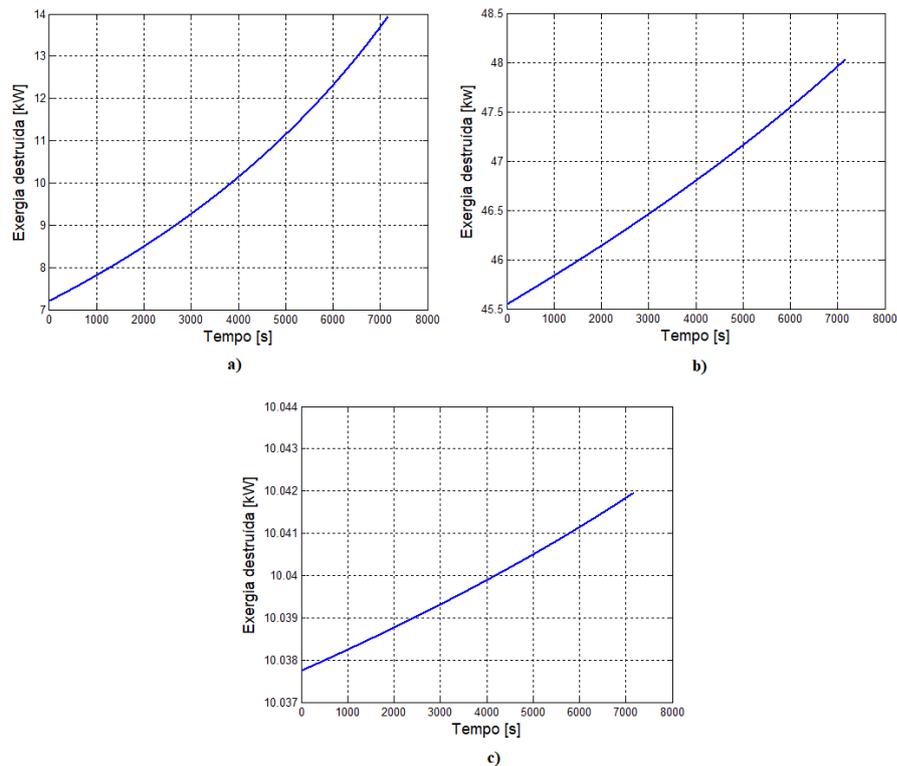
Fonte: O Autor, 2020.

Figura 40 – Estimativa, em função do tempo de descarregamento, de uma eficiência exergética para a válvula de expansão dos sistemas CAES com reservatório com paredes isotérmicas, adiabáticas e que trocam calor por convecção



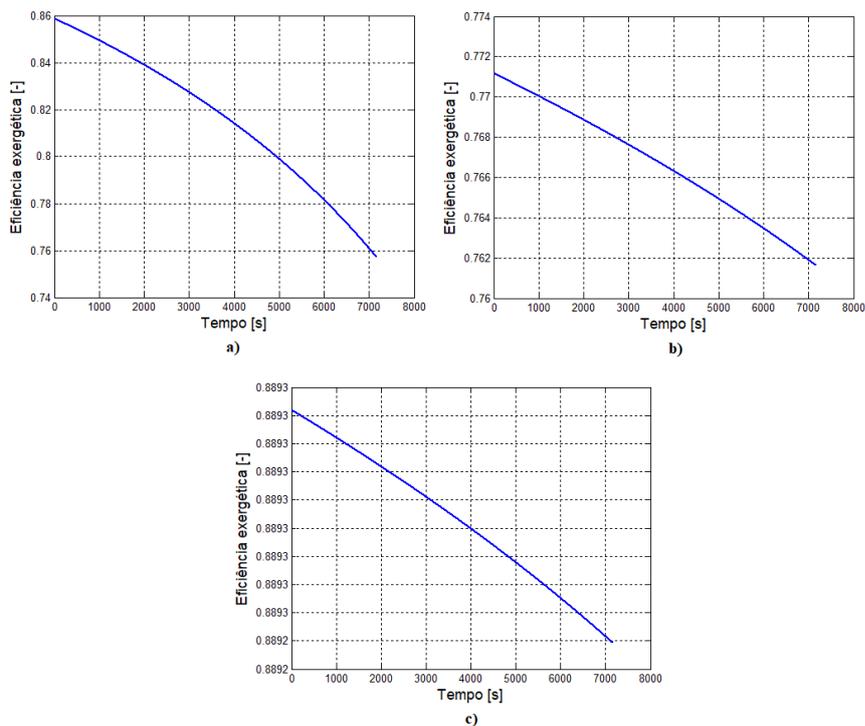
Fonte: O Autor, 2020.

Figura 41 - Taxas de destruição de exergia em função do tempo de descarregamento a) do regenerador, b) da câmara de combustão e c) da turbina do sistema CAES isocórico com armazenamento adiabático



Fonte: O Autor, 2020.

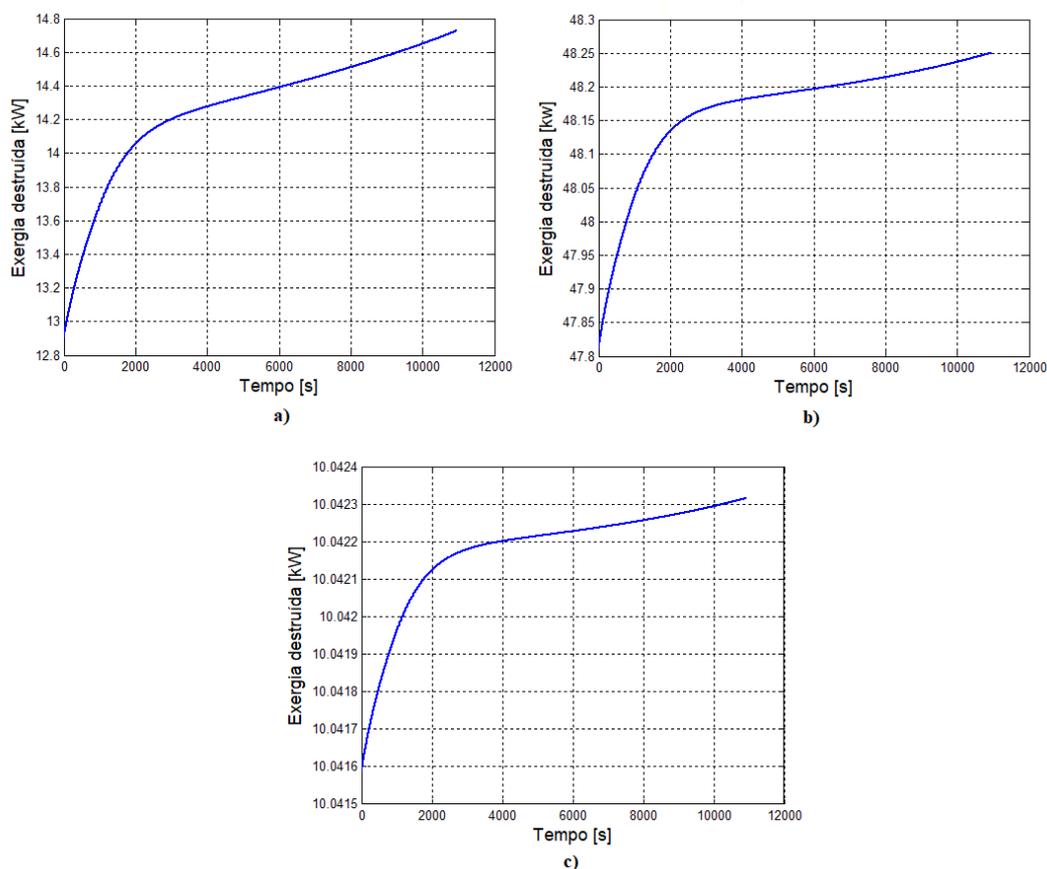
Figura 42 – Eficiências exergéticas em função do tempo de descarregamento a) do regenerador, b) da câmara de combustão e c) da turbina do sistema CAES isocórico com armazenamento adiabático



Fonte: O Autor, 2020.

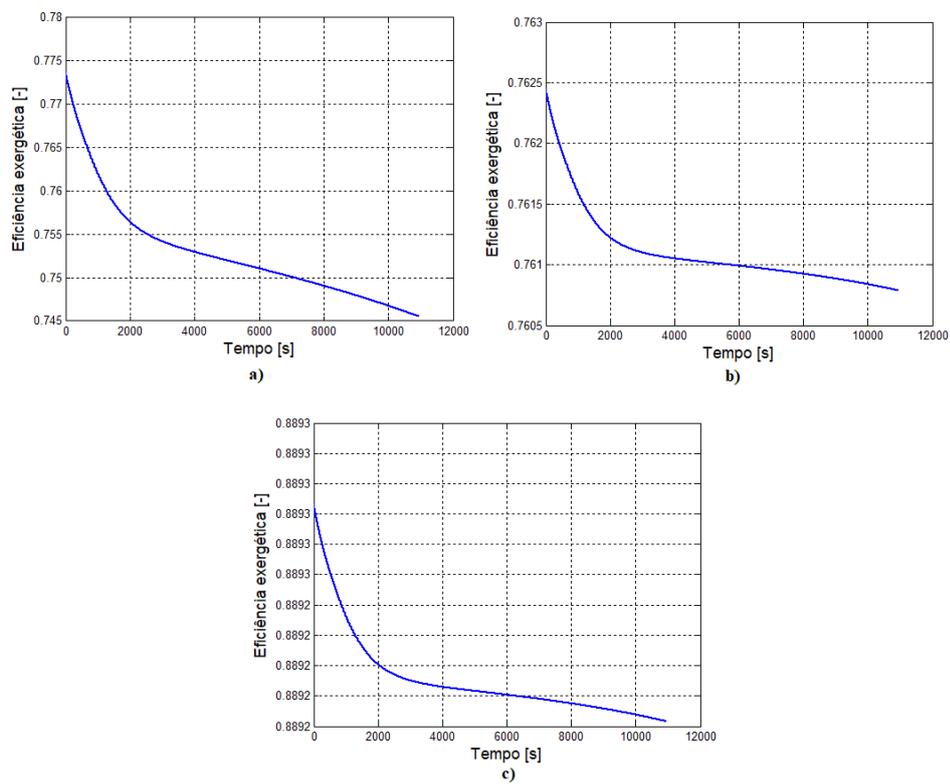
A Figura 43 por sua vez mostra a taxa de destruição de exergia nos mesmos três componentes do trem de expansão, considerando agora o processo de descarregamento do sistema CAES com reservatório com paredes que trocam calor por convecção com o ar armazenado. Pode-se observar a mesma tendência entre os três gráficos da Figura 43 e o gráfico da taxa de consumo de gás natural na câmara de combustão desse sistema, apresentado na Figura 38. A Figura 44 apresenta o gráfico das eficiências exergéticas desses três componentes para esse sistema CAES. A diminuição da eficiência exergética desses três componentes é reflexo do aumento observado ao longo da etapa de descarregamento da taxa de destruição de exergia associada a cada um desses componentes, ilustrado na Figura 43.

Figura 43 - Taxas de destruição de exergia em função do tempo de descarregamento a) do regenerador, b) da câmara de combustão e c) da turbina do sistema CAES isocórico com reservatório com paredes que trocam calor por convecção



Fonte: O Autor, 2020.

Figura 44 - Eficiências exergéticas a) do regenerador, b) da câmara de combustão e c) da turbina em função do tempo de descarregamento para o sistema CAES isocórico com reservatório com paredes que trocam calor por convecção



Fonte: O Autor, 2020.

A Tabela 6 apresenta os principais resultados obtidos para o sistema CAES com reservatório isocórico, considerando os três cenários investigados. Como afirmado anteriormente, esses resultados foram calculados levando em conta uma potência de geração da turbina constante e igual à apresentada na Tabela 5. Observa-se uma eficiência de ida e volta um pouco superior para o sistema CAES com armazenamento adiabático em virtude do consumo médio de combustível um pouco menor nesse caso. O sistema CAES com reservatório com paredes isotérmicas é o que apresenta o ciclo de trabalho mais longo armazenando a maior massa de ar comprimido. A maior massa de ar armazenada é o principal fator responsável na determinação da capacidade de armazenamento de exergia da caverna (HE et al., 2017), sendo, portanto, o sistema CAES com reservatório com paredes isotérmicas o responsável pelo maior armazenamento de exergia. Por ter o ciclo de trabalho com maior duração, o sistema CAES com armazenamento isotérmico é também o que apresenta maior destruição total de exergia por ciclo de trabalho. Essa exergia total destruída leva em conta a exergia total destruída em cada componente ao longo de um ciclo de trabalho completo.

Tabela 6 - Principais resultados obtidos para o sistema CAES com reservatório isocórico analisado, considerando os três cenários investigados

Variáveis	Paredes isotérmicas	Paredes adiabáticas	Paredes trocando calor por convecção
Tempo de carregamento, h	3,23	1,99	3,10
Tempo de descarregamento, h	3,23	1,99	3,04
Massa de ar armazenada, kg	5920	4557	5775
Consumo total de gás natural na câmara de combustão, kg	30,09	18,03	28,37
Eficiência de ida e volta, %	33,25	33,68	32,88
Máxima exergia armazenada no reservatório, MJ	581,2	364,0	560,5
Exergia armazenada considerando a destruição na válvula de expansão, MJ	418,8	268,1	414,5
Exergia total destruída no sistema CAES por ciclo de trabalho, MJ	1760,7	1044,1	1696,4
Eficiência exergética global do sistema, %	32,58	33,01	32,22

Fonte: O Autor, 2020.

O consumo total de gás natural na câmara de combustão dos sistemas CAES analisados está diretamente associado à duração da etapa de descarregamento para cada caso. Como esperado, conforme apresentado na Tabela 6, o sistema CAES com armazenamento adiabático é o que apresenta um menor consumo total de combustível por conta do processo de descarregamento com menor duração. Apesar de apresentar uma taxa média de consumo de combustível ligeiramente superior à do sistema CAES com armazenamento isotérmico, o sistema CAES com reservatório com paredes que trocam calor por convecção apresenta um consumo total de gás natural inferior ao registrado para aquele cenário.

Observa-se que a condição térmica das paredes da caverna exerce grande influência sobre a capacidade de armazenamento de exergia do reservatório. Como exemplo, verifica-se que o reservatório com paredes isotérmicas pode armazenar até 37,4% mais exergia que a caverna com armazenamento adiabático considerando o mesmo volume e a mesma faixa de pressão de armazenamento.

Pela Tabela 6 observa-se que em média entre 26% e 28% da exergia armazenada no reservatório CAES é destruída na válvula de expansão. Esse problema pode ser solucionado através da utilização de um armazenador isobárico, que dispensa a instalação da válvula de expansão, evitando assim a destruição de uma quantidade considerável de exergia.

A Tabela 6 exibe ainda a eficiência exergética global calculada para o sistema CAES com armazenamento de ar a volume constante levando em conta as três condições de transferência de calor assumidas para as paredes da caverna de armazenamento de ar comprimido. É observada uma maior eficiência exergética para o sistema CAES com armazenamento adiabático. As eficiências exergéticas globais calculadas são um pouco inferiores às eficiências de ida e volta determinadas para cada caso.

