

ANÁLISE TERMODINÂMICA DE SISTEMAS CAES ISOCÓRICOS CONSIDERANDO DISTINTA POROSIDADE NO ARMAZENAMENTO DE ENERGIA TÉRMICA E DIVERSAS FONTES PRIMÁRIAS DE ENERGIA

Daniel Rodríguez, danivd1188@gmail.com¹

Matheus B. de A. Barros, m.bezerrabarros6@gmail.com¹

Jorge R. Henríquez, jorge.guerrero@ufpe.br¹

Manuel Perdomo, mperdomo@instec.cu²

¹Universidade Federal de Pernambuco, Av. Prof. Moraes Rego, 1235 - Cidade Universitária, Recife, Pernambuco, Brasil

²Instituto Superior de Tecnologías y Ciencias Aplicadas, Universidad de La Habana, Av. Salvador Allende No. 1110 e/ Infanta y Rancho Boyeros, Plaza de la Revolución, La Habana, Cuba

Resumo: A importância da geração hidrelétrica na matriz elétrica brasileira tem sido historicamente inquestionável. Mas a expansão desta fonte enfrenta progressivamente maiores custos e restrições, o que tem levado ao desenvolvimento e introdução de novos tipos de fontes renováveis de energias, como a energia eólica e a solar fotovoltaica. De acordo com os relatórios consolidados do Balanço Energético Nacional nos últimos dez anos, as energias eólica e solar fotovoltaica mostraram um aumento considerável tanto na capacidade instalada como na geração elétrica anual. Além disso, cenários futuros da energia elétrica do Brasil preveem um aumento na geração a partir deste tipo de fontes renováveis. Apesar das vantagens ambientais e da sustentabilidade das fontes de energias renováveis ainda existem algumas preocupações sérias sobre estas fontes e sua implementação, como menor densidade de potência, natureza intermitente na produção de energia, forte dependência da localização do empreendimento e das condições climáticas e meteorológicas locais. A intermitência pode ser enfrentada com processos de armazenamento de energia elétrica, existindo diversas tecnologias com este fim. O Armazenamento de Energia por Ar Comprimido (Compressed Air Storage Energy - CAES), é um método promissor devido à sua confiabilidade, escalabilidade, viabilidade econômica e baixo impacto ambiental. Além de uma rápida resposta de potência e eficiência de ida e volta relativamente alta, também permite aproveitar o potencial econômico das fontes renováveis intermitentes mediante a coordenação adequada do armazenamento. Um sistema CAES convencional envolve a dissipação de energia térmica durante a compressão do ar. Soluções mais avançadas incluem um trocador de calor regenerativo reciclando o calor recuperado da exaustão da turbina a gás. Outra melhoria significativa pode ser conseguida através da recuperação do calor gerado durante o processo de compressão, acumulado em um sistema de armazenamento de energia térmica, (Thermal Energy Storage - TES), para o pré-aquecimento espaçado do ar pressurizado durante a fase de geração. No presente trabalho é realizada a comparação de um sistema CAES com armazenamento isocórico do ar e um sistema TES por calor sensível tipo leito fixo com um sistema CAES convencional, considerando a primeira e a segunda Leis da Termodinâmica e a influência do tipo de fonte primária de energia. Os resultados obtidos mostram as vantagens termodinâmicas do sistema mais avançado em relação ao sistema mais convencional, como redução no consumo de combustível, redução das perdas exergéticas tanto na etapa de carregamento quanto de descarregamento, bem como um aumento das eficiências energética e exergética.

Palavras-chave: armazenamento de energia por ar comprimido, armazenamento de energia térmica, fonte primária de energia, análise energética, análise exergética

1. INTRODUÇÃO

Nas últimas décadas, a demanda mundial de energia elétrica aumentou rapidamente. Segundo os dados publicados pela Agência Internacional de Energia (2021) a geração global de eletricidade no ano 2020 aumentou em até 24% quando comparado com o ano 2010. Este incremento resultou em um declínio dos recursos energéticos não renováveis, tais como carvão, gás natural, petróleo e dos combustíveis nucleares fissionáveis. Esse espaço foi ocupado em grande medida pelas fontes renováveis de energia, que aumentaram a sua participação na matriz de geração elétrica.

As fontes renováveis de energia, especialmente a energia solar e a eólica, tem sido amplamente consideradas como uma das soluções mais eficazes e eficientes para abordar essas questões cada vez mais importantes (Yang et al., 2018). Ao mesmo tempo, vários projetos de energia solar e eólica foram desenvolvidos ou estão em construção, para atender às metas das energias renováveis (Jäger-Waldau, 2019; Lee and Zhao, 2021) e aumentar a participação destas fontes.

O Brasil se posiciona nesse cenário de forma bastante peculiar, visto a importância histórica das hidráulicas na matriz elétrica nacional. Por um lado, as energias renováveis no Brasil são um caso de sucesso: a participação de fontes renováveis na matriz de geração elétrica brasileira no ano de 2020 foi de 84,2% (EPE, 2021). Isto se deve, principalmente, à participação da energia hidroelétrica; uma tecnologia conhecida e amplamente aplicada no país. Por outro lado, a expansão das hidráulicas enfrenta progressivamente maiores custos e restrições. Essas restrições tem levado ao desenvolvimento e introdução de novos tipos de fontes de energias renováveis, como a energia eólica e a solar fotovoltaica. De acordo com os relatórios consolidados do Balanço Energético Nacional (2021), documentação e divulgação, anual, da pesquisa e contabilidade relativas à oferta e consumo de energia no Brasil, nos últimos dez anos, as energias eólica e solar fotovoltaica mostraram um aumento considerável tanto na capacidade instalada como na geração elétrica anual.

Apesar das vantagens ambientais e da sustentabilidade das fontes de energias renováveis ainda existem algumas preocupações sérias sobre estas fontes e sua implementação: como menor densidade de potência, natureza intermitente na produção de energia, grande dependência da localização do empreendimento, e forte dependência das condições climáticas e meteorológicas locais. As consequentes características intermitentes podem gerar instabilidade nas redes de energia (Ayamolowo et al., 2022). Esses problemas de estabilidade podem ser acentuados quando a contribuição destas fontes aumenta na matriz energética. Em segundo lugar, à medida que a participação das energias renováveis na matriz elétrica aumenta, torna-se mais difícil para os sistemas de energia convencionais existentes acomodar o aumento da geração de energia renovável em função do perfil de carga horária elétrica no Brasil. Essas limitações dificultam a produção de energia a partir desse tipo de fontes e as torna, até certo ponto, tecnologias de baixa disponibilidade.

A intermitência das fontes de energias renováveis pode ser enfrentada com sistemas de armazenamento de energia elétrica. Tais sistemas permitem armazenar energia elétrica convertendo-a em uma forma diferente de energia: química, mecânica, eletrostática ou eletromagnética, existindo diversas tecnologias com este fim. Além de desacoplar temporariamente a produção e o consumo de eletricidade, garantindo uma reserva para assumir picos de energia imprevisíveis e preços mais atraentes (Ahmad et al., 2020).

O Armazenamento de Energia por Ar Comprimido (*Compressed Air Storage Energy - CAES*), é um método promissor devido à sua confiabilidade, escalabilidade, viabilidade econômica e baixo impacto ambiental (Rodríguez et al., 2020). Além de uma rápida resposta de potência e eficiência de ida e volta relativamente alta, também permite aproveitar o potencial econômico das fontes renováveis intermitentes mediante a coordenação adequada do armazenamento (Bosio and Verda, 2015; Budt et al., 2016).

Um sistema CAES convencional envolve a dissipação de energia térmica durante a compressão do ar e o uso de uma fonte de calor externa para incrementar a eficiência do ciclo (Zhang et al., 2019). Soluções mais avançadas incluem um trocador de calor regenerativo reciclando o calor recuperado da exaustão da turbina a gás (Barnes and Levine, 2011; Barros et al., 2020). Outra melhoria significativa pode ser conseguida através da recuperação do calor gerado durante o processo de compressão, acumulado em um sistema de armazenamento de energia térmica, (*Thermal Energy Storage - TES*), para o pré-aquecimento espaçado do ar pressurizado durante a fase de geração (Bashiri et al., 2021; Hyrzyński et al., 2021).

Existem três tipos de sistemas de armazenamento de energia térmica: sensível, latente e termoquímica (Mahon et al., 2022). O armazenamento por calor sensível é considerado o mais simples dos três, utilizando um material para armazenar calor diretamente dentro do corpo (Tola et al., 2017). O armazenamento por calor latente utiliza energia térmica para induzir uma fase mudança dentro de um material que então libera a energia térmica ao retornar ao seu estado original (Bashiri Mousavi et al., 2021; Xiang et al., 2018). Já o armazenamento por calor termoquímico utiliza reações químicas reversíveis para separar compostos químicos que podem ser recombinados para gerar calor (Lei et al., 2021).

Sistemas CAES de larga escala geralmente apresentam uma dependência das características do local do empreendimento, devido à necessidade de condições que permitam construir ou instalar grandes armazenadores de ar comprimido. Já os sistemas CAES de pequeno demonstram uma maior flexibilidade, tornando-os uma solução mais adaptável (Barros et al., 2020; Castellani et al., 2015).

No presente trabalho é realizada a comparação de sistemas CAES com armazenamento isocórico do ar e um sistema de armazenamento por calor sensível tipo leito fixo, considerando a primeira e a segunda Leis da Termodinâmica e a influência do tipo de fonte primária de energia. Sendo a base de referência um sistema CAES convencional com recuperação de calor dos gases de exaustão, e fontes eólica e solar fotovoltaica o tipo de energia fornecida durante o processo de carregamento.

2. METODOLOGIA

Para as análises conduzidas no presente trabalho, foram considerados dois sistemas CAES de pequeno porte com armazenamento de ar a volume constante. A primeira configuração, base de referência para as análises termodinâmicas, consiste em um sistema CAES convencional com recuperação do calor contido nos gases de exaustão (Fig. 3). Enquanto que uma configuração mais avançada (Fig. 4) que considerada o aproveitamento do calor contido no ar comprimido na saída do compressor mediante um sistema de armazenamento por calor sensível é estudada para determinar o efeito desse processo no desempenho do sistema. Fontes de geração eólica ou solar fotovoltaica fornecem a energia primária das configurações.

2.1. Configuração e Descrição dos Sistemas

No sistema apresentado na Fig. 3 o ar comprimido no estágio de compressão (C), previamente resfriado através de um trocador de calor (Resf.), é armazenado em um reservatório de ar durante o processo de carregamento. Durante o processo de descarregamento do sistema, uma válvula de expansão (VR) regula a pressão até as condições operacionais do estágio de expansão (TG). Parte do calor dos gases de exaustão do sistema é aproveitado em um regenerador (Reg.) para pré-aquecer o ar antes de entrar na câmara de combustão (CC), o que aumenta a eficiência térmica do sistema.

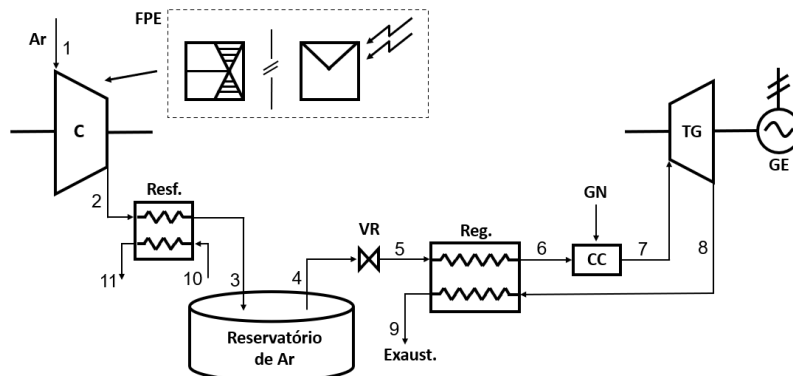


Figura 3. Sistema CAES isocórico convencional com recuperação do calor dos gases de exaustão.