A Tabela 7 apresenta as eficiências exergéticas do compressor, do intercooler e do reservatório CAES, e as eficiências exergéticas médias calculadas para o regenerador, a turbina e a câmara de combustão considerando as três configurações investigadas. Como não há variação na temperatura de armazenamento e conseqüentemente na taxa de consumo de combustível no caso do sistema CAES com armazenamento isotérmico, as eficiências exergéticas dos três componentes do trem de expansão desse sistema são constantes. Observa-se que as eficiências exergéticas do compressor e do intercooler, que são os componentes do trem de compressão, são iguais para todos os cenários, enquanto as do reservatório CAES, do regenerador e da câmara de combustão variam muito pouco de um cenário para outro. Como a potência de geração da turbina deve ser constante, a eficiência exergética da turbina também não irá se alterar entre os cenários analisados. O componente com menor eficiência exergética é sem dúvidas o intercooler instalado antes do reservatório CAES para resfriar o ar comprimido antes do armazenamento. Isso faz sentido, uma vez que esse equipamento desperdiça uma grande quantidade de energia útil disponível no ar que deixa o compressor, que é simplesmente rejeitada para o meio ambiente, fazendo com que a maior parcela da exergia que entra nesse equipamento não seja aproveitada. O reservatório CAES com menor eficiência exergética é o que possui paredes que trocam calor por convecção, uma vez que uma parcela maior da exergia que é entregue a esse componente é perdida através das suas paredes.

Tabela 7 - Eficiências exergéticas dos principais componentes do sistema CAES com armazenamento a volume constante, levando em conta as três configurações analisadas

Componentes	Eficiências exergéticas, %		
	Paredes isotérmicas	Paredes adiabáticas	Paredes trocando calor por convecção
Compressor	84,48	84,48	84,48
Trocador de calor - Intercooler	22,29	22,29	22,29
Reservatório CAES	83,12	84,46	80,56
Regenerador	77,54	81,62	75,28
Câmara de Combustão	76,14	76,67	76,11
Turbina	88,92	88,92	88,92

Fonte: O Autor, 2020.

A Tabela 8 apresenta a exergia total destruída por cada um dos componentes do sistema CAES analisado. A Figura 45 por sua vez apresenta o percentual de participação de cada um desses componentes sobre a destruição total de exergia ao longo de um ciclo completo de trabalho do sistema, levando novamente em conta os três cenários analisados no presente estudo. A tendência é muito parecida para os três casos, sendo observado que os componentes dominantes na destruição de exergia são a câmara de combustão e o trocador calor utilizado para resfriar o ar antes do armazenamento, responsáveis em média por respectivamente 31,5% e 24,5% da exergia total destruída. Embora a câmara de combustão seja o elemento responsável pelo maior percentual da exergia total destruída, esta é fundamental para o funcionamento de um sistema CAES diabático de pequeno porte, sendo responsável por aumentar a temperatura do ar comprimido antes da sua expansão através da turbina, contribuindo assim para uma maior geração de energia. A grande destruição de exergia no intercooler pode ser mitigada através da substituição desse equipamento por um sistema TES, que poderia aproveitar uma grande parcela do calor de compressão e da exergia que, na configuração atual, é simplesmente rejeitada para o ambiente. Observa-se ainda que o percentual de exergia destruída na válvula de expansão é maior do que o observado para a turbina. Como afirmado anteriormente, um sistema CAES com reservatório isobárico poderia dispensar a instalação desse equipamento, suprimindo essa grande fonte de destruição de exergia. Vale salientar que é muito difícil melhorar a eficiência exergética de componentes como trocadores de calor, câmaras de combustão, turbinas e compressores (ZHANG et al.,

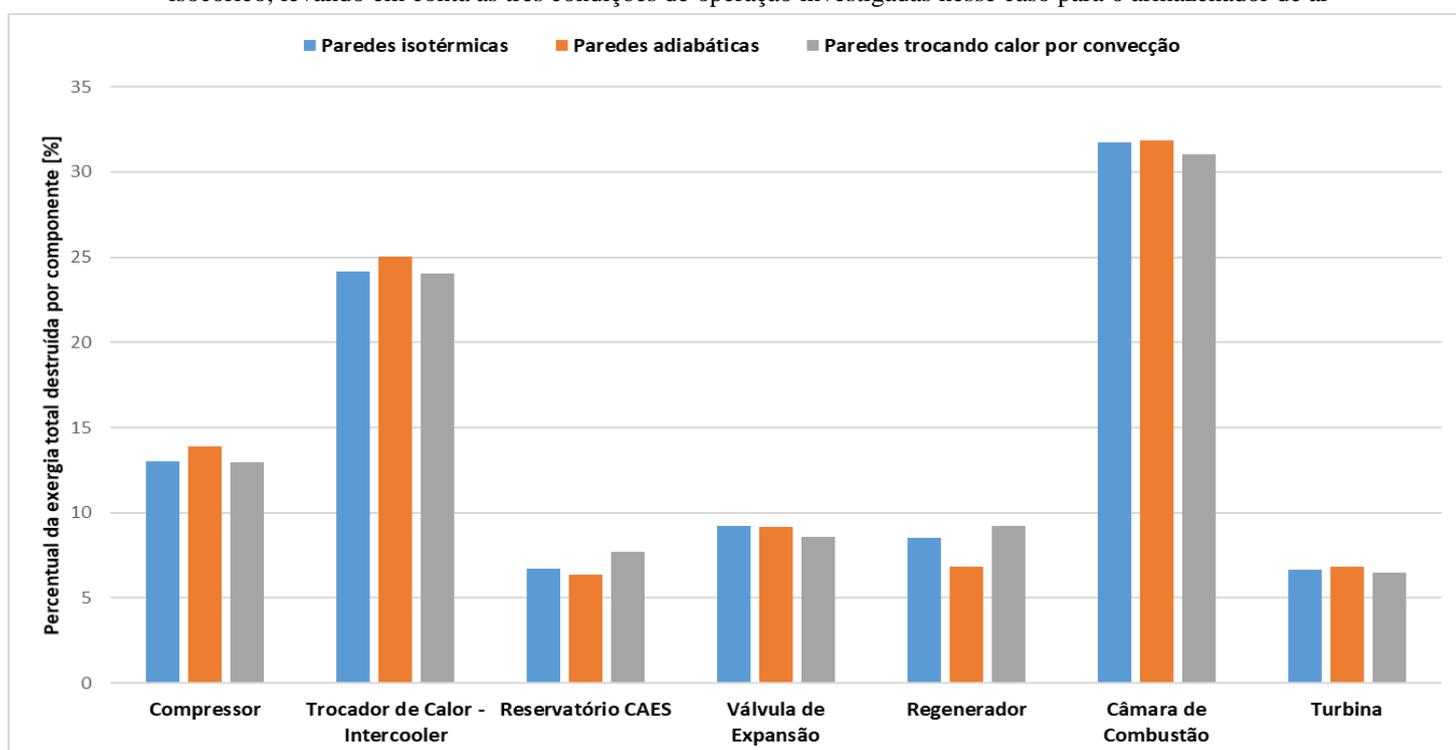
2019), sendo fundamental tentar estimar a exergia destruída em componentes que podem ser substituídos ou até suprimidos, com o intuito de explorar formas de diminuir a destruição de exergia ao longo do sistema.

Tabela 8 - Destruição total de exergia em cada um dos componentes do sistema CAES com armazenamento a volume constante, considerando os três cenários analisados

Componentes	Destruição de exergia em cada componente para um ciclo completo de trabalho do sistema, MJ		
	Paredes isotérmicas	Paredes adiabáticas	Paredes trocando calor por convecção
Compressor	229,0	141,1	219,6
Trocador de calor - Intercooler	425,7	262,3	408,2
Reservatório CAES	118,1	66,95	130,3
Válvula de expansão	162,4	95,93	146,0
Regenerador	150,2	71,70	156,0
Câmara de Combustão	558,6	334,2	526,4
Turbina	116,7	71,86	109,8

Fonte: O Autor, 2020.

Figura 45 - Percentual da exergia total destruída por cada componente do sistema CAES com reservatório isocórico, levando em conta as três condições de operação investigadas nesse caso para o armazenador de ar



Fonte: O Autor, 2020.

5.2 RESULTADOS RELATIVOS AO SISTEMA CAES COM RESERVATÓRIO ISOBÁRICO

A Tabela 9 apresenta os principais dados de entrada necessários para a modelagem do sistema CAES com armazenamento de ar à pressão constante. Como afirmado anteriormente, serão consideradas situações de armazenamento isotérmico e de armazenamento em um reservatório com paredes que trocam calor por convecção com o ar comprimido armazenado e com a água que circunda o reservatório. Os dados relativos à modelagem dos sistemas TES que serão incorporados ao sistema CAES com reservatório isobárico serão apresentados em outras tabelas. Pela Tabela 9 pode-se verificar uma menor razão de pressão adotada para o compressor em comparação com o valor apresentado na Tabela 4, em virtude da pressão de armazenamento permanecer constante ao longo do ciclo de trabalho. A temperatura da água do lago é considerada constante e igual à temperatura ambiente, sendo uniforme para todo o lago e não variando com a sua profundidade.

Tabela 9 - Dados de entrada para a simulação do sistema UWCAES, considerando duas condições de operação para o armazenador de ar comprimido

Parâmetros de entrada dos modelos	Valores
Pressão ambiente p_0 , kPa	101,325
Temperatura ambiente T_0 , K	298,15
Vazão massica de ar na entrada do compressor \dot{m}_1 , kg/s	0,3058
Vazão mássica de gás natural \dot{m}_{GN} , kg/s	0,00259
Razão de pressão do compressor, adm	4
Razão de pressão da turbina, adm	4
Volume mínimo do armazenador V_{min} , m ³	50
Duração da etapa de carregamento t_{car} , s	11618
Diâmetro interno do reservatório cilíndrico D_{cil} , m	4
Espessura do reservatório cilíndrico e_{res} , m	0,05
Temperatura do ar inicialmente armazenado $T_{inicial}$, K	298,15
Temperatura da água do lago $T_{agua,lago}$, K	298,15
Pressão de armazenamento do ar no reservatório CAES p_{armaz} , kPa	405,3
Densidade considerada para a água do lago $\rho_{agua,lago}$, kg/m ³	1000

Fonte: O Autor, 2020.

A cota de profundidade na qual o reservatório flexível deve ser instalado é calculada através da Equação (46) em função da pressão de armazenamento. Para que a pressão hidrostática exercida pela água que circunda o reservatório seja igual à pressão de armazenamento estipulada, o reservatório deverá estar a uma profundidade de:

$$z = \frac{p - p_0}{g \cdot \rho_{agua,lago}} = \frac{405300 - 101325}{9,81 \cdot 1000} = 30,99m \quad (92)$$

Dessa forma, o reservatório cilíndrico flexível deverá ser instalado a uma profundidade de aproximadamente 31 m. O reservatório da hidrelétrica da Chesf em Sobradinho na Bahia é o lago artificial teoricamente considerado para a instalação do sistema CAES com armazenamento de ar à pressão constante analisado. O reservatório de Sobradinho tem cerca de 320 km de extensão, com uma superfície de espelho d'água de 4214 km² e uma capacidade de armazenamento de 34,1 bilhões de metros cúbicos em sua cota nominal de 392,50 m (PORTAL CORPORATIVO DA CHESF, 2016). Essa cota nominal corresponde ao nível da superfície do reservatório com relação ao nível do mar. O reservatório de Sobradinho apresenta uma profundidade máxima da água de 32,5 m. Essa profundidade não tão grande deve-se em parte às turbinas empregadas no sistema de geração da planta, que são turbinas Kaplan, projetadas para operar com menores quedas e grandes volumes de água (TORTAJADA; ALTINBILEK; BISWAS, 2012). Apesar disso, nessa máxima profundidade o lago de Sobradinho poderia comportar o reservatório UWCAES imaginado. Um exemplo de um reservatório com uma profundidade capaz de garantir com maior folga a pressão de armazenamento necessária nesse estudo de caso seria o reservatório da Usina Hidrelétrica de Tucuruí, localizada no Pará e que é propriedade da Eletronorte. Nesse reservatório tem-se uma profundidade máxima de 72 m, que corresponde a uma profundidade mais que suficiente para garantir a profundidade de 31 m necessária (LA ROVERE; MENDES, 2000).

A Tabela 10 a seguir apresenta alguns resultados importantes obtidos para o sistema CAES com armazenamento de ar à pressão constante levando em conta a condição do reservatório com paredes isotérmicas. Considerando o sistema CAES com reservatório isocórico com paredes isotérmicas, a adaptação para o sistema CAES com armazenamento à pressão constante produz um aumento de aproximadamente 11,31% na sua eficiência de ida e volta. Esse aumento na eficiência de ida e volta se deve à menor potência de acionamento do compressor do sistema CAES com armazenamento isobárico em virtude da menor razão de compressão necessária nesse caso. Como a potência gerada pela turbina mantém-se no mesmo valor, a diminuição na potência de acionamento do compressor explica o aumento considerável na eficiência. Observa-se ainda que o comprimento máximo alcançado pelo reservatório flexível no formato de um cilindro horizontal tem um valor considerável, alcançando mais de sessenta metros, o que pode tornar inviável o projeto e a manufatura desse armazenador. Isso poderia ser solucionado por meio de uma série de partições que poderiam ser feitas nesse reservatório, dividindo-o em uma série de armazenadores cilíndricos de menores tamanhos. Como afirmado para o caso do sistema CAES com reservatório isocórico, a situação na qual as paredes do reservatório são consideradas isotérmicas faz com que o ar

seja armazenado a uma temperatura constante e igual à temperatura fixada para as paredes do armazenador.

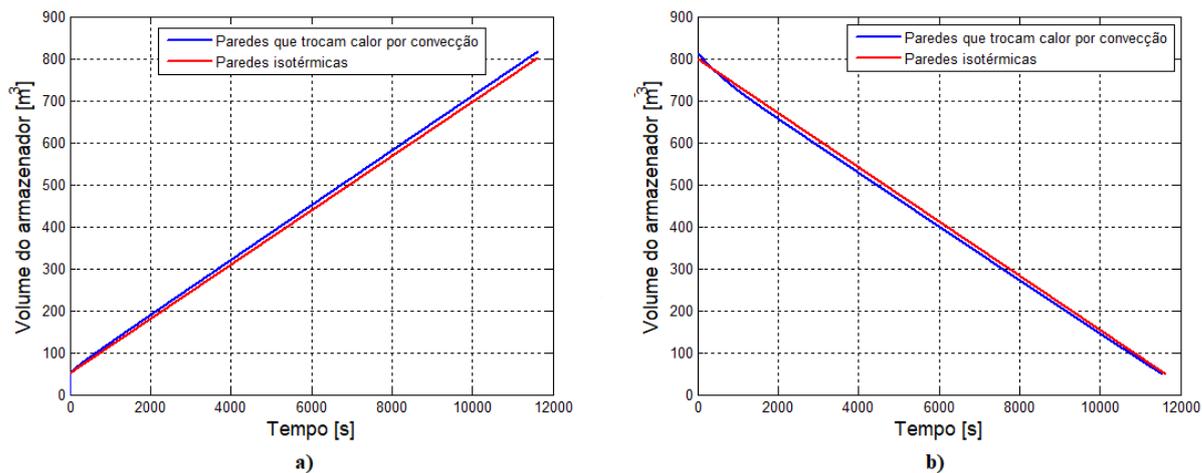
Tabela 10 - Principais resultados da simulação do sistema UWCAES com armazenamento de ar à temperatura constante

Parâmetros	Valores
Volume máximo de armazenamento V_{max}, m³	800,04
Comprimento máximo alcançado pelo reservatório cilíndrico flexível $L_{cil,max}$, m	63,67
Potência de acionamento do compressor \dot{W}_{comp}, kW	65,49
Potência gerada pela turbina \dot{W}_{turb}, kW	80,63
Eficiência de ida e volta do sistema CAES η_{RT}, %	44,56

Fonte: O Autor, 2020.