Embora esta configuração apresente uma melhora quando comparado com os sistemas CAES sem recuperação de calor, ainda existe um desaproveitamento do calor extraído durante o resfriamento do ar no processo de compressão para incrementar a capacidade de armazenamento do sistema. Este calor rejeitado também poderia ser aproveitado mediante um sistema de armazenamento de energia térmica (TES), que permitiria o seu uso durante o processo de descarregamento de energia do sistema CAES (Budt et al., 2016). Logo, será considerada além a análise de uma configuração de sistema CAES mais avançada, que aproveita o calor gerado durante o processo de compressão (Fig. 4).

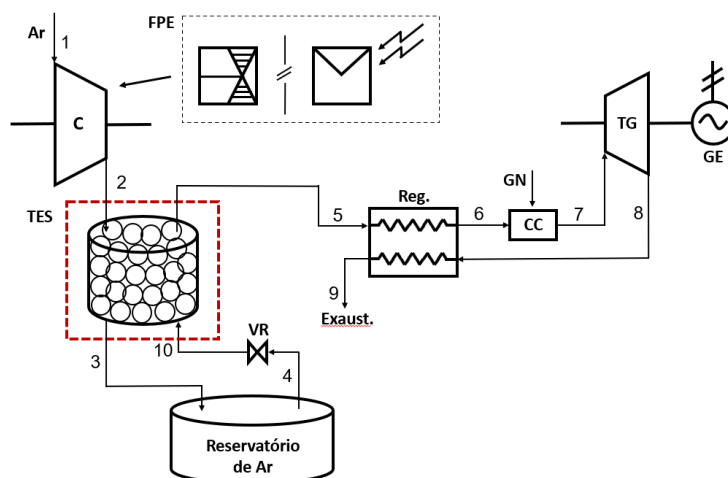


Figura 4. Sistema CAES isocórico com recuperação do calor dos gases de exaustão e aproveitamento do calor extraído durante o processo de compressão.

A principal diferença em esta configuração é a substituição do trocador de calor para resfriamento (Resf.) por um sistema de armazenamento de energia térmica por calor sensível (TES) tipo leito fixo. Este sistema, situado entre o compressor e o reservatório de ar, está composto por um recipiente cilíndrico isolado termicamente, com 5 m de diâmetro na base e 5 m de altura, e duas conexões que funcionam alternadamente como entrada e saída dependendo da etapa do processo de armazenamento de energia, carregamento ou descarregamento.

Esferas de aço de 5 cm de diâmetro são utilizadas como material de armazenamento térmico dentro do recipiente (Fig. 5a). A disposição das esferas dentro do recipiente determina o espaço livre, porosidade do TES, pelo qual escoo o ar trocando energia com as esferas. Portanto, os efeitos de três porosidades do meio são analisados: uma configuração de maior compactação, onde cada camada ocupa o espaço disponível na camada inferior (Fig. 5b), e duas configurações menos prováveis, de menor compactação, onde cada camada posiciona-se exatamente acima da outra, porém dispostas em arranjos triangular ou hexagonal (Fig. 5c). Estas configurações correspondem aos limites de porosidade, máximo e mínimo, do sistema TES, podendo a porosidade variar entre esses limites se a disposição dos arranjos for randômica.

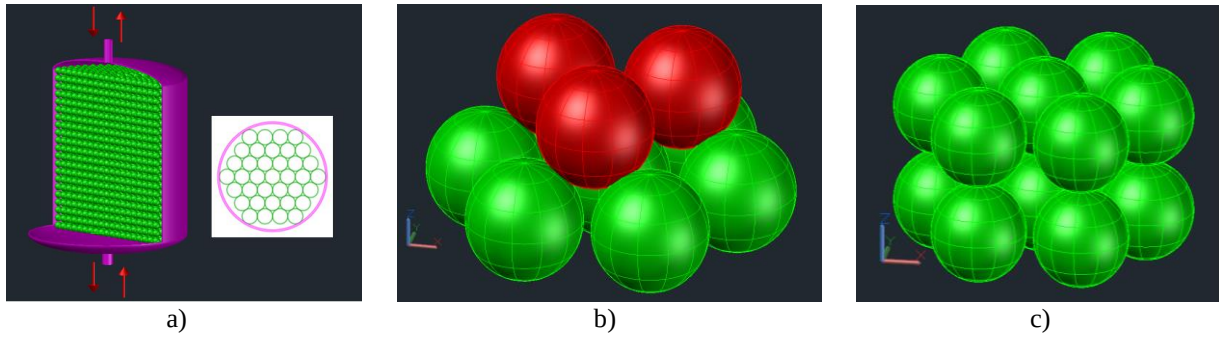


Figura 5. Sistema de armazenamento de energia térmica (TES) por calor sensível; a) Corte transversal do sistema TES; b) Arranjo mais compacto possível das esferas; c) Arranjo menos compacto possível das esferas.

2.2. Análise Energética

Com base nos princípios da primeira Lei da termodinâmica foi desenvolvida a análise energética dos sistemas CAES propostos. Foram necessárias algumas considerações para desenvolver o modelo:

- Temperatura ambiente e pressão ambiente são fixadas como sendo iguais respectivamente a 298,15 K (25 °C) e 101,325 kPa respectivamente;
- As perdas de calor e as perdas de carga nos dutos que conectam todos os componentes do sistema não serão consideradas;
- As variações nas energias cinética e potencial do sistema podem ser desprezadas;
- A válvula de expansão localizada na saída do armazenador de ar comprimido regula a pressão na entrada da turbina e funciona de forma isentálpica;
- Como o ar é considerado como um gás ideal, o processo de expansão através da válvula pode ser assumido como isotérmico (Houssainy et al., 2018);
- A temperatura do ar armazenado durante a etapa de descarregamento (T_4) é considerada constante e igual à temperatura ambiente, 298,15 K (25 °C);
- O ar no reservatório tem comportamento de gás ideal;
- Perdas de ar no reservatório são desconsideradas;
- Gás natural é empregado como combustível na câmara de combustão da turbina a gás;
- A razão dos calores específicos a pressão e volume constantes, do ar e dos produtos da combustão, são considerados constantes durante todo o processo;
- A razão de pressão do compressor e a potência produzida pela turbina são consideradas constantes durante os processos de carregamento e descarregamento respectivamente;
- A pressão de descarga no estágio de compressão (10 bar) deve ser maior do que a pressão de entrada no estágio de expansão (4 bar);
- O tempo de carregamento e descarregamento são considerados como sendo 6 e 12 horas respectivamente.

A seguir serão apresentadas as principais equações utilizadas na modelagem dos componentes dos sistemas apresentados (Fig. 3 e Fig. 4).

2.2.1. Compressor

A Equação (1) permite determinar a temperatura de saída do compressor:

$$T_2 = T_1 \cdot \left[1 + \frac{1}{\eta_{Comp}} \cdot \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\left(\frac{k_{ar}-1}{k_{ar}} \right)} - 1 \right) \right] \quad (1)$$

Onde: T_1 é a temperatura de entrada no compressor em Kelvin, p_1 e p_2 são as pressões de entrada e saída do compressor respectivamente em kPa e calculadas pela razão de pressão do compressor, k_{ar} corresponde à razão dos calores específicos a pressão e a volume constante do ar, e η_{Comp} é a eficiência isentrópica do compressor.

A potência consumida no compressor, $\dot{W}_{Comp}$, pode ser calculada pela Eq. (2):

$$\dot{W}_{Comp} = \dot{m}_{ar} \cdot (h_2 - h_1) \quad (2)$$

Onde: $\dot{m}_{ar}$ é a vazão mássica do ar no compressor em kg/s, h_1 e h_2 são as entalpias de entrada e saída do compressor respectivamente.

2.2.2. Resfriador e Regenerador

A efetividade dos equipamentos de troca térmica, como o resfriador e o regenerador, é definida como a razão entre o aumento real de entalpia do fluido que escoar pelo lado frio e o aumento máximo teórico de entalpia. As equações a seguir representam o balanço de energia para o volume de controle envolvendo estes componentes e o cálculo da efetividade destes equipamentos:

$$\dot{m}_{LF} \cdot (h_{LF}^s - h_{LF}^e) = \dot{m}_{LQ} \cdot (h_{LQ}^e - h_{LQ}^s) \quad (3)$$

$$\varepsilon_{Eq} = \frac{\dot{m}_{LF} \cdot (h_{LF}^s - h_{LF}^e)}{\dot{m}_{LQ} \cdot h_{LQ}^e - \dot{m}_{LF} \cdot h_{LF}^e} \quad (4)$$

Onde: ε_{Eq} é a efetividade do equipamento analisado, $\dot{m}_{LF}$ e $\dot{m}_{LQ}$ são as vazões mássicas dos fluidos nos lados frio e quente respectivamente do equipamento em kg/s, h_{LF}^s e h_{LF}^e são as entalpias de entrada e saída do lado frio do componente respectivamente e h_{LQ}^s e h_{LQ}^e são as entalpias de entrada e saída do lado quente do componente respectivamente.

2.2.3. Sistema de Armazenamento Térmico

Para as análises de transferência de calor entre o ar e o meio poroso durante os processos de carregamento e descarregamento, foi empregado o modelo unidimensional de Schumann (Ismail and Stuginsky, 1999). Neste modelo, assume-se que não há condução de calor na direção radial da geometria, não há condução de calor no fluido e também não há troca de calor entre as partículas ou esferas. Essas suposições levam a um sistema de equações diferenciais parciais, para o fluido (Eq. 5) e para o sólido (Eq. 6), que devem ser resolvidas simultaneamente:

$$\epsilon \cdot \rho_{ar} \cdot c_{ar} \cdot \left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + v_{\infty} \cdot \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{x}} \right) = h_{sol} \cdot a_{sol} (\bar{\theta} - \bar{T}) \quad (5)$$

$$(1 - \epsilon) \cdot \rho_{sol} \cdot c_{sol} \cdot \frac{\partial \bar{\theta}}{\partial t} = h_{sol} \cdot a_{sol} (\bar{T} - \bar{\theta}) \quad (6)$$

Onde: T e θ são as temperaturas do ar e do sólido respectivamente em Kelvin, ρ_{ar} e ρ_{sol} são as densidades do ar e do sólido respectivamente em kg/m³, c_{ar} e c_{sol} correspondem aos calores específicos do ar e do sólido respectivamente em J/kg-K, h_{sol} é o coeficiente de transferência de calor é o calor entre o ar e as esferas, dado em W/m²-K, a_{sol} é um fator de forma dado pela razão entre a área superficial total das partículas sólidas por unidade de volume do recipiente que as armazena, em m²/m³, v_{∞} é a velocidade intersticial do ar atravessando os espaços vazios entre as esferas do TES, e finalmente, ϵ é a porosidade do meio.

A Equação (7) permite estimar as perdas de pressão do ar comprimido escoando pelo sistema de armazenamento térmico, durante as etapas de carregamento e descarregamento do sistema CAES (Bashiri et al., 2021). As perdas de pressão são compensadas durante o processo de descarregamento do ar comprimido do reservatório.

$$\frac{\Delta p}{H_{TES}} = 150 \cdot \frac{(1 - \epsilon)^2}{\epsilon^3} \cdot \frac{\mu_{ar} - v_m}{d_{esf}^2} + 1,75 \cdot \frac{(1 - \epsilon)}{\epsilon^3} \cdot \frac{\rho_{ar} - v_m^2}{d_{esf}} \quad (7)$$

Onde: Δp corresponde às perdas de pressão no TES em Pa, H_{TES} é a altura do tanque em m, v_m é a velocidade média do fluido escoando pelo sistema em m/s, μ_{ar} corresponde à viscosidade dinâmica do ar em Pa·s, e d_{esf} o diâmetro das esferas em m.