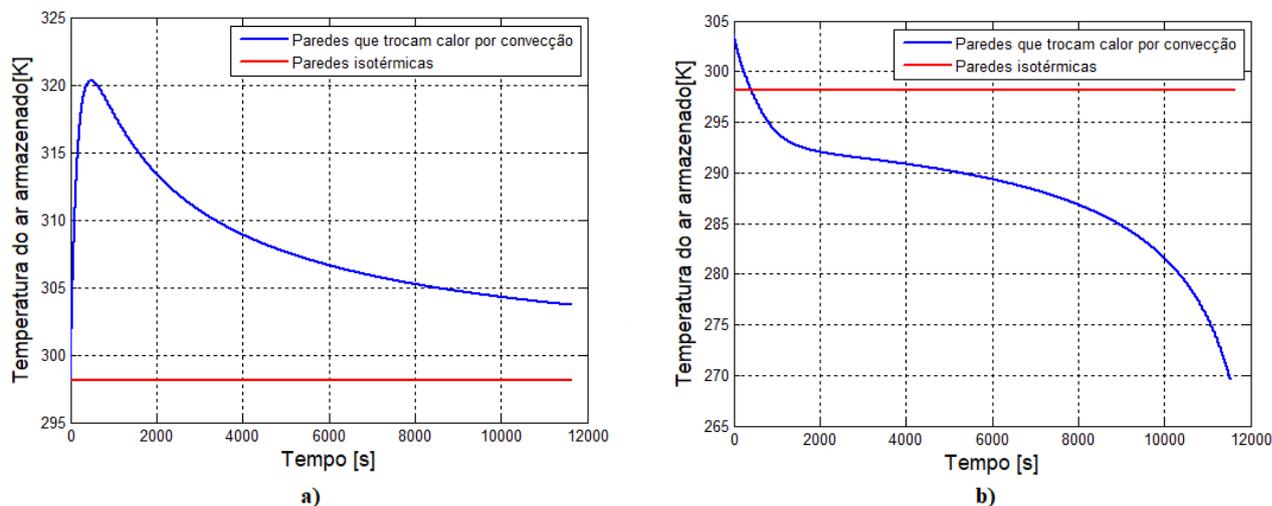
As Figuras 46 e 47 apresentam respectivamente as variações no volume do reservatório e na temperatura do ar no interior do armazenador isobárico em função do tempo durante as etapas de carregamento e descarregamento para o sistema CAES analisado, levando em conta as situações nas quais o reservatório opera com paredes isotérmicas e com paredes que trocam calor por convecção. Pela Figura 46a observa-se que o volume do armazenador cilíndrico flexível é igual ao volume mínimo de armazenamento no início da etapa de carregamento e vai aumentando a medida que mais ar entra no reservatório. A etapa de carregamento se encerra quando o tempo de carregamento apresentado na Tabela 9 é atingido. Observa-se que, para armazenar a mesma quantidade de ar, é necessário um volume de armazenamento ligeiramente maior no caso do reservatório com paredes que trocam calor por convecção, em virtude das maiores temperaturas que são alcançadas no interior do reservatório durante a etapa de carregamento nesse caso, conforme ilustrado na Figura 47a. A etapa de descarregamento por sua vez se encerra quando o volume mínimo de armazenamento é alcançado. Durante a etapa de descarregamento o ar armazenado no reservatório isobárico com paredes que trocam calor por convecção alcança temperaturas menores do que a temperatura de armazenamento no caso isotérmico, o que faz com que o volume do armazenador isotérmico seja um pouco maior em grande parte da etapa de descarregamento. O volume mínimo de armazenamento inclusive é alcançado em um menor tempo no caso do reservatório isobárico com paredes que trocam calor por convecção, o que significa que a etapa de descarregamento tem uma menor duração nesse caso. O volume do reservatório com paredes que trocam calor por convecção torna-se menor do que o do reservatório com paredes isotérmicas a partir do momento no qual a temperatura do ar armazenado naquele caso torna-se menor do que a temperatura de armazenamento constante adotada no cenário de armazenamento isotérmico, conforme pode-se verificar através das Figuras 46b e 47b.

Figura 46 – Volume do armazenador flexível ao longo das etapas de a) carregamento e b) descarregamento, considerando as duas condições de operação investigadas para o sistema UWCAES



Fonte: O Autor, 2020.

Figura 47 - Temperatura do ar armazenado ao longo das etapas de a) carregamento e b) descarregamento, considerando as duas condições de operação investigadas para o sistema UWCAES

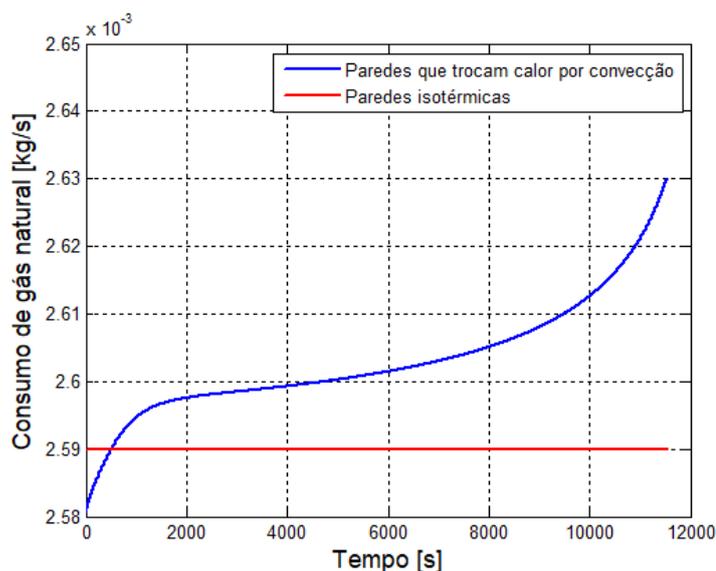


Fonte: O Autor, 2020.

Mantendo a potência que deve ser gerada pela turbina como sendo constante e igual ao resultado apresentado na Tabela 10, a Figura 48 mostra o consumo de gás natural em função do tempo durante a etapa de descarregamento do sistema UWCAES com reservatório com paredes que trocam calor por convecção com o ar armazenado e com a água que circunda o reservatório cilíndrico submerso, tendo como referência os valores constantes registrados para o sistema UWCAES com armazenamento isotérmico. Como ilustrado na Figura 47b, a etapa de descarregamento se inicia com o ar deixando o reservatório a uma temperatura um pouco maior que a temperatura ambiente, e isso explica o consumo de uma quantidade um pouco menor de gás natural no início dessa etapa, uma vez que menos combustível será necessário para pré-aquecer o ar até a temperatura de entrada da turbina pré-determinada. Com o avanço

da etapa de descarregamento, o ar deixa o reservatório a menores temperaturas observando-se um gradual aumento no consumo de gás natural. No momento em que a temperatura do ar armazenado no reservatório na condição de transferência de calor por convecção torna-se inferior à temperatura ambiente, o consumo de gás natural desse sistema ultrapassa o valor constante observado para o sistema UWCAES com armazenamento isotérmico.

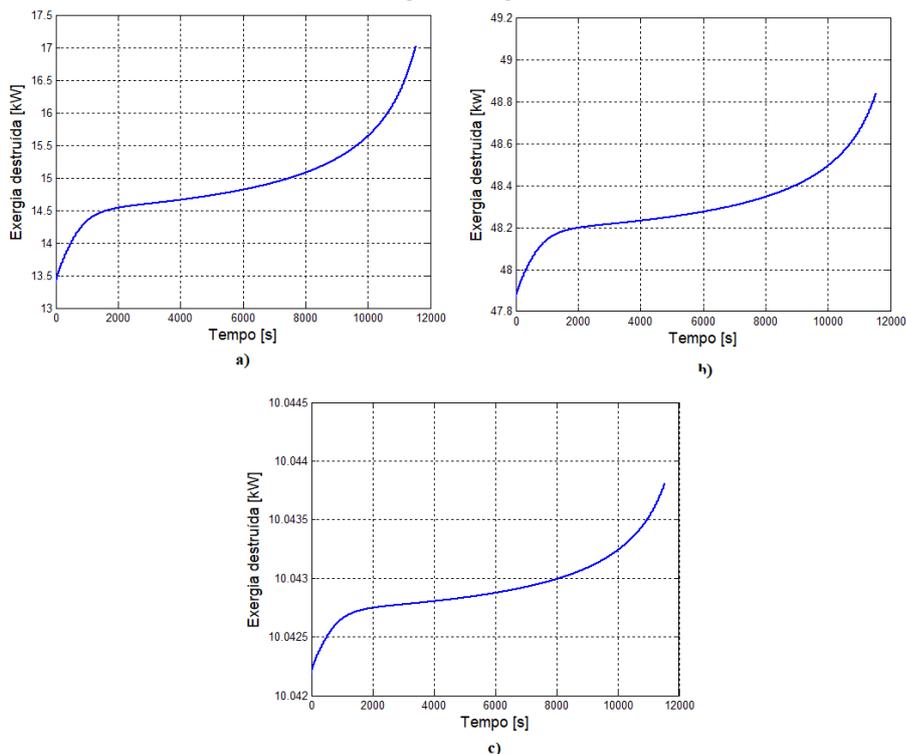
Figura 48 - Comparativo da taxa de consumo de gás natural na câmara de combustão dos sistemas UWCAES com reservatórios com paredes isotérmicas e com paredes que trocam calor por convecção com o ar armazenado e com a água do lago



Fonte: O Autor, 2020.

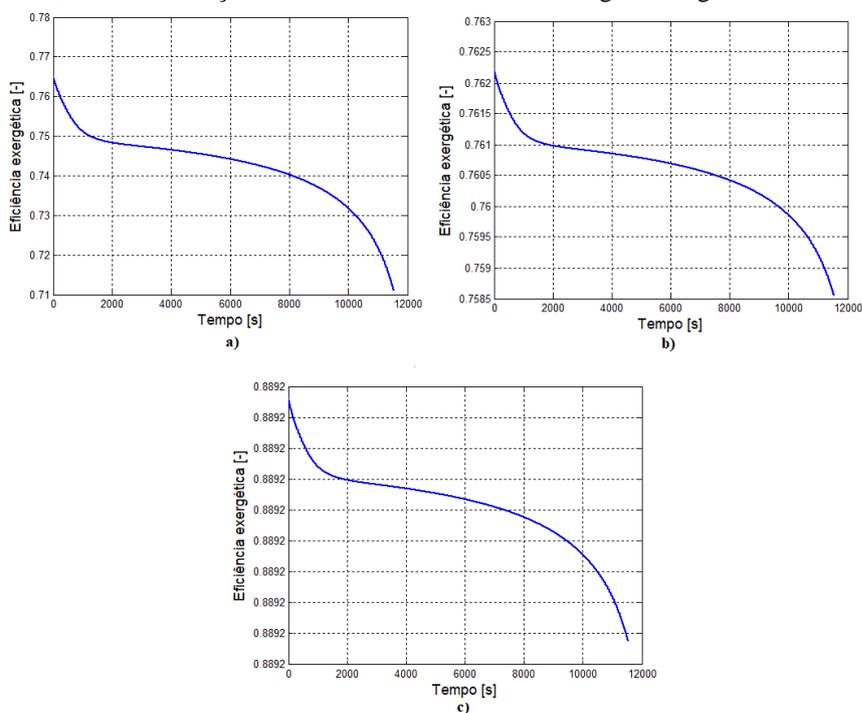
As Figuras 49 e 50 apresentam respectivamente as taxas de destruição de exergia e as eficiências exergeticas em função do tempo do regenerador, da câmara de combustão e da turbina para o sistema CAES com reservatório com paredes que trocam calor por convecção. Pode-se observar a mesma tendência entre os três gráficos da Figura 49 e a taxa de consumo de gás natural desse sistema ilustrada na Figura 48. A partir da Figura 50 observa-se uma diminuição nas eficiências exergeticas desses três componentes, que é um reflexo direto do aumento na taxa de destruição de exergia associada a cada um desses componentes. Com o aumento na destruição de exergia por parte de um componente, observa-se naturalmente uma diminuição na eficiência exergetica desse componente. Verifica-se ainda que a tendência na diminuição da eficiência exergetica segue a mesma observada no gráfico apresentado na Figura 47b para a temperatura do ar no interior do armazenador ao longo da etapa de descarregamento.

Figura 49 - Taxas de destruição de exergia a) do regenerador, b) da câmara de combustão e c) da turbina para o sistema UWCAES com reservatório com paredes que trocam calor por convecção com o ar armazenado e com a água do lago



Fonte: O Autor, 2020.

Figura 50 – Eficiências exergéticas em função do tempo de descarregamento a) do regenerador, b) da câmara de combustão e c) da turbina para o sistema UWCAES com reservatório com paredes que trocam calor por convecção com o ar armazenado e com a água do lago



Fonte: O Autor, 2020.

A Tabela 11 apresenta os principais resultados obtidos para o sistema UWCAES levando em conta os dois cenários investigados. Observa-se o maior volume de armazenamento e o maior comprimento horizontal alcançados pelo reservatório cilíndrico flexível com paredes que trocam calor por convecção em virtude das maiores temperaturas alcançadas pelo ar armazenado nesse caso. Observa-se também a menor duração da etapa de descarregamento desse sistema, por conta das temperaturas consideravelmente menores alcançadas no interior do reservatório ao longo do processo de descarregamento, o que faz com que o volume mínimo de armazenamento seja alcançado em um menor tempo. Em termos do consumo total de combustível na câmara de combustão, observa-se um maior consumo total por parte do sistema UWCAES com armazenamento isotérmico, o que está diretamente ligado à maior duração da etapa de descarregamento desse sistema, apesar do sistema CAES isobárico com o reservatório com paredes que trocam calor por convecção apresentar uma maior taxa média de consumo de combustível. Por apresentar essa maior taxa média de consumo de combustível, esse sistema acaba apresentando uma eficiência de ida e volta um pouco inferior à do sistema CAES isobárico com armazenamento isotérmico.

Tabela 11 - Principais resultados obtidos para o sistema UWCAES considerando os dois cenários investigados

Variáveis	Paredes isotérmicas	Paredes que trocam calor por convecção
Tempo de descarregamento, h	3,23	3,20
Volume máximo do armazenador, m³	800,04	814,92
Comprimento horizontal máximo do reservatório flexível, m	63,67	64,85
Consumo total de gás natural na câmara de combustão, kg	30,091	30,027
Eficiência de ida e volta, %	44,56	44,30
Máxima exergia armazenada no reservatório, MJ	421,23	421,97
Exergia total destruída no sistema CAES por ciclo de trabalho, MJ	1104,8	1124,6
Eficiência exergética global do sistema, %	43,37	43,12

Fonte: O Autor, 2020.

Do ponto de vista exerético observa-se o armazenamento de uma quantidade de exergia um pouco maior durante a etapa de carregamento para o reservatório com paredes que trocam calor por convecção em virtude das maiores temperaturas. Se for traçado um comparativo entre as exergias máximas armazenadas nos reservatórios isobárico e isocórico equivalentes será observado uma maior capacidade de armazenamento de exergia do reservatório isocórico, apesar dos maiores volumes de armazenamento alcançados no cenário isobárico, o que contraria o esperado. Isso se explica pela menor razão de pressão do compressor adotada na presente análise do sistema CAES isobárico, o que faz com que menos exergia possa ser armazenada nesse cenário considerando o mesmo período de tempo. Como uma análise hipotética, se for considerada uma razão de pressão do compressor igual à adotada no estudo do sistema CAES isocórico, o reservatório isobárico com armazenamento isotérmico por exemplo poderia armazenar até 699,28 MJ, alcançando um volume máximo de armazenamento de aproximadamente 350 m³, o que corresponderia ao armazenamento de 20,31% mais exergia em um volume de armazenamento 30% menor em comparação com o cenário isocórico. Esse resultado, contudo, provocaria diminuições nas eficiências de ida e volta e exerética globais do sistema CAES isobárico analisado em virtude da maior potência de acionamento do compressor e das maiores taxas de destruição de exergia associadas aos componentes do sistema em um cenário de maior razão de pressão. Pela Tabela 11 observa-se ainda que mais exergia é destruída por ciclo de trabalho no sistema CAES com reservatório isobárico com paredes que trocam calor por convecção apesar da menor duração da etapa de descarregamento desse sistema. Isso se deve às maiores taxas de destruição de exergia médias observadas para os componentes do trem de expansão nesse caso, mas principalmente pela destruição de exergia que se dá no reservatório CAES desse sistema. Vale salientar a importante vantagem relacionada ao sistema CAES isobárico que corresponde à dispensa da necessidade de instalação da válvula de expansão, o que representa a eliminação de um foco significativo de destruição de exergia. Pode-se observar que a adaptação do sistema CAES para operar com armazenamento à pressão constante permitiu uma diminuição de aproximadamente 37,25% na destruição total de exergia do sistema para uma mesma duração do ciclo de trabalho, traçando-se um comparativo entre os sistemas CAES isobárico e isocórico com armazenamento de ar à temperatura constante. Por fim a eficiência exerética do sistema CAES isobárico com armazenamento isotérmico mostra-se um pouco superior à do sistema CAES isobárico com perdas de calor por convecção, e ambas as eficiências exeréticas mostram-se inferiores às respectivas eficiências de ida e volta, de acordo com o esperado.