2.2.4. Reservatório de Ar Comprimido

A pressão do ar armazenado dentro do reservatório de volume constante, em função do tempo t , é determinada pela equação de estado dos gases ideais (Eq. 8) durante as etapas de carregamento e descarregamento do sistema. Nesses processos, a massa, a temperatura e a pressão do ar armazenado variam em função do tempo.

$$P(t) = \frac{M(t) \cdot R \cdot T(t)}{V} \quad (8)$$

A massa do ar armazenado em função do tempo é determinada através de balanços de massa e energia para o volume de controle envolvendo o reservatório. Na etapa de carregamento tem-se apenas a entrada de ar no reservatório e na etapa de descarregamento apenas saída de ar. Mediante a Eq. (10) é possível determinar a massa de ar no instante de tempo $t=i$, aplicando o método das diferenças finitas para cada etapa.

$$M_i = M_{i-1} \pm \dot{m}_{entra/sai} \cdot \Delta t \quad (9)$$

Onde: M_i é a massa de ar no reservatório no instante de tempo $t=i$ em kg, M_{i-1} é a massa de ar no reservatório no instante de tempo $t=i-1$ em kg, $\dot{m}_{entra/sai}$ é a vazão de ar que entra ou sai do reservatório durante as etapas de carregamento ou descarregamento respectivamente em kg/s, e Δt corresponde ao passo temporal em s.

O volume V do reservatório de ar corresponde à soma espaço ocupado pelo ar até a pressão de entrada na turbina, que não pode ser aproveitado, e o espaço ocupado pelo ar a partir da pressão de entrada na turbina e até a pressão de saída do compressor, volume de ar efetivamente aproveitável durante o processo de descarregamento. Porém, esse espaço não operacional é preenchido apenas uma única vez durante o primeiro carregamento do sistema CAES.

A temperatura do ar armazenado será constante durante todo o processo operacional devido ao comportamento isotérmico das paredes do reservatório.

2.2.5. Câmara de Combustão

A Equação (10) representa o balanço de energia de um volume de controle que envolve a câmara de combustão:

$$\dot{m}_6 \cdot h_6 + \dot{m}_{GN} \cdot PCI_{GN} = \dot{m}_7 \cdot h_7 \quad (10)$$

Onde: $\dot{m}_6$ e $\dot{m}_{GN}$ são as vazões de ar que entram na câmara de combustão respectivamente em kg/s, $\dot{m}_7$ corresponde à vazão dos produtos da combustão em kg/s, h_6 é a entalpia do ar de entrada na câmara de combustão em kJ/kg, h_7 é a entalpia dos produtos da combustão em kJ/kg, e PCI_{GN} o poder calorífico inferior do gás natural usado como combustível em kJ/kg.

2.2.6. Turbina a Gás

A temperatura de saída do estágio de expansão (T_8) pode ser calculada mediante a seguinte expressão:

$$T_8 = T_7 \cdot \left[1 - \eta_{Turb} - \eta_{Turb} \cdot \left(\frac{p_8}{p_7} \right)^{\left(\frac{k_{pr}-1}{k_{pr}} \right)} \right] \quad (11)$$

Onde: T_7 é a temperatura de entrada no compressor em Kelvin, p_7 e p_8 são as pressões de entrada e saída do compressor respectivamente em kPa, k_{pr} corresponde à razão dos calores específicos a pressão e a volume constante dos produtos da combustão, e η_{Turb} é a eficiência isentrópica da turbina.

Finalmente, a Equação (12) permite calcular a energia útil do sistema CAES durante a etapa de descarregamento:

$$\dot{W}_{Turb} = \dot{m}_{pr} \cdot (h_7 - h_8) \quad (12)$$

2.2.7. Performance Energética

Mediante o uso da Eq. (13) é possível avaliar a influência da fonte primária de fornecimento de energia para acionamento do compressor. Ou seja, o valor da eficiência obtido (η_{PE}) representa a capacidade do sistema CAES de converter a energia primária em energia elétrica (Barnes and Levine, 2011).

$$\eta_{PE} = \frac{\dot{W}_{Turb}}{\left(\frac{\dot{W}_{Comp}}{\eta_{FPE}} \right) + (\dot{m}_{GN} \cdot PCI_{GN})} \quad (13)$$

A principal limitação da Eq. (13) está dada pela natureza das fontes primárias de energia, que dificulta a comparação dos resultados obtidos com os das eficiências térmicas convencionais. Nesse caso, a Eq. (14) é empregada como método de comparação entre diferentes tecnologias de armazenamento elétrico (Barnes and Levine, 2011). Esta eficiência de ida e volta ($\eta_{RT,1}$) considera a relação entre a eletricidade gerada durante o processo de descarregamento e a energia consumida pelo sistema CAES para armazenar o ar durante o processo de descarregamento mais a energia do combustível gasta no processo de descarregamento.

$$\eta_{RT,1} = \frac{\dot{W}_{Turb}}{\dot{W}_{Comp} + \eta_{GN} \cdot \dot{m}_{GN} \cdot PCI_{GN}} \quad (14)$$

A Equação (15) representa uma alternativa à Eq. (14), onde a eletricidade injetada de volta é subtraída da energia do combustível gasta durante o processo de descarregamento:

$$\eta_{RT,2} = \frac{\dot{W}_{Turb} - \eta_{GN} \cdot \dot{m}_{GN} \cdot PCI_{GN}}{\dot{W}_{Comp}} \quad (15)$$

Como se trata de um sistema CAES de pequena escala, a usina de referência que consumiria o gás natural para produzir eletricidade, ao invés de ser usado no CAES, será uma microturbina a gás com eficiência $\eta_{NG} = 0,26$ (Barros et al., 2020; Rodríguez et al., 2020, 2019).

2.3. Análises Exergética

Na Tabela 1 são apresentadas as equações das análises exergéticas, a partir da segunda Lei da termodinâmica (Kotas, 1985), de alguns dos principais componentes dos sistemas CAES avaliados no presente trabalho.

Tabela 1. **Eficiência exergética e taxa de destruição exergética de alguns componentes dos sistemas CAES.**

Componente	Eficiência Exergética	Taxa de Destruição Exergética
Compressor	$\psi_{Comp} = \frac{(\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1)}{\dot{W}_{Comp}}$	$\dot{E}x_{Comp}^D = \dot{E}x_1 - \dot{E}x_2 + \dot{W}_{Comp}$
Resfriador	$\psi_{Resf} = \frac{(\dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{10})}{(\dot{E}x_2 - \dot{E}x_3)}$	$\dot{E}x_{Resf}^D = \dot{E}x_{10} - \dot{E}x_{11} + (\dot{E}x_2 - \dot{E}x_3)$
Válvula de Expansão	$\psi_{Valv} = \frac{\dot{E}x_{10}}{\dot{E}x_4}$	$\dot{E}x_{Valv}^D = \dot{E}x_4 - \dot{E}x_{10}$
Regenerador	$\psi_{Reg} = \frac{(\dot{E}x_6 - \dot{E}x_5)}{(\dot{E}x_8 - \dot{E}x_9)}$	$\dot{E}x_{Reg}^D = \dot{E}x_5 - \dot{E}x_6 + (\dot{E}x_8 - \dot{E}x_9)$
Câmara de Combustão	$\psi_{CC} = \frac{\dot{E}x_7}{(\dot{E}x_6 + \dot{E}x_{GN})}$	$\dot{E}x_{CC}^D = \dot{E}x_6 + \dot{E}x_{GN} - \dot{E}x_7$
Turbina	$\psi_{Turb} = \frac{\dot{W}_{Turb}}{(\dot{E}x_7 - \dot{E}x_8)}$	$\dot{E}x_{Turb}^D = \dot{E}x_7 - \dot{E}x_8 - \dot{W}_{Turb}$

2.3.1. Câmara de Combustão

Com base na composição do combustível (Fioreze et al., 2013) é possível calcular a exergia química (ex_q) do combustível e dos produtos da combustão mediante a Eq. (16):

$$ex_q = \sum_i (y_i \cdot \overline{ex}_i) + R \cdot T_0 \cdot \sum_i (y_i \cdot \ln y_i) \quad (16)$$

Onde: $\overline{ex}_i$ é a exergia química padrão de cada gás que conforma a mistura de combustível ou produto da combustão em kJ/kg, e y_i corresponde à fração mássica de cada gás.

2.3.2. Armazenador Térmico e Reservatório de Ar

No caso do sistema de armazenamento de energia térmica e reservatório de ar comprimido a eficiência exergética (Eq. 17) e a taxa de destruição de exergia (Eq. 18) dependem das relações entre a exergia acumulada durante o processo de carregamento e a exergia entregue durante a etapa de descarregamento.

$$\psi_{Eq} = \frac{\dot{Ex}_{Entregue}}{\dot{Ex}_{Acumulada}} \quad (17)$$

$$\dot{Ex}_{Eq}^D = \dot{Ex}_{Acumulada} - \dot{Ex}_{Entregue} \quad (18)$$

2.3.3. Performance Exergética

Finalmente, a expressão para o cálculo da eficiência exergética através da segunda Lei da termodinâmica (ψ_{CAES}) para os ciclos CAES analisados através da Eq. (19):

$$\psi_{CAES} = \frac{Ex_{prod}}{Ex_{cons}} = \frac{\sum \dot{W}_{Turb}}{\sum (\dot{m}_{GN} \cdot ex_{GN})} \quad (19)$$

Enquanto que, a taxa total de destruição exergética no sistema pode ser determinada pela soma das taxas de destruição exergética de cada componente:

$$\dot{Ex}_{CAES}^D = \sum_i \dot{Ex}_i^D \quad (20)$$

3. RESULTADOS

Para os cálculos realizados foi considerado o sistema operando a plena capacidade, garantindo, portanto, o máximo de ar comprimido armazenado no reservatório e a maior geração de potência no estágio de expansão durante as etapas de carregamento e descarregamento respectivamente. Na Tabela 2 são exibidos alguns dos dados iniciais considerados nas análises conduzidas.

Tabela 2. Dados operacionais considerados nas análises dos sistemas CAES.

Parâmetro	Valor	Parâmetro	Valor
Temperatura ambiente (T_i) [K]	273,15	Vazão mássica de ar na etapa de carregamento ($\dot{m}_{ar}$) [kg/s]	0,6118
Eficiência isentrópica do Compressor (η_{Comp})	0,80	Vazão mássica de ar na etapa de descarregamento ($\dot{m}_{ar}$) [kg/s]	0,3059
Eficiência isentrópica da Turbina (η_{Turb})	0,90	Razão dos calores específicos do ar (k_{ar})	1,40
Eficiência isentrópica dos Trocadores de Calor (η_{TC})	0,85	Razão dos calores específicos dos produtos da combustão (k_{pr})	1,34
Razão de pressão do compressor (β_C)	10,00	Eficiência de um ciclo de microturbina a gás (η_{GN})	0,26
Razão de pressão da turbina (β_T)	4,00	Eficiência elétrica energia eólica (η_{TE})	0,40
Poder calorífico inferior do gás natural (PCI _{GN}) [kJ/kg]	44.581,0	Eficiência elétrica energia solar fotovoltaica (η_{UFV})	0,18

3.1. Análise Energética

Na Figura 6 é apresentado o consumo de gás natural na câmara de combustão durante a etapa de descarregamento dos sistemas analisados. As configurações considerando a recuperação do calor armazenado em um sistema de armazenamento térmico por calor sensível tipo leito fixo experimentam uma economia no consumo de combustível quando comparadas com o sistema CAES convencional (CAES Conv.). Na medida que a temperatura dentro do armazenador térmico diminui, é preciso incrementar o consumo de combustível para garantir as condições de entrada no estágio de expansão e, portanto, a geração de potência do sistema CAES.

Vale salientar que o efeito da porosidade, para a configuração do sistema TES por calor sensível tipo leito fixo definida no presente trabalho, não resulta predominante nos resultados das análises conduzidas. No gráfico da Fig. 6, é possível apreciar que a curva de consumo de combustível considerando o arranjo mais compacto, ou de menor porosidade, das esferas no interior do TES (CAES/TES Misto), coincide praticamente com os arranjos das esferas de maior porosidade, distribuídos de forma hexagonal (CAES/TES Hexag.) ou triangular (CAES/TES Triang.). Um comportamento similar também é observado nos demais parâmetros analisados (Fig. 7a, 7b e 8).