De forma análoga ao apresentado na Tabela 7 para o sistema CAES isocórico, a Tabela 12 apresenta as eficiências exergéticas do compressor, do intercooler e do reservatório CAES, e as eficiências exergéticas médias do regenerador, da turbina e da câmara de combustão do sistema CAES isobárico considerando os dois cenários investigados. Observa-se que as eficiências exergéticas do compressor e do intercooler são iguais para os dois sistemas, enquanto as do reservatório CAES, do regenerador e da câmara de combustão variam um pouco de um cenário para outro. Como observado no sistema CAES isocórico, o componente com menor eficiência exergética é o trocador de calor instalado antes do reservatório CAES para resfriar o ar comprimido antes do armazenamento. Esse é um dos principais fatores que motivam a consideração da instalação de um sistema TES nesse ponto do sistema como forma de substituir o intercooler. O reservatório CAES isobárico com armazenamento isotérmico apresentou uma eficiência exergética de 100% em virtude da temperatura e da pressão do ar que entram no armazenador serem iguais à pressão e à temperatura de armazenamento consideradas (uma vez que a temperatura da água do lago é considerada como sendo igual à temperatura ambiente), o que faz com que a entalpia e a entropia do ar armazenado permaneçam constantes ao longo de todo o ciclo de trabalho, fazendo com que toda a exergia entregue ao reservatório possa ser descarregada. O reservatório com paredes que trocam calor por convecção apresenta uma eficiência exergética um pouco menor em virtude da perda, através de suas paredes, de uma parcela da energia que é entregue a esse componente.

Tabela 12 - Eficiências exergéticas dos principais componentes do sistema UWCAES levando em conta os dois cenários investigados

Componentes	Eficiências exergéticas, %	
	Paredes isotérmicas	Paredes que trocam calor por convecção
Compressor	79,89	79,89
Intercooler	33,67	33,67
Reservatório CAES	100,0	99,49
Regenerador	76,80	74,22
Câmara de Combustão	76,14	76,06
Turbina	88,92	88,92

Fonte: O Autor, 2020.

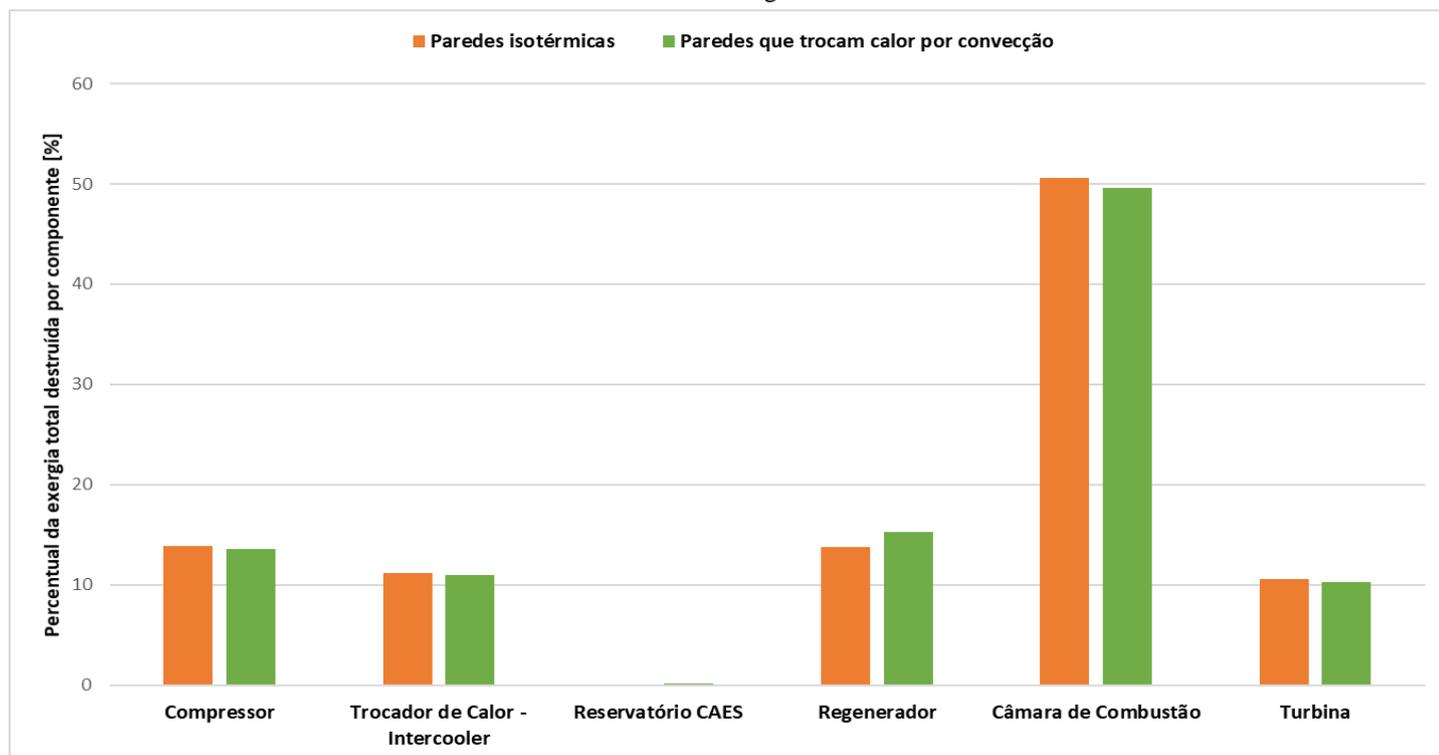
A Tabela 13 apresenta a exergia total destruída por cada um dos componentes do sistema CAES isobárico para os dois cenários investigados. Na Figura 51 são apresentados os percentuais de destruição de exergia por parte de cada um desses componentes em relação à destruição total de exergia ao longo de um ciclo de operação do sistema, de forma análoga ao apresentado na Figura 45 para o sistema CAES isocórico. Pela Tabela 13 observa-se que os valores de destruição de exergia são os mesmos para os dois componentes do trem de compressão (compressor e intercooler) para os dois cenários investigados. A tendência observada é parecida para os dois cenários analisados, sendo verificado, no caso do armazenamento isobárico, que o componente responsável pelo maior percentual de destruição de exergia é a câmara de combustão, responsável em média por 50% da exergia total destruída no sistema CAES isobárico por ciclo de trabalho. Com a diminuição na razão de pressão do compressor, menores temperaturas são alcançadas pelo ar que deixa o compressor, fazendo com que menos energia seja desperdiçada no intercooler. Com isso tem-se uma diminuição considerável na participação do intercooler na destruição total de exergia. O reservatório CAES com paredes que trocam calor por convecção apresenta uma destruição de exergia mínima, que representa apenas 0,19% da exergia total destruída pelo sistema em um ciclo de trabalho. Já o reservatório CAES com paredes isotérmicas não apresenta destruição de exergia para os parâmetros considerados.

Tabela 13 - Destruição total de exergia em cada um dos componentes do sistema UWCAES, levando em conta os dois cenários investigados

Componentes	Destruição de exergia em cada componente para um ciclo completo de trabalho do sistema, MJ	
	Paredes isotérmicas	Paredes que trocam calor por convecção
Compressor	153,0	153,0
Intercooler	123,8	123,8
Reservatório CAES	0,00	2,147
Regenerador	152,6	172,4
Câmara de Combustão	558,7	557,3
Turbina	116,7	115,9

Fonte: O Autor, 2020.

Figura 51 - Percentual da exergia total destruída por cada componente do sistema UWCAES, levando em conta os dois cenários investigados nesse caso



Fonte: O Autor, 2020.

Traçando-se um comparativo entre os resultados registrados para as destruições de exergia nos componentes dos sistemas CAES isocórico e isobárico observa-se que a diminuição na razão de pressão do compressor provoca uma diminuição considerável na destruição de exergia nos componentes do trem de compressão. Em relação ao trem de expansão, são observados valores similares para as destruições de exergia totais por parte dos três principais componentes, com exceção do regenerador e da câmara de combustão do sistema CAES isobárico com reservatório com paredes que trocam calor por convecção, que destroem mais exergia em virtude da maior duração da etapa de descarregamento desse sistema em comparação com o correspondente sistema CAES isocórico.

5.3 RESULTADOS RELATIVOS À INCORPORAÇÃO DOS ARMAZENADORES DE ENERGIA TÉRMICA AO SISTEMA UWCAES

Como afirmado anteriormente, o sistema CAES isobárico com reservatório com paredes isotérmicas foi a configuração considerada para a incorporação dos sistemas TES analisados. Além da suposição do armazenamento de ar à temperatura constante nesse cenário ter sido considerada em diferentes estudos e da menor complexidade associada à modelagem

desse sistema, o sistema UWCAES com armazenamento isotérmico apresentou os melhores resultados dos pontos de vista energético e exerético no presente estudo, colocando-se assim como principal candidato à incorporação de um sistema TES capaz de armazenar e reaproveitar uma parcela do calor gerado no processo de compressão, que nos sistemas CAES analisados até aqui não era aproveitado, sendo simplesmente rejeitado no intercooler para o ambiente.

A primeira análise levou em conta a incorporação do sistema TES com leito fixo. A Tabela 14 a seguir apresenta os principais dados de entrada necessários para a simulação do sistema UWCAES com armazenamento isotérmico adaptado para operar com um sistema TES com leito fixo a ele combinado. A duração da etapa de carregamento do sistema UWCAES é novamente fixada como sendo igual ao valor apresentado na Tabela 9, enquanto a duração da etapa de descarregamento será determinada com base no tempo necessário para que o reservatório cilíndrico flexível com paredes isotérmicas alcance o volume mínimo de armazenamento assumido. O sistema TES irá armazenar energia térmica ao longo de toda a etapa de carregamento, com o ar entrando nesse sistema a uma alta temperatura e deixando-o a uma temperatura consideravelmente inferior. Enquanto a razão de pressão da turbina não é alterada, a razão de pressão do compressor utilizado deve ser aumentada (em comparação com a dos compressores dos sistemas UWCAES até aqui analisados) para aproximadamente 4,002, com o intuito de compensar as perdas de pressão que ocorrem quando o ar comprimido atravessa o sistema TES com leito fixo durante as etapas de carregamento e descarregamento, que são calculadas através da equação de Ergun, apresentada na Equação (81). As partículas esféricas utilizadas como meio sólido de armazenamento de calor sensível no sistema TES foram consideradas como sendo de aço AISI 1010, e as propriedades apresentadas na Tabela 14 foram determinadas a partir da Tabela A.1 apresentada em Incropera et al. (2008, p. 588). Com exceção da densidade do aço, os outros dados relativos ao aço AISI 1010 apresentados na Tabela 14 são considerados para uma temperatura de aquecimento média entre a temperatura do ar comprimido ao entrar no sistema TES e a temperatura desse ar ao deixar esse sistema. O sistema TES com leito fixo é projetado de tal forma que o ar comprimido, ao atravessar esse sistema durante a etapa de carregamento, deixa o armazenador de energia térmica a uma temperatura igual à temperatura de armazenamento do reservatório CAES submerso com paredes isotérmicas (igual à temperatura da água do lago, considerada igual à temperatura ambiente). Dessa forma, durante a etapa de carregamento, o ar comprimido entra no sistema TES logo após o processo de compressão a uma temperatura mais elevada, e deixa esse sistema à temperatura ambiente, pronto para ser armazenado à temperatura constante no

reservatório CAES submerso. Durante a etapa de descarregamento o ar comprimido deixa o reservatório CAES e entra no sistema TES à temperatura ambiente, recuperando boa parte da energia térmica armazenada no sistema e saindo a uma temperatura mais elevada. Através da Equação (65) calculou-se o número de Biot para a aplicação, sendo verificado que este atende o requisito necessário, o que permitiu a utilização do modelo desenvolvido.

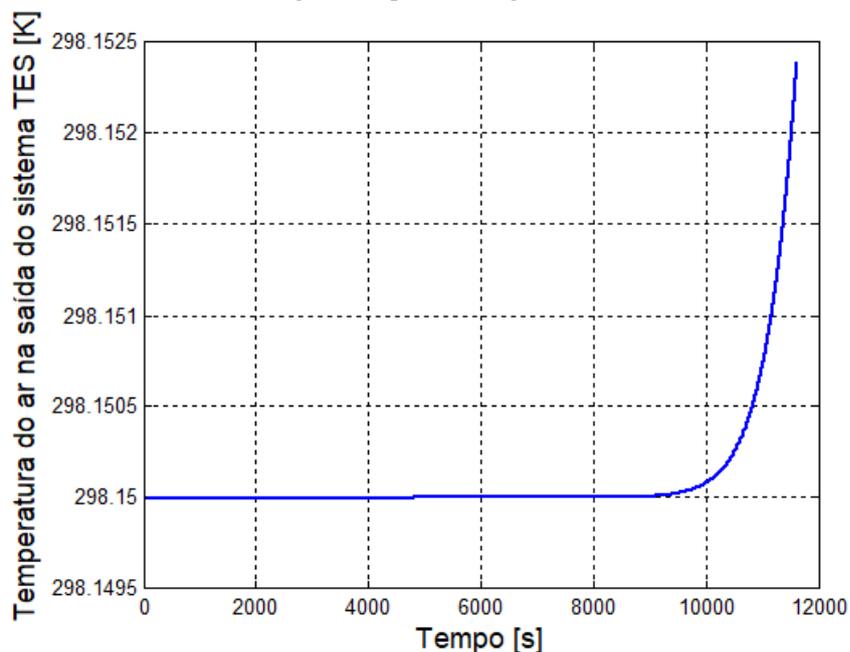
Tabela 14 – Principais dados de entrada necessários para a simulação do sistema UWCAES com a integração de um sistema TES com leito fixo

Parâmetros de entrada	Valores
Razão de pressão do compressor, adm	4,002
Razão de pressão da turbina, adm	4
Temperatura inicial das esferas de aço empregadas no sistema TES $T_{inicial,esf}$, K	298,15
Densidade do aço ρ_{aco} , kg/m ³	7832
Duração da etapa de carregamento t_{car} , s	11618
Diâmetro do tanque cilíndrico utilizado para armazenar as partículas esféricas de aço D_{TES} , m	1,10
Altura do tanque cilíndrico utilizado para armazenar as partículas esféricas de aço H_{TES} , m	3,50
Porosidade do sistema TES ε , adm	0,4
Diâmetro das partículas esféricas empregadas no sistema TES d_{esf} , m	0,02
Calor específico considerado para o aço AISI 1010 $c_{p,aco}$, J/kg·K	478,5
Condutividade térmica considerada para o aço AISI 1010 k_{aco} , W/m·K	58,8
Temperatura de armazenamento do ar no reservatório CAES T_{armaz} , K	298,15

Fonte: O Autor, 2020.