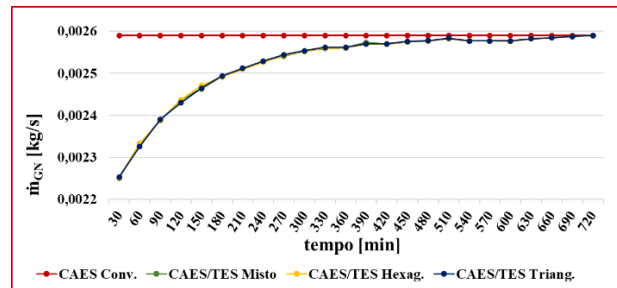


Figura 6. Consumo de combustível na câmara de combustão dos sistemas CAES analisados.

O consumo de combustível tem um efeito direto nas eficiências de ida e volta do sistema CAES (Fig. 7a e 7b) onde, as configurações com aproveitamento de calor injetam, durante mais tempo, maior quantidade de energia durante o descarregamento em relação à energia gasta no carregamento do sistema.

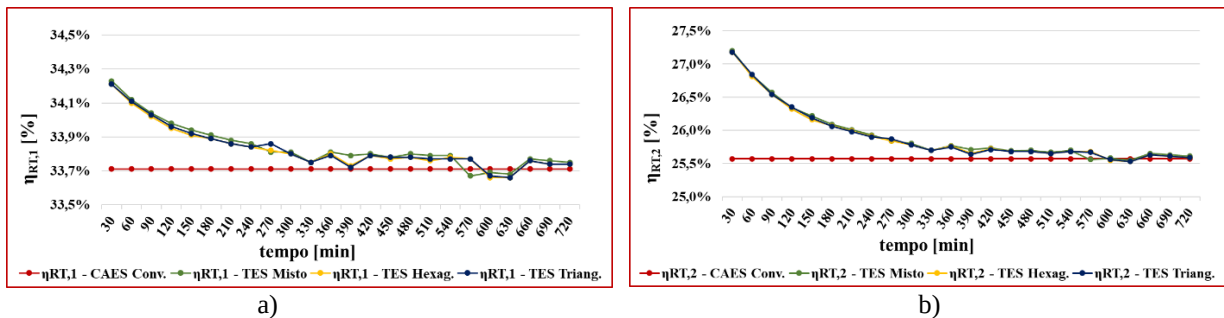


Figura 7. Eficiência de ida e volta dos sistemas CAES analisados; a) $\eta_{RT,1}$; b) $\eta_{RT,2}$.

Adicionalmente, os sistemas CAES dependem do tipo de fonte de acionamento do estágio de compressão durante a etapa de carregamento, ou seja, da eficiência da energia primária. A Figura 8 mostra este efeito, considerando o acionamento do compressor a partir de energia eólica, solar fotovoltaica ou de um ciclo de microturbina a gás. Os resultados mostram também que, o efeito do aproveitamento térmico mediante um sistema TES por calor sensível é mais relevante com o aumento da eficiência da energia primária.

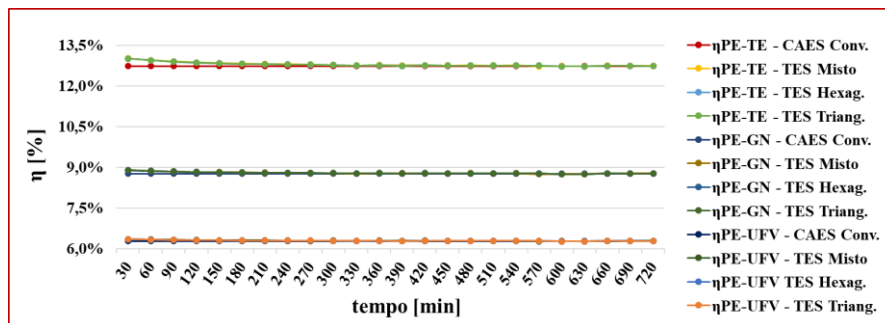


Figura 8. Eficiência energética da energia primária.

Outro aspecto importante a ser considerado é o fator de capacidade da fonte que, por exemplo, no caso da energia solar fotovoltaica está disponível para o acionamento do sistema CAES durante um período mais limitado quando comparado com as outras fontes analisadas.

3.2. Análise Exergética

Na medida que o calor é armazenado no sistema TES durante a etapa de carregamento as perdas exergéticas são reduzidas no sistema CAES, como pode ser apreciado nas curvas CAES/TES Misto, CAES/TES Hexag. e CAES/TES Trinag. da Fig. 9a. Esta energia térmica acumulada também tem um efeito de redução na exergia destruída durante a etapa de descarregamento (Fig. 9b), sendo inferiores para todos os arranjos considerando armazenamento térmico do que para o sistema CAES convencional de referência (CAES Conv.). De forma similar aos resultados obtidos nas análises energéticas, o efeito da variação da porosidade do sistema TES resulta pouco significativo no comportamento dos parâmetros analisados (Fig. 9a, 9b e 10). O seu efeito está mais associado às perdas de pressão dentro do sistema.

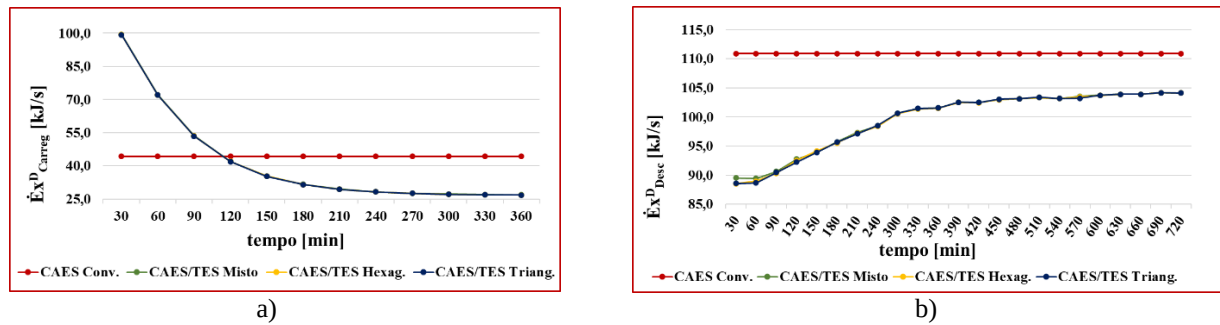


Figura 9. Exergia destruída nos sistemas CAES analisados; a) Etapa de Carregamento; b) Etapa de Descarregamento.