A Figura 52 apresenta a variação da temperatura do ar comprimido na saída do sistema TES em função do tempo durante o processo de carregamento do sistema CAES. Observa-se que durante toda a etapa de carregamento o ar comprimido deixa o sistema TES à temperatura ambiente, o que significa que toda a energia térmica disponível no ar comprimido ao entrar no sistema TES foi cedida às partículas esféricas de aço utilizadas como meio sólido de armazenamento de calor sensível. Ao final do processo de carregamento observa-se uma mínima variação na temperatura do ar ao deixar o armazenador de energia térmica, mostrando que um aumento no tempo de carregamento exigiria adaptações relativas às dimensões ou ao material sólido de preenchimento do sistema TES, de forma a garantir que o ar comprimido continuaria sendo entregue à temperatura de armazenamento ao reservatório CAES submerso.

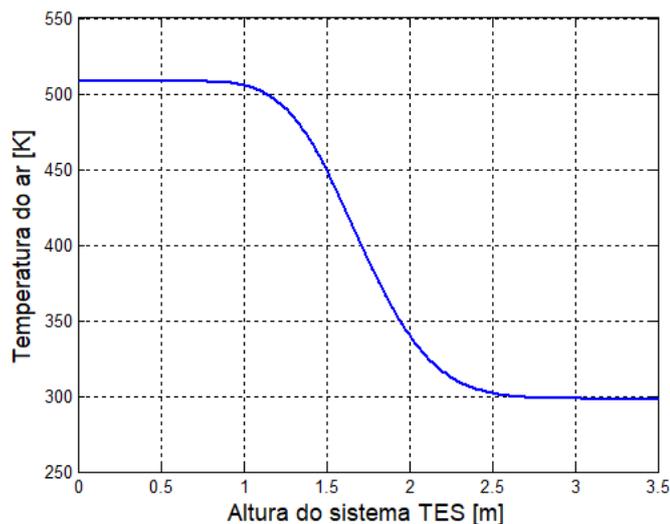
Figura 52 – Temperatura do ar comprimido na saída do sistema TES com leito fixo em função do tempo ao longo da etapa de carregamento



Fonte: O Autor, 2020.

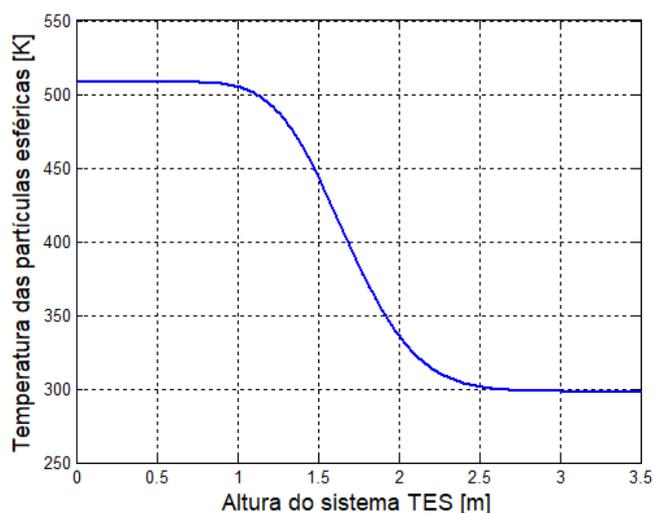
A Figura 53 por sua vez exibe o perfil de temperatura do ar no interior do sistema TES ao final da etapa de carregamento. O ar comprimido entra no sistema TES à temperatura de saída do compressor, e vai cedendo energia térmica ao material sólido de preenchimento a medida que atravessa esse sistema. Como pode-se observar na Figura 54, que apresenta o perfil de temperatura do sistema TES no fim do processo de carregamento, as partículas da parte superior do sistema TES (a entrada do ar quente durante a etapa de carregamento se dá através da parte superior do armazenador de calor) já encontram-se à temperatura de saída do compressor, não sendo mais capazes de absorver a energia térmica disponível no ar que deixa o compressor. No entanto, as partículas de aço localizadas em partes inferiores do sistema TES ainda não estão à temperatura de saída do compressor, sendo capazes de absorver a energia térmica disponível no ar comprimido. Conforme ilustrado na Figura 54, ao final da etapa de carregamento as partículas de aço na parte inferior do sistema TES encontram-se à menores temperaturas, estando praticamente à temperatura ambiente a partir de uma altura de aproximadamente 2,7 m, caracterizando um gradiente de temperaturas no interior do sistema. Na Figura 53 observa-se que ao final da etapa de carregamento a temperatura do ar próximo a saída do sistema TES encontra-se de fato muito próxima à temperatura ambiente.

Figura 53 – Perfil de temperatura do ar no interior do sistema TES com leito fixo ao final da etapa de carregamento



Fonte: O Autor, 2020.

Figura 54 – Perfil de temperatura do material sólido de armazenamento do sistema TES com leito fixo ao final da etapa de carregamento



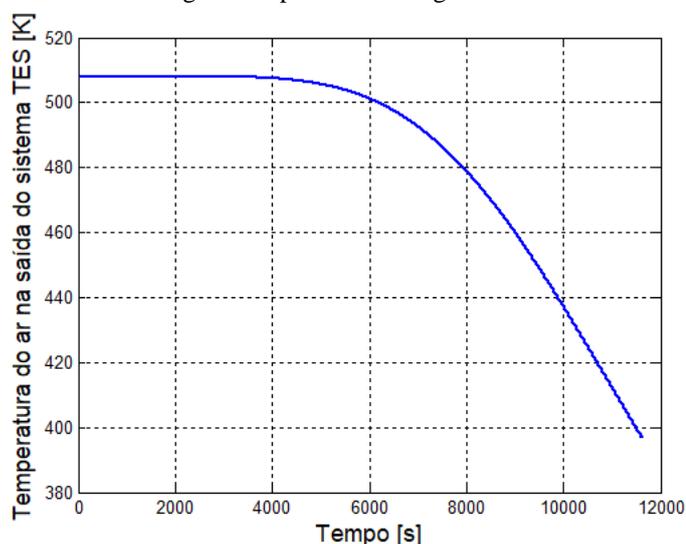
Fonte: O Autor, 2020.

Com relação ao processo de descarregamento, a Figura 55 apresenta a variação com relação ao tempo da temperatura do ar comprimido na saída do sistema TES com leito fixo ao longo do descarregamento. Nessa etapa o ar comprimido deixa o reservatório CAES à temperatura de armazenamento, entrando no sistema TES pela sua parte inferior e saindo pelo topo desse sistema a uma maior temperatura. Observa-se que no início da etapa de descarregamento o ar deixa o sistema TES à temperatura de saída do compressor, que corresponde à máxima temperatura a qual o ar comprimido pode ser aquecido ao atravessar esse sistema. A medida que a etapa de descarregamento avança, a temperatura do ar na saída do sistema TES começa a diminuir devido à diminuição na quantidade de energia térmica

recuperada do sistema. Ao final da etapa de descarregamento o sistema TES apresenta o perfil de temperatura apresentado na Figura 56. Observa-se que nesse momento a maior parte do sistema TES encontra-se à temperatura ambiente, havendo ainda uma certa quantidade de energia térmica armazenada pelas partículas metálicas localizadas na parte superior do sistema TES. Vale salientar que na Figura 56 a altura do sistema TES está invertida com relação ao apresentado nas Figuras 53 e 54. Dessa forma, nas figuras relativas à etapa de carregamento o início dos gráficos corresponde à parte superior do sistema TES, terminando na sua parte inferior, enquanto que na Figura 56 o gráfico da temperatura das partículas esféricas ao final da etapa de descarregamento se inicia a partir do fundo do sistema TES, seguindo até a parte superior do sistema, conforme o sentido do fluxo de ar que atravessa o armazenador de energia térmica na respectiva etapa.

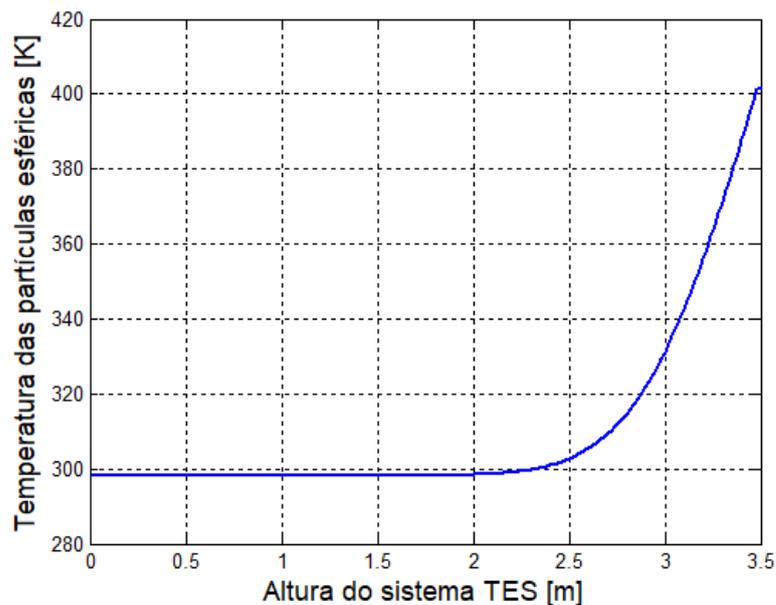
A Figura 57 mostra o consumo de combustível na câmara de combustão do sistema CAES isobárico durante a etapa de descarregamento, considerando tanto o cenário no qual não há armazenamento de energia térmica quanto a situação na qual o armazenador de energia térmica com leito fixo está presente. Observa-se que com o avanço da etapa de descarregamento mais gás natural deve ser queimado na câmara de combustão em virtude da diminuição na temperatura do ar ao deixar o sistema TES, conforme ilustrado na Figura 55, devido à gradual diminuição na quantidade de energia térmica armazenada no sistema TES a medida que o processo de descarregamento prossegue.

Figura 55 – Temperatura do ar comprimido na saída do sistema TES com leito fixo em função do tempo ao longo da etapa de descarregamento



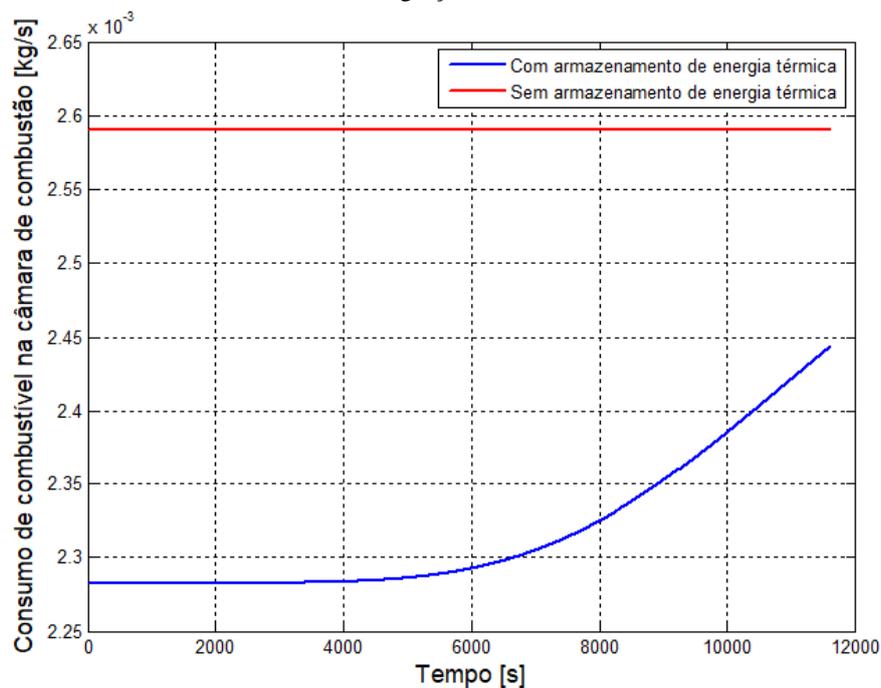
Fonte: O Autor, 2020.

Figura 56 – Perfil de temperatura do material sólido de armazenamento do sistema TES com leito fixo ao final da etapa de descarregamento



Fonte: O Autor, 2020.

Figura 57 – Taxa de consumo de combustível na câmara de combustão do sistema UWCAES considerando os cenários sem e com integração do sistema TES com leito fixo

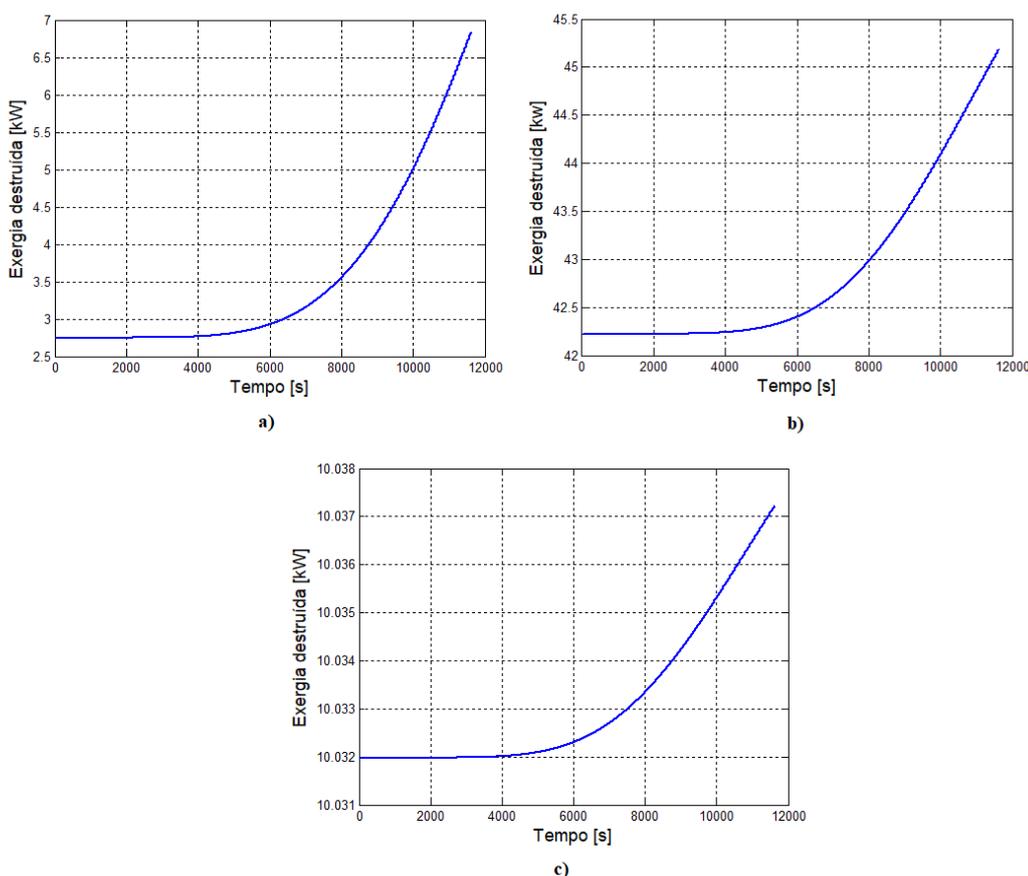


Fonte: O Autor, 2020.

A Figura 58 apresenta as taxas de destruição de exergia do regenerador, da câmara de combustão e da turbina em função do tempo durante a etapa de descarregamento para o sistema CAES isobárico com a integração do sistema TES com leito fixo analisado. Conforme verificado anteriormente, a taxa de destruição de exergia nesses componentes segue a mesma

tendência observada na taxa de consumo de combustível na câmara de combustão, representada na Figura 57. Assim, com o aumento no consumo de gás natural, observa-se um aumento na taxa de destruição de exergia nesses componentes. Na turbina, a variação na taxa de destruição de exergia é mínima, mas segue a mesma tendência verificada para os outros dois componentes.

Figura 58 - Taxas de destruição de exergia em função do tempo de descarregamento a) do regenerador, b) da câmara de combustão e c) da turbina para o sistema UWCAES com a integração do sistema TES com leito fixo



Fonte: O Autor, 2020.