Finalmente, é esperado um aumento da eficiência exergética do sistema CAES considerando o aproveitamento do calor contido no ar após compressão (Fig. 10).

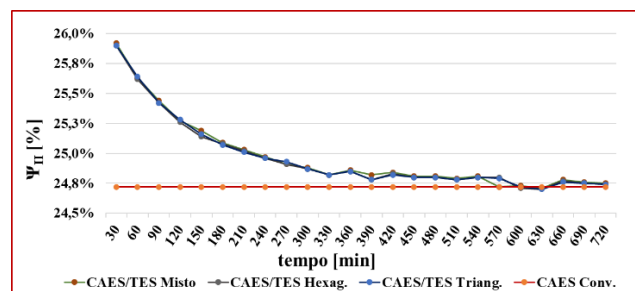


Figura 10. Eficiência exergética dos sistemas CAES analisados.

4. CONCLUSÕES

Análises termodinâmicas, a partir dos princípios estabelecidos nas primeira e segunda Leis, foram conduzidas considerando dois tipos de sistemas CAES. O primeiro, um sistema CAES convencional com recuperação do calor contido nos gases de exaustão e o segundo, uma configuração mais avançada considerando, adicionalmente, o aproveitamento do calor extraído do ar após compressão mediante um sistema de armazenamento de energia térmica por calor sensível tipo leito fixo. O efeito da porosidade do armazenador térmico nesta última configuração também foi considerado.

A partir dos resultados obtidos pode-se concluir que a consideração de um sistema TES representa uma vantagem desde o ponto de vista energético quando comparado com um sistema CAES convencional. Isto devido principalmente à redução do consumo de combustível na câmara de combustão durante o descarregamento do sistema. O efeito do sistema de armazenamento térmico depende também da natureza da fonte primária de energia, sendo mais pronunciado para sistemas com maior eficiência elétrica.

Vantagens similares são apreciadas mediante as análises exergéticas dos sistemas CAES. Reduções na exergia destruída, tanto na etapa de carregamento como de descarregamento, são observadas no sistema que considera o uso do armazenador térmico. Isto se deve principalmente ao aproveitamento do calor contido no ar após compressão, rejeitado no sistema CAES convencional. Portanto, é obtida uma maior eficiência exergética na configuração mais avançada.

A influência da disposição das esferas dentro do armazenador térmico para as configurações analisadas não é relevante quando comparada com os efeitos provocados pelo uso do sistema TES. Outro aspecto a destacar é que, a partir das 6 h de tempo de descarregamento os efeitos positivos do TES são reduzidos quase totalmente. Isto permite considerar a injeção, a partir das 6 h de descarregamento, do ar de saída do reservatório de ar comprimido diretamente no regenerador, de modo a evitar sua passagem pelo TES e eliminar, portanto, as perdas de pressão dentro do armazenador.

5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à CAPES pela bolsa de doutorado e mestrado concedidas ao primeiro e segundo autor, respectivamente. Adicionalmente, o terceiro autor agradece ao CNPq pela bolsa Produtividade (Proc.315265/2020-5).

6. REFERÊNCIAS

- Ahmad, L., Khordehghah, N., Malinauskaite, J., & Jouhara, H. (2020). Recent advances and applications of solar photovoltaics and thermal technologies. *Energy*, 207, 118254. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.118254>
- Ayamolowo, O. J., Manditereza, P. T., & Kusakana, K. (2022). South Africa power reforms: The Path to a dominant

- renewable energy-sourced grid. *Energy Reports*, 8, 1208–1215. <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2021.11.100>
- Barnes, F. S., & Levine, J. G. (2011). *Large Energy Storage Systems Handbook* (F. S. Barnes & J. G. Levine (eds.); 1st ed.). CRC Press Taylor and Francis Group.
- Barros, M. B. d. A., Rodríguez, D., & Henríquez, J. R. (2020). Thermodynamic analysis of a compressed air energy storage system with constant volume storage considering different operating conditions for reservoir walls. *Journal of Energy Storage*, 32(March), 101728. <https://doi.org/10.1016/j.est.2020.101728>
- Bashiri Mousavi, S., Adib, M., Soltani, M., Razmi, A. R., & Nathwani, J. (2021). Transient thermodynamic modeling and economic analysis of an adiabatic compressed air energy storage (A-CAES) based on cascade packed bed thermal energy storage with encapsulated phase change materials. *Energy Conversion and Management*, 243(May), 114379. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.114379>
- Bosio, F. De, & Verda, V. (2015). Thermo-economic analysis of a Compressed Air Energy Storage (CAES) system integrated with a wind power plant in the framework of the IPEX Market q. *Applied Energy*, 152, 173–182. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.01.052>
- Budt, M., Wolf, D., Span, R., & Yan, J. (2016). A review on compressed air energy storage: Basic principles, past milestones and recent developments. *Applied Energy*, 170, 250–268. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.02.108>
- Castellani, B., Presciutti, A., Filippini, M., Nicolini, A., & Rossi, F. (2015). Experimental investigation on the effect of phase change materials on compressed air expansion in CAES plants. *Sustainability (Switzerland)*, 7(8), 9773–9786. <https://doi.org/10.3390/su7089773>
- EPE. (2021). Balanço Energético Nacional 2021. In *Empresa de Pesquisa Energética – EPE*. <https://www.epe.gov.br/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/balanco-energetico-nacional-ben>
- Fioreze, M., Soares, K. F., Graepin, C., Silva, T