Considerando o sistema TES com tanques de armazenamento de óleo térmico, a sua modelagem e análise é mais simples se comparada a do armazenador de energia térmica com leito fixo. Como a temperatura alcançada pelo ar após o processo de compressão não é tão elevada (em torno de 500 K), não foi necessária a seleção de um óleo térmico com ponto de ebulição muito alto. Com isso, o óleo térmico selecionado com base em testes conduzidos através do software EES e de dados disponíveis no Guia de Seleção Therminol - Fluidos de troca térmica da Eastman (2019) foi o Therminol 59, que apresenta uma temperatura de ebulição satisfatória para a atual aplicação. Além disso, foi realizada uma comparação no EES

entre o Therminol 59 e o Therminol 66 para o caso analisado, sendo verificado que uma menor vazão mássica de Therminol 59 é necessária em virtude do seu maior calor específico. No início da etapa de carregamento o Therminol 59 encontra-se à temperatura ambiente no tanque de óleo frio, começando a circular no sistema e a armazenar a energia térmica disponível no ar comprimido através da troca de energia que ocorre no trocador de calor posicionado na saída do compressor. Enquanto o ar comprimido é resfriado até a temperatura ambiente, o Therminol 59 se aquece até a temperatura de saída do compressor (aproximadamente 235 °C), que é inferior à temperatura de ebulição desse óleo térmico (em torno de 290 °C), armazenando assim todo o calor de compressão disponível no ar que deixa o compressor. Durante a etapa de descarregamento o calor de compressão é recuperado pelo ar que deixa o reservatório CAES. O Therminol 59 aquecido, que foi armazenado no tanque de armazenamento de óleo quente, volta a circular durante a etapa de descarregamento. No trocador de calor localizado na saída do reservatório CAES o Therminol 59 aquecido devolve todo o calor de compressão ao ar que deixa o reservatório CAES, sendo resfriado até a temperatura ambiente enquanto o ar comprimido atinge novamente a temperatura de saída do compressor. A Tabela 15 a seguir apresenta os principais dados de entrada necessários para a simulação do sistema TES com tanques de armazenamento de óleo. Observa-se que a razão de pressão do compressor pode ser mantida em quatro, diferentemente do sistema TES com leito fixo que exigia um pequeno aumento dessa razão em virtude das perdas de pressão que o ar comprimido experimenta ao atravessar o sistema poroso. O calor específico do Therminol 59 foi considerado constante, sendo determinado para uma temperatura média entre as temperaturas máxima e mínima alcançadas por esse óleo térmico ao longo dos processos de carregamento e descarregamento do sistema CAES analisado.

Tabela 15 – Principais dados de entrada necessários para a simulação do sistema UWCAES com a integração de um sistema TES com tanques de armazenamento de óleo térmico

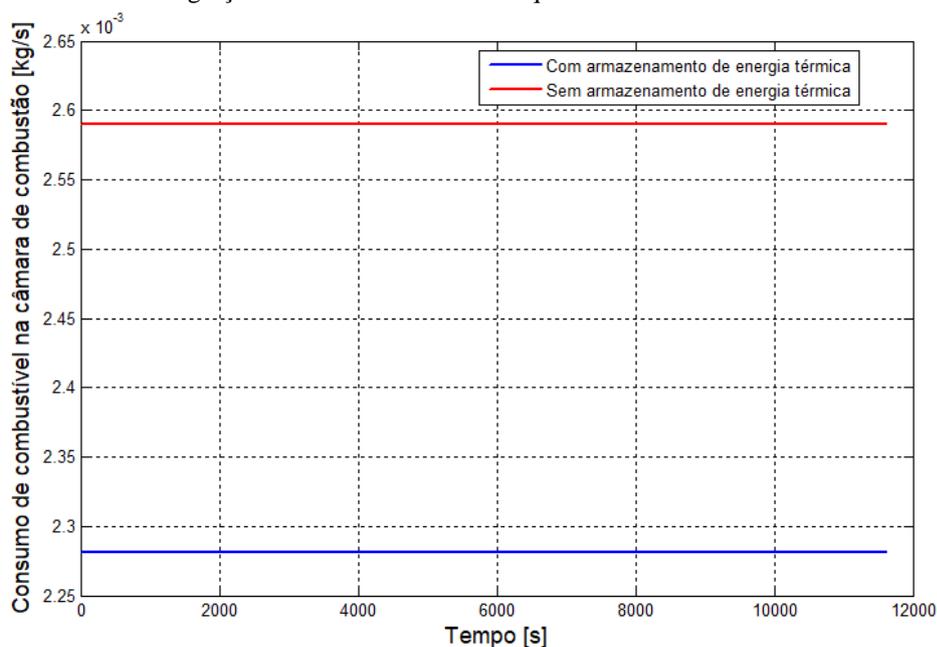
Parâmetros de entrada	Valores
Razão de pressão do compressor, adm	4
Razão de pressão da turbina, adm	4
Temperatura inicial do Therminol 59 armazenado no tanque de óleo frio $T_{ini,59}$, K	298,15
Duração da etapa de carregamento t_{car} , s	11618
Calor específico considerado para o Therminol 59 $c_{p,59}$, J/kg·K	2042
Temperatura de armazenamento do ar no reservatório CAES T_{armaz} , K	298,15

Fonte: O Autor, 2020.

De forma análoga ao apresentado na Figura 57, a Figura 59 apresenta a taxa de consumo de combustível na câmara de combustão do sistema CAES isobárico durante a etapa

de descarregamento, considerando agora uma comparação entre o cenário no qual não ocorre o armazenamento do calor de compressão com o cenário no qual o calor de compressão é armazenado no sistema TES com tanques de óleo térmico. Observa-se uma taxa de consumo de combustível constante para os dois sistemas. Como no sistema CAES com armazenamento de energia térmica a temperatura do ar na entrada da câmara de combustão é maior em virtude do reaproveitamento do calor de compressão, a quantidade de combustível que precisa ser queimada nesse sistema será menor, uma vez que menos energia térmica será necessária para elevar a temperatura desse ar até a temperatura de entrada da turbina.

Figura 59 – Taxa de consumo de combustível na câmara de combustão do sistema UWCAES considerando os cenários sem e com integração do sistema TES com tanques de armazenamento de óleo térmico



Fonte: O Autor, 2020.

A Tabela 16 apresenta um comparativo entre os principais resultados obtidos para os sistemas CAES com a integração de cada um dos dois sistemas TES investigados, realizando-se também um comparativo com o mesmo sistema CAES sem armazenamento de energia térmica. Na linha da Tabela 16 relativa à eficiência exergética do sistema TES, os resultados apresentados para o sistema CAES isobárico que não se utiliza de armazenamento de energia térmica são referentes ao intercooler empregado para resfriar o ar comprimido até a temperatura de armazenamento no reservatório CAES. Pela Tabela 16 observa-se que os dois sistemas TES proporcionam ao sistema CAES a economia de uma parcela considerável de combustível. Em termos percentuais a integração do sistema TES com leito fixo analisado pode proporcionar ao sistema CAES isobárico uma diminuição no consumo de gás natural de

aproximadamente 10,52%, enquanto o emprego do sistema TES com tanques de óleo térmico pode diminuir esse consumo em até 11,93%. Isso explica as maiores eficiências de ida e volta observadas para os sistemas CAES com a integração dos armazenadores de energia térmica. Como o sistema TES com tanques de óleo térmico proporciona uma maior economia total no consumo de combustível, tem-se que esse sistema também irá proporcionar ao sistema CAES uma maior eficiência de ida e volta. A mesma lógica é válida para as eficiências exergéticas desses sistemas. Quanto à eficiência exergética do sistema TES, uma comparação entre o sistema TES com leito fixo e o intercooler utilizado no sistema CAES isobárico sem armazenamento de energia térmica mostra que a eficiência exergética do sistema TES supera em aproximadamente 48,54% a eficiência exergética do intercooler em virtude do grande reaproveitamento de energia proporcionado pelo emprego do sistema TES. Uma eficiência exergética de 100% foi registrada para o sistema TES com tanques de óleo térmico pelo fato de que as trocas térmicas que se dão nos trocadores de calor utilizados foram consideradas perfeitas. Uma análise mais aprofundada deve levar em conta possíveis perdas associadas a equipamentos de troca térmica mais realistas.

Tabela 16 - Principais resultados obtidos para o sistema UWCAES com armazenamento isotérmico, realizando uma comparação entre o cenário no qual não ocorre armazenamento de energia térmica com os dois cenários nos quais há a integração dos dois tipos diferentes de sistemas TES considerados

Variáveis	Sistema CAES isobárico com reservatório com paredes isotérmicas		
	Sem armazenamento de energia térmica	Com sistema TES com leito fixo	Com sistema TES com tanques de óleo térmico
Tempo de descarregamento, h	3,23	3,23	3,23
Consumo total de gás natural na câmara de combustão, kg	30,091	26,925	26,501
Eficiência de ida e volta, %	44,56	47,85	48,32
Eficiência exergética global do sistema, %	43,37	46,62	47,09
Eficiência exergética do sistema TES, %	33,67	82,21	100

Fonte: O Autor, 2020.

6 CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

A seguir são apresentadas as principais conclusões obtidas através do presente estudo, bem como algumas sugestões para trabalhos futuros.

6.1 CONCLUSÕES

O presente trabalho desenvolveu uma análise termodinâmica de um sistema de armazenamento de energia por ar comprimido adaptado a partir de uma microturbina a gás, levando em conta diferentes condições de operação para o sistema e verificando como essas condições afetam o desempenho do sistema global dos pontos de vista energético e exergético. Todos os modelos analisados foram desenvolvidos através do software Matlab (versão 2013a).

Primeiramente considerou-se um sistema CAES com um reservatório de armazenamento de ar comprimido operando a volume constante. Nesse caso, o reservatório considerado foi uma caverna subterrânea composta de material rochoso. A análise do sistema considerou três modos de operação distintos para a caverna utilizada: um cenário no qual o armazenamento do ar ocorre de forma isotérmica, outro no qual o reservatório opera de forma adiabática e uma situação na qual as paredes da caverna trocavam calor por convecção com o ar armazenado no seu interior. Para cada uma dessas situações, análises termodinâmicas do sistema foram realizadas, verificando-se por exemplo como essas condições de operação afetam o desempenho do sistema e quais os principais pontos de destruição de exergia existentes nesse sistema. Uma segunda análise foi realizada considerando um sistema CAES com reservatório de armazenamento de ar comprimido operando a uma pressão constante. Para essa análise, o reservatório CAES foi considerado como um reservatório flexível no formato de um cilindro que deveria ser instalado a uma certa profundidade em um corpo d'água, de modo que a pressão hidrostática exercida pela água que circunda o reservatório garanta a operação isobárica do componente. No caso do sistema CAES com armazenamento de ar à pressão constante foram consideradas duas situações distintas: uma na qual a temperatura do ar armazenado não varia com o tempo, e a outra na qual uma parcela da energia térmica disponível no ar no interior do reservatório é perdida para a água que circunda o reservatório por conta das transferências de calor por convecção consideradas na análise. Por fim foi analisada a incorporação de dois tipos diferentes de sistemas de armazenamento de energia térmica ao sistema CAES isobárico com armazenamento isotérmico. Esse sistema

foi selecionado principalmente em virtude do melhor desempenho termodinâmico por ele apresentado se comparado ao dos outros cenários investigados.

A partir das análises realizadas pôde-se observar que a adaptação da microturbina Capstone C30 para operar como um sistema CAES de pequena escala com armazenamento de ar a volume constante pode trazer benefícios importantes do ponto de vista energético. Verificou-se também a importância da condição de operação do reservatório em relação à capacidade de armazenamento de exergia por parte desse componente, sendo registrado que o reservatório com armazenamento isotérmico pode armazenar até 37,4% mais exergia se comparado ao armazenador adiabático, considerando o mesmo volume e a mesma faixa de pressão de armazenamento. Foi verificado também que o componente responsável pelo maior percentual de destruição de exergia no sistema CAES com armazenamento isocórico foi a câmara de combustão, seguida pelo trocador de calor utilizado para resfriar o ar comprimido até a temperatura ambiente antes do seu armazenamento, que também foi o componente que apresentou a menor eficiência exérgica. Também foi registrado que em média entre 26% e 28% da exergia armazenada no reservatório é destruída pela válvula de expansão localizada na saída da caverna, o que elucida uma vantagem interessante dos sistemas CAES com armazenamento de ar a pressão constante, que dispensam a necessidade de instalação desse componente.

Com relação ao sistema CAES com reservatório isobárico foi verificado que, levando em conta as condições de operação imaginadas, o reservatório CAES poderia ser instalado a uma profundidade de aproximadamente 31 m em um corpo d'água. Um exemplo de local adequado para a instalação de um sistema desse tipo seria o lago artificial da hidrelétrica da Chesf em Sobradinho na Bahia, que emprega painéis solares flutuantes para a geração de energia por fontes renováveis. Em comparação com o sistema CAES com reservatório isocórico, o sistema CAES com armazenamento isobárico analisado apresentou uma eficiência de ida e volta 11,31% superior. Verificou-se ainda que a câmara de combustão continua sendo o componente responsável pela maior parcela de destruição de exergia, enquanto o intercooler que apenas rejeita o calor de compressão antes do armazenamento do ar continua sendo o equipamento com menor eficiência exérgica. A dispensa da necessidade de instalar uma válvula de expansão representa a eliminação de uma fonte significativa de destruição de exergia do sistema, que é responsável por cerca de 9% da exergia total destruída nos sistemas CAES com reservatório isocórico analisados.

Por fim, verificou-se que a incorporação de sistemas de armazenamento de energia térmica a um sistema CAES pode trazer benefícios significativos dos pontos de vista de

desempenho energético e exergetico, contribuindo para a diminuição no consumo de combustível na câmara de combustão e conseqüentemente para mitigar a emissão de poluentes por parte desse sistema. Observou-se que o sistema TES com leito fixo, quando integrado ao sistema CAES isobárico com armazenamento isotérmico, permite uma economia de até 10,52% de combustível para um ciclo de trabalho completo do sistema, o que produz um aumento de aproximadamente 3,29% na eficiência de ida e volta desse sistema. Já o sistema TES com tanques de armazenamento de óleo térmico utilizando Therminol 59 como fluido de transferência de calor e com trocadores de calor operando idealmente pode promover ao mesmo sistema CAES uma economia total de quase 12% de combustível para um ciclo completo de carregamento e descarregamento, o que corresponde a um aumento de até 3,76% na eficiência de ida e volta desse sistema.

6.2 TRABALHOS FUTUROS

Conduzir uma análise paramétrica dos sistemas analisados, verificando o grau de influência da variação de parâmetros como a temperatura da água do lago que circunda o reservatório CAES submerso, a temperatura ambiente, as dimensões geométricas dos reservatórios de armazenamento de ar comprimido imaginados, entre outros. Além disso pode-se investigar como a escolha de meios de armazenamento de energia térmica diferentes poderia afetar o desempenho dos sistemas TES analisados, e como isso poderia afetar a operação do sistema CAES como um todo. Realizar também uma análise termo econômica dos sistemas CAES investigados, verificando os custos associados à instalação dos componentes considerados, bem como dos diferentes armazenadores imaginados.

Avaliar os benefícios relativos à integração dos sistemas TES considerados sob o ponto de vista do grau de emissão de poluentes, verificando como a diminuição do consumo de gás natural seria benéfica para a diminuição no nível de emissões por parte do sistema CAES considerado. Essa verificação pode ser realizada de forma numérica através do software TPEQUIL, que permite analisar o processo de combustão através de uma metodologia envolvendo o equilíbrio químico, podendo-se conduzir análises ambientais dos gases de exaustão, verificando como a variação na taxa de consumo de combustível afeta a composição desses gases e, conseqüentemente, as emissões de poluentes como óxidos de nitrogênio e monóxido de carbono em partes por milhão (ppm), bem como o percentual de dióxido de carbono e vapor de água presentes nos produtos da combustão. Por exemplo, em

Barros (2017) uma análise através do software TPEQUIL levando em conta um motor Diesel de grande porte no qual uma parcela do óleo combustível B1 (OCB1) normalmente empregado como combustível nesses motores era substituído por um gás de síntese produzido a partir da gaseificação de uma biomassa vegetal permitiu verificar que a substituição parcial do combustível produziu efeitos relevantes sobre a diminuição da emissão de poluentes por parte do motor.

Simular o sistema TES com leito fixo de forma mais completa e precisa, considerando um modelo computacional diferente capaz de incluir as perdas para o ambiente que ocorrem nesse sistema. Avaliar também um cenário mais realista de operação do sistema TES com tanques de armazenamento de óleo térmico, considerando possíveis perdas associadas aos processos de transferência de calor e à possível instalação de componentes que facilitem a circulação do óleo térmico selecionado.

Analisar possíveis locais no nordeste brasileiro aptos a receber um sistema CAES que utilize uma caverna como reservatório de armazenamento de ar comprimido, avaliando os possíveis impactos ambientais associados à instalação e operação de um sistema desse tipo. Realizar também uma análise mais aprofundada de locais na região com bom potencial de geração de energia por fontes renováveis tais como a eólica e a solar, tomando como base os regimes de vento e os níveis médios anuais de irradiação solar em tais localidades. Considerar o processo de geração de energia por parte dessas fontes, e avaliar o quanto a integração de um sistema de armazenamento de energia por ar comprimido poderia ser benéfica do ponto de vista de mitigar a imprevisibilidade associada à geração de energia por parte dessas fontes, aumentando o grau de disponibilidade de energia e o nível de flexibilidade de sistemas de geração renováveis.

REFERÊNCIAS

- AGYENIM, Francis; HEWITT, Neil; EAMES, Philip; SMYTH, Mervyn. A review of materials, heat transfer and phase change problem formulation for latent heat thermal energy storage systems (LHTESS). **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 14, p. 615-628, 2010.
- ALAMI, A. H.; AOKAL, K.; ABED, J.; ALHEMYARI, M. Low pressure, modular compressed air energy storage (CAES) system for wind energy storage applications. **Renewable Energy**, v. 106, p. 201-211, 2017.
- ALVA, Guruprasad; LIN, Yaxue; FANG, Guiyin. An overview of thermal energy storage systems. **Energy**, v. 144, p. 341-378, 2018.
- ANDERSON, Ryan; SHIRI, Samira; BINDRA, Hitesh; MORRIS, Jeffrey F. Experimental results and modeling of energy storage and recovery in a packed bed of alumina particles. **Applied Energy**, v. 119, p. 521-529, 2014.
- ANEKE, Mathew; WANG, Meihong. Energy storage technologies and real life applications – A state of the art review. **Applied Energy**, v. 179, p. 350-377, 2016.
- BARBOUR, Edward; MIGNARD, Dimitri; DING, Yulong; LI, Yongliang. Adiabatic Compressed Air Energy Storage with packed bed thermal energy storage. **Applied Energy**, v. 155, p. 804-815, 2015.
- BARNES, Frank S.; LEVINE, Jonah G. **Large Energy Storage Systems Handbook**. Local: Boca Raton, FL. Taylor and Francis Group, 2011. 236 p.
- BARROS, Matheus Bezerra de Alencar. **Análise da utilização de um gaseificador para o reaproveitamento parcial da energia rejeitada pelos motores Diesel de uma planta termoelétrica**. 2017. 112 f. Projeto (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2017.
- BOYCE, Meherwan P. **Gas Turbine Engineering Handbook**. 2. ed. Houston, Texas: Gulf Professional Publishing, 2001. 799 p.
- BUDT, Marcus; WOLF, Daniel; SPAN, Roland; YAN, Jinyue. A review on compressed air energy storage: Basic principles, past milestones and recent developments. **Applied Energy**, v. 170, p. 250-268, 2016.
- BUFFA, Francesco; KEMBLE, Simon; MANFRIDA, Giampaolo; MILAZZO, Adriano. Exergy and Exergoeconomic Model of a Ground-Based CAES Plant for Peak-Load Energy Production. **Energies**, v. 6, p. 1050-1067, 2013. ISSN: 1996-1073.
- CALERO, Ivan; CAÑIZARES, Claudio A.; BHATTACHARYA, Kankar. Compressed Air Energy Storage System Modeling for Power System Studies. **IEEE Transactions on Power Systems**, v. 8950, p. 1-13, 2019.
- CAPSTONE TURBINE CORPORATION. **Technical reference Capstone model C30**

performance. 21211 Nordhoff Street, Chatsworth, CA 91311, USA, 2006.

CARNEIRO, W. A.; MENDES, P. P. C.; FERREIRA, C.; SILVA, J. R. P. da; FERREIRA, L. E. S.; ELLIS; M. F. **Desenvolvimento de Modelos Matemáticos de Turbinas a Gás *Heavy-Duty* e Aeroderivativas Avançadas e suas Aplicações na Operação em Ciclo Combinado.** 2003.

CASTELLANI, Beatrice; PRESCIUTTI, Andrea; FILIPPONI, Mirko; NICOLINI, Andrea; ROSSI, Federico. Experimental Investigation on the Effect of Phase Change Materials on Compressed Air Expansion in CAES Plants. **Sustainability**, v. 7, p. 9773-9786, DOI: 10.3390/su7089773.

ÇENGEL, Yunus A.; BOLES, Michael A. **Termodinâmica.** 7. ed. Porto Alegre: McGrawHill, 2013. 1020 p.

CHEN, Haisheng; CONG, Thang Ngoc; TAN, Chunqing; LI, Yongliang; DING; Yulong. Progress in electrical energy storage system: A critical review. **Progress in Natural Science**, p. 291-312, 2009.

CHEN, Jie; LIU, Wei; JIANG, Deyi; ZHANG, Junwei; REN, Song; LI, Lin; LI, Xiaokang; SHI, Xilin. Preliminary investigation on the feasibility of a clean CAES system coupled with wind and solar energy in China. **Energy**, v. 127, p. 462-478, 2017.

CHEN, Long Xiang; XIE, Mei Na; ZHAO, Pan Pan; WANG, Feng Xiang; HU, Peng; WANG, Dong Xiang. A novel isobaric adiabatic compressed air energy storage (IA-CAES) system on the base of volatile fluid. **Applied Energy**, v. 210, p. 198-210, 2018.

CHEUNG, Brian C.; CARRIVEAU, Rupp; TING, David S.-K. Parameters affecting scalable underwater compressed air energy storage. **Applied Energy**, v. 134, p. 239-247, 2014.

CHEUNG, Brian C.; CARRIVEAU, Cheung; TING, David S. K. Multi-objective optimization of an underwater compressed air energy storage system using genetic algorithm. **Energy**, v. 74, p. 396-404, 2014.

CHONG, Song-Hun. Development of a Numerical Approach to Simulate Compressed Air Energy Storage Subjected to Cyclic Internal Pressure. **Energies**, v. 10, p. 1-12, 2017. DOI: 10.3390/en10101620.

DEMIREL, Yasar. **Energy – Production, Conversion, Storage, Conservation, and Coupling.** Local: Londres. Springer, 2012. 507 p.

DINALI, Magd N.; DINCER, Ibrahim. Development and analysis of an integrated gas turbine system with compressed air energy storage for load leveling and energy management. **Energy**, v. 163, p. 604-617, 2018.

DINCER, Ibrahim; CENGEL, Yunus A. Energy, Entropy and Exergy Concepts and Their Roles in Thermal Engineering. **Entropy**, v. 3, p. 116-149, 2001. ISSN: 1099-4300.

DINÇER, Ibrahim; ROSEN, Marc A. **Thermal Energy Storage Systems and Applications.** 2. ed. Local: West Sussex, Reino Unido. John Wiley & Sons, Inc., 2011. 599 p.

DOE. Storage System Performance Supplement. **Discussion of Data for Smart Grid Metrics and Benefits**. 2010.

EBI, Kristie L.; OGDEN, Nicholas H.; SEMENZA, Jan C.; WOODWARD, Alistair. Detecting and Attributing Health Burdens to Climate Change. **Environmental Health Perspectives**, v. 125, n. 8, p. 1-8, 2017. DOI: 10.1289/EHP1509.

ELECTRICAL ENERGY STORAGE – White Paper. **Project of the International Electrotechnical Commission (IEC) market strategy board and the Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme**. Dezembro 2011. 92 p.

ELOUALI, A.; KOUSKSOU, T.; EL RHAFIKI, T.; HAMDAROU, S.; MAHDAROU, M.; ALLOUHI, A.; ZERAOULI, Y. Physical models for packed bed: Sensible heat storage systems. **Journal of Energy Storage**, v. 23, p. 69-78, 2019.

ERGUN, S. Fluid flow through packed columns. **Chemical Engineering Progress**, v. 48, p. 89-94, 1952.

ESENCE, Thibaut; BRUCH, Arnaud; FOURMIGUÉ, Jean-François; STUTZ, Benoit. A versatile one-dimensional numerical model for packed-bed heat storage systems. **Renewable Energy**, v. 133, p. 190-204, 2019.

ESENCE, Thibaut; BRUCH, Arnaud; MOLINA, Sophie; STUTZ, Benoit; FOURMIGUÉ, Jean-François. A review on experience feedback and numerical modelling of packed-bed thermal energy storage systems. **Solar Energy**, v. 153, p. 628-654, 2017.

FACCI, Andrea L.; SÁNCHEZ, David; JANNELLI, Elio; UBERTINI, Stefano. Trigenerative micro compressed air energy storage: Concept and thermodynamic assessment. **Applied Energy**, v. 158, p. 243-254, 2015.

FIASCHI, D.; MANFRIDA, G.; SECCHI, R.; TEMPESTI, D. A versatile system for offshore energy conversion including diversified storage. **Energy**, v. 48, p. 566-576, 2012.

GIAMPAOLO, Anthony. **Gas Turbine Handbook** – principles and practices. 3. ed. Local: Lilburn, GA. The Fairmont Press, Inc., 2006. 437 p.

GUO, Chaobin; PAN, Lehua; ZHANG, Keni; OLDENBURG, Curtis, M.; LI, Cai; LI, Yi. Comparison of compressed air energy storage process in aquifers and caverns based on the Huntorf CAES plant. **Applied Energy**, v. 181, p. 342-356, 2016.

GUO, Cong; XU, Yujie; ZHANG, Xinjing; GUO, Huan; ZHOU, Xuezhi; LIU, Chang; QIN, Wei; LI, wen; DOU, Binlin; CHEN, Haisheng. Performance analysis of compressed air energy storage systems considering dynamic characteristics of compressed air storage. **Energy**, vol. 135, p. 876-888, 2017.

GUO, Huan; XU, Yujie; CHEN, Haisheng; ZHANG, Xinjing; QIN, Wei. Corresponding-point methodology for physical energy storage system analysis and application to compressed air energy storage system. **Energy**, v. 143, p. 772-784, 2018. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.10.132>. Acesso em: 14 Out. 2019.

HARTMANN, Niklas; VÖHRINGER, O.; KRUCK, C.; ELTROP, L. “Simulation and analysis of diferente adiabatic Compressed Air Energy Storage plant configurations”, **Applied Energy**, vol. 93, p. 541-548, 2012.

HASNAIN, S. M. “Review on sustainable thermal energy storage technologies, part I: heat storage materials and techniques”, **Energy Conversion and Management**, vol. 39, n. 11, p. 1127-1138, 1998.

HE, Jin; PEI, Liu; ZHENG, Li. “Dynamic modeling and design of a hybrid compressed air energy storage and wind turbine system for wind power fluctuation reduction”, **Computers and Chemical Engineering**, vol. 0, p. 1-7, 2018. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.compchemeng.2018.05.023>>. Acesso em: 12 Ago. 2019.

HE, Wei; LUO, Xing; EVANS, David; BUSBY, Jonathan; GARVEY, Seamus; PARKES, Daniel; WANG, Jihong. “Exergy storage of compressed air in cavern and cavern volume estimation of the large-scale compressed air energy storage system”, **Applied Energy**, vol. 208, p. 745-757, 2017.

HOUSSAINY, Sammy; JANBOZORGI, Mohammad; IP, Peggy; KAVEHPOUR, Pirouz. “Thermodynamic analysis of a high temperature hybrid compressed air energy storage (HTH-CAES) system”, **Renewable Energy**, vol. 115, p. 1043-1054, 2018.

IBRAHIM, Hussein; BELMOKHTAR, Karim; GHANDOUR, Mazen. “Investigation of Usage of Compressed Air Energy Storage for Power Generation System Improving – Application in a Microgrid Integrating Wind Energy”, **Energy Procedia**, vol. 73, p. 305-316, 2015.

IBRAHIM, H.; ILINCA, A.; PERRON, J. “Energy Storage Systems – Characteristics and comparisons”, **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, vol. 12, p. 1221-1250, 2008.

IEA – International Energy Statistics. **International Energy Statistics 2005: Key World Energy Statistics**. Paris, 2005.

IEA – International Energy Statistics. **International Energy Statistics 2017: Key World Energy Statistics**. Paris, 2017.

IEA. Technology Roadmap: Energy Storage. **Energy Technology Perspectives**, p. 64, 2014.

INCROPERA, Frank P.; DEWITT, David P.; BERGMAN, Theodore L.; LAVINE, Adrienne S. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. Local: Rio de Janeiro, RJ. 6. ed.: LTC, 2008. 643 p.

IRENA – International Renewable Energy Agency. **Featured Dashboard – Capacity and Generation**. Disponível em: < <http://resourceirena.irena.org/gateway/dashboard/?topic=4&subTopic=16> >. Acesso em: 15 Dez. 2019.

ISMAIL, K. A. R.; HENRÍQUEZ, J. R. “Numerical and experimental study of spherical capsules packed bed latent heat storage system”, **Applied Thermal Engineering**, vol. 22, p. 1705-1716, 2002.

ISMAIL, K. A. R.; STUGINSKY JR., R. “A parametric study on possible fixed bed models for pcm and sensible heat storage”, **Applied Thermal Engineering**, vol. 19, p. 757-788, 1999.

JANNELLI, E.; MINUTILLO, M.; LAVADERA, A. Lubrano; FALCUCCI, G. “A small-scale CAES (compressed air energy storage) system for stand-alone renewable energy power plant for a radio base radio station: A sizing-design methodology”, **Energy**, vol. 78, p. 313-322, 2014.

JIANG, Runhua; YIN, Huibin; YANG, Minlin; YANG, Xiaoxi. “Thermodynamic model development and performance analysis of a novel combined cooling, heating and power system integrated with trigenerative compressed air energy storage”, **Energy Conversion and Management**, vol. 168, p. 49-59, 2018.

JIANG, Runhua; YIN, Huibin; PENG, Kewen; XU, Yongjun. “Multi-objective optimization, design and performance analysis of an advanced trigenerative micro compressed air energy storage system”, **Energy Conversion and Management**, vol. 186, p. 323-333, 2019.

KIM, Young-Min; FAVRAT, Daniel. “Energy and exergy analysis of a micro-compressed air energy storage and air cycle heating and cooling system”, **Energy**, vol. 35, p. 213-220, 2010.

KIM, Young-Min; LEE, Jang-Hee; KIM, Seok-Joon; FAVRAT, Daniel. “Potential and Evolution of Compressed Air Energy Storage: Energy and Exergy Analyses”, **Entropy**, vol. 14, p. 1501-1521, 2012. ISSN: 1099-4300.

KOOHI-FAYEGH, S.; ROSEN, M. A. “A review of energy storage types, applications and recent developments”, **Journal of Energy Storage**, vol. 27, p. 1-23, 2020.

KOTAS, T. J. **The Exergy Method of Thermal Plant Analysis**. 1995, 296 p.

KRAWCZYK, P.; SZABLOWSKI, L.; KARELLAS, S.; KAKARAS, E.; BADYDA, K. “Comparative thermodynamic analysis of compressed air and liquid air energy storage systems”, **Energy**, vol. 142, p. 46-54, 2018.

KUSHNIR, R; DAYAN, A.; ULLMANN, A. “Temperature and pressure variations within compressed air energy storage caverns”, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 55, p. 5616-5630, 2012.

KYRIAKOPOULOS, Grigorios L.; ARABATZIS, Garyfallos. “Electrical energy storage systems in electricity generation: Energy policies, innovative technologies, and regulatory regimes”, **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, vol. 56, p. 1044-1067, 2016.

LA ROVERE, E. L.; MENDES, F. E. **Tucuruí Hydropower Complex Brazil – Final Report**. World Commission on Dams (WCD). Vlaeberg, Cape Town 8018, South Africa, 2000.

LETCHER, T. M. **Storing Energy – With Special Reference to Renewable Energy Sources**. Elsevier, 2016. 565 p.

LI, Gang. “Sensible heat thermal storage energy and exergy performance evaluations”, **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, vol. 53, p. 897-923, 2016. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2015.09.006>>. Acesso em: 08 Set. 2019.

LIU, Ming; TAY, N. H. Steven; BELL, Stuart; BELUSKO, Martin; JACOB, Rhys; WILL, Geoffrey; SAMAN, Wasim; BRUNO, Frank. “Review on concentrating solar power plants and new developments in high temperature thermal energy storage technologies”, **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, vol. 53, p. 1411-1432, 2016.

LIU, Jin-Long; WANG, Jian-Hua. “A comparative research of two adiabatic compressed air energy storage systems”, **Energy Conversion and Management**, vol. 108, p. 566-578, 2016.

LIU, M.; WANG, H.; LI, R.; DU, C.; LI, C.; YAN, K. “Thermodynamic analysis of an isobaric compressed air energy storage (I-CAES) combined with low grade waste heat”, **IOP Conference Series: Earth and Environmental Science**, vol. 227, 2019. DOI:10.1088/1755-1315/227/4/042027.

LLAMAS, B.; LAÍN, C.; CASTAÑEDA, M. C.; POUS, J. “Mini-CAES as a reliable and novel approach to storing renewable energy in salt domes”, **Energy**, vol. 144, p. 482-489, 2018.

LUO, Xing; WANG, Jihong. “Overview of Current Development on Compressed Air Energy Storage”, **EERA Technical Report**, School of Engineering, University of Warwick, Coventry, UK, 2013.

LUO, Xing; WANG, Jihong; DOONER, Mark; CLARKE, Jonathan. “Overview of current development in electrical energy storage technologies and the application potential in power system operation”, **Applied Energy**, vol. 137, p. 511-536, 2015. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.09.081>>. Acesso em: 07 Jul. 2019.

LUO, Xing; WANG, Jihong; DOONER, Mark; CLARKE, Jonathan; KRUPKE, Christopher. “Overview of current development in compressed air energy storage technology”, **Energy Procedia**, vol. 62, p. 603-611, 2014.

MAIA, Thales A. C.; BARROS, José E. M.; FILHO, Braz J. Cadoso; PORTO, Matheus P. “Experimental performance of a low cost micro-CAES generation system”, **Applied Energy**, vol. 182, p. 358-364, 2016.

MAZLOUM, Youssef; SAYAH, Haytham; NEMER, Maroun. “Dynamic modeling and simulation of an Isobaric Adiabatic Compressed Air Energy Storage (IA-CAES) system”, **Journal of Energy Storage**, vol. 11, p. 178-190, 2017.

MEDRANO, Marc; GIL, Antoni; MARTORELL, Ingrid; POTAU, Xavi; CABEZA, Luisa F. “State of the art on high-temperature thermal energy storage for power generation. Part II – Case studies”, **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, vol. 14, p. 56-72, 2010.

MEIER, Anton; WINKLER, Christian; WUILLEMIN, Daniel. “Experiment for modeling high temperature rock bed storage”, **Solar Energy Materials**, vol. 24, p. 255-264, 1991.

MOHAMMADI, Amin; AHMADI, Mohammad H.; BIDI, Mokhtar; JODA, Fatemeh; VALERO, Antonio; USON, Sergio. “Exergy analysis of a Combined Cooling, Heating and Power system integrated with wind turbine and compressed air energy storage system”, **Energy Conversion and Management**, vol. 131, p. 69-78, 2017.

MOHAMMADI, A.; MEHRPOOYA, M. “Exergy analysis and optimization of an integrated gas turbine, compressed air energy storage and solar dish collector process”, **Journal of Cleaner Production**, vol. 139, p. 372-383, 2016.

MORAN, Michael J.; SHAPIRO, Howard N.; BOETTNER, Daisie D.; BAILEY, Margaret B. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2013. 823 p.
MUELLER, Gary E. “Numerically packing spheres in cylinders”, **Powder Technology**, vol. 159, p. 105-110, 2005.

ORTEGA-FERNÁNDEZ, Iñigo; ZAVATTONI, Simone A.; RODRÍGUEZ-ASEGUINOLAZA, Javier; D’AGUANNO, Bruno; BARBATO, Maurizio C. “Analysis of an integrated packed bed thermal energy storage system for heat recovery in compressed air energy storage technology”, **Applied Energy**, vol. 205, p. 280-293, 2017.

PAKSOY, Halime Ö. **Thermal Energy Storage for Sustainable Energy Consumption**. Dodrecht: Springer, 2007. 447 p.

PELLETIER, N. S. **Small-scale power extraction system for compressed air energy storage**. Dez. 2018, p. 145. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) –Naval Postgraduate School, Monterey, California.

PENG, Hao; LI, Rui; LING, Xiang; DONG, Huihua. “Modeling on heat storage performance of compressed air in a packed bed system”, **Applied Energy**, vol. 160, p. 1-9, 2015. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.09.029>>. Acesso em: 14 Jan. 2020.

PIELICHOWSKA, Kinga; PIELICHOWSKI, Krzysztof. “Phase change materials for thermal energy storage”, **Progress in Materials Science**, vol. 65, p. 67-123, 2014.

PIMM, Andrew J.; GARVEY, Seamus D.; JONG, Maxim de. “Design and testing of Energy Bags for underwater compressed air energy storage”, **Energy**, vol. 66, p. 496-508, 2014. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2013.12.010>>. Acesso em: 13 Dez. 2019.

PORTAL CORPORATIVO DA CHESF. **Sistema Chesf > Sistemas de Geração > Sobradinho**. 2016. Disponível em: < <https://www.chesf.gov.br/SistemaChesf/Pages/SistemaGeracao/Sobradinho.aspx> >. Acesso em: 20 Fev. 2020.

RAJU, Mandhapati; KHAITAN, Siddhartha Kumar. “Modeling and simulation of compressed air energy storage in caverns: A case study of the Huntorf plant”, **Applied Energy**, vol. 89, p. 474-481, 2012.

REGIN, A. Felix; SOLANKI, S. C.; SAINI, J. S. “Heat transfer characteristics of thermal energy storage system using PCM capsules: A review”, **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, vol. 12, p. 2438-2458, 2008.

RODRIGUEZ, D.; OCHOA, A. A.; BARROS, M. B.; HENRÍQUEZ, J. R. “Energy and Exergetic Analysis of a Gas Microturbine Based Cogeneration System and a Double Effect Absorption Cooling System”, **XIV Congresso Ibero-Americano de Engenharia Mecânica**, Cartagena das Índias, Colômbia, 2019.

ROGERS, A.; HENDERSON, A.; WANG, X.; NEGNEVITSKY, M. “Compressed Air Energy Storage: Thermodynamic and Economic Review”, **PES General Meeting | Conference & Exposition, 2014 IEEE**, National Harbor, MD, USA, 2014.

ROHIT, Amit Kumar; RANGNEKAR, Saroj. “An overview of energy storage and its importance in Indian renewable energy sector: Part II – energy storage applications, benefits and market potential”, **Journal of Energy Storage**, vol. 13, p. 447-456, 2017.

SALVINI, Coriolano. “Performance assessment of a CAES system integrated into a gas-steam combined plant”, **4th International Conference on Energy and Environmental Research, ICEER**, Porto, Porugal, 2017.

SCHUMANN, T. E. W. “Heat transfer: a liquid flowing through a porous prism”, **J. Franklin Institute**, vol. 208, p. 405-416, 1929.

SCIACOVELLI, A.; LI, Y.; CHEN, H.; WU, Y.; WANG, J.; GARVEY, S.; DING, Y. “Dynamic simulation of Adiabatic Compressed Air Energy Storage (A-CAES) plant with integrated thermal storage – Link between components performance and plant performance”, **Applied Energy**, vol. 185, p. 16–28, 2017.

SINGH, Harmeet; SAINI, R. P.; SAINI, J. S. “A review on packed bed solar energy storage systems”, **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, vol. 14, p. 1059-1069, 2010.

SINGH, Shobhana; SØRENSEN, Kim; CONDRA, Thomas; BATZ, Søren Søndergaard; KRISTENSEN, Kristian. “Investigaion on transient performance of a large-scale packed-bed thermal energy storage”, **Applied Energy**, vol. 239, p. 1114-1129, 2019.

STUTZ, Benoît; PIERRES, Nolwenn Le; KUZNIK, Frédéric; JOHANNES, Kevyn; DEL BARRIO, Elena Palomo; BÉDÉCARRATS, Jean-Pierre; GIBOUT, Stéphane; MARTY, Philippe; ZALEWSKI, Laurent; SOTO, Jerome; MAZET, Nathalie; OLIVES, Régis; BEZIAN, Jean-Jacques; MINH, Doan Pham. “Storage of thermal solar energy”, **Comptes Rendus Physique**, vol. 18, p. 401-414, 2017.

SUBERU, Mohammed Yekini; MUSTAFA, Mohd Wazir; BASHIR, Nouruddeen. “Energy storage systems for renewable energy power sector integration and mitigation of intermittency”, **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, vol. 35, p. 499-514, 2014.

SZABLOWSKI, L.; KRAWCZYK, P.; BADIYDA, K.; KARELLAS, S.; KAKARAS, E.; BUJALSKI, W. “Energy and exergy analysis of adiabatic compressed air energy storage system”, **Energy**, vol. 138, p. 12–18, 2017.

Therminol - Fluidos de troca térmica da Eastman. **Guia de Seleção - Fluidos de alto desempenho para controle preciso de temperatura**. Kingsport, TN 37662-5280, USA, 2019. Disponível em: <<https://www.therminol.com/sites/therminol/files/documents/TF-POR-8691-Therminol-Global-Product-Selector.pdf>>. Acesso em: 25 Jan. 2020.

THOMASSON, Tomi; TÄHTINEN, Matti; TAPANI, Antton; SIHVONEN, Teemu. “Dynamic analysis of adiabatic CAES with electric resistance heating”, **Energy Procedia**, vol. 135, p. 464-471, 2017.

TOLA, Vittorio; MELONI, Valentina; SPADACCINI, Fabrizio; CAU, Giorgio. “Performance assessment of Adiabatic Compressed Air Energy Storage (A-CAES) power plants integrated with packed-bed thermocline storage systems”, **Energy Conversion and Management**, vol. 151, p. 343-356, 2017.

TORTAJADA, Cecilia; ALTINBILEK, Dogan; BISWAS, Asit K. **Impacts of Large Dams: A Global Assessment**. Springer, 2012. 407 p.

VASEL-BE-HAGH, Ahmadreza; CARRIVEAU, Rupp; TING, David S.-K. “Structural analysis of an underwater energy storage accumulator”, **Sustainable Energy Technologies and Assessments**, vol. 11, p. 165-172, 2015.

VASQUEZ, Sergio; LUKIC, Srdjan M.; GALVAN, Eduardo; FRANQUELO, Leopoldo G.; CARRASCO, Juan M. “Energy Storage Systems for Transport and Grid Applications”, **IEEE Transactions on Industrial Electronics**, vol. 57, n. 12, p. 3881-3895, 2010.

VELLA, P.; SANT, T.; FARRUGIA, R. N. “A Review of Offshore-based Compressed Air Energy Storage Options for Renewable Energy Technologies”, **9th European Seminar OWEMES**, 2017.

VENKATARAMANI, G.; PARANKUSAM, P.; RAMALINGAM, V.; WANG, J. “A review on compressed air energy storage - A pathway for smart grid and polygeneration”, **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, vol. 62, p. 895–907, 2016.

WANG, Zhiwen; CARRIVEAU, Rupp; TING, David S. -K.; XIONG, Wei; WANG, Zuwen. “A review of marine renewable energy storage”, **International Journal of Energy Research**, 2019. DOI: 10.1002/er.4444.

WANG, Zhiwen; TING, David S. -K.; CARRIVEAU, Rupp; XIONG, Wei; WANG, Zuwen. “Design and thermodynamic analysis of a multi-level underwater compressed air energy storage system”, **Journal of Energy Storage**, vol. 5, p. 203-211, 2016.

WANG, Zhiwen; XIONG, Wei; TING, David S. -K.; CARRIVEAU, Rupp; WANG, Zuwen. “Comparison of underwater and underground CAES system for integrating floating offshore wind farms”, **Journal of Energy Storage**, vol. 14, p. 276-282, 2017.

XIA, Caichu; ZHOU, Yu; ZHOU, Shuwei; ZHANG, Pingyang; WANG, Fei. “A simplified and unified analytical solution for temperature and pressure variations in compressed air energy storage caverns”, **Renewable Energy**, vol. 74, p. 718-726, 2015.

YAO, Erren; WANG, Huanran; WANG, Ligang; XI, Guang; MARÉCHAL, François. “Thermo-economic optimization of a combined cooling, heating and power system based on small-scale compressed air energy storage”, **Energy Conversion and Management**, vol. 118, p. 377-386, 2016. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2016.03.087>>. Acesso em: 12 Jun. 2019.

ZANGANEH, G.; PEDRETTI, A.; ZAVATTONI, S.; BARBATO, M.; STEINFELD, A. “Packed-bed thermal storage for concentrated solar power – Pilot-scale demonstration and industrial-scale design”, **Solar Energy**, vol. 86, p. 3084-3098, 2012.

ZHANG, Shuyu; WANG, Huanran; LI, Ruixiong; LI, Chengchen; HOU, Fubin; BEN, Yue. “Thermodynamic analysis of cavern and throttle valve in large-scale compressed air energy storage system”, **Energy Conversion and Management**, vol. 183, p. 721-731, 2019. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.11.055>>. Acesso em: 19 Out. 2019.

ZHANG, Yuan; YANG, Ke; LI, Xuemei; XU, Jianzhong. “The thermodynamic effect of thermal energy storage on compressed air energy storage system”, **Renewable Energy**, vol. 50, p. 227-235, 2013.

ZHAO, Pan; DAI, Yiping; WANG, Jiangfeng. “Design and thermodynamic analysis of a hybrid energy storage system based on A-CAES (adiabatic compressed air energy storage) and FESS (flywheel energy storage system) for wind power application”, **Energy**, vol. 70, p. 674-684, 2014.

ZHAO, Pan; DAI, Yiping; WANG, Jiangfeng. “Performance assessment and optimization of a combined heat and power system based on compressed air energy storage system and humid air turbine cycle”, **Energy Conversion and Management**, vol. 103, p. 562-572, 2015.

ZHOU, Yu; XIA, Caichu; ZHAO, Haibin; MEI, Songhua; ZHOU, Shuwei. “An iterative method for evaluating air leakage from unlined compressed air energy storage (CAES) caverns”, **Renewable Energy**, vol. 120, p. 434-443, 2018.

ZOBAA, Ahmed Faheem. **Energy Storage – Technologies and Applications**. InTech, 2013. 320 p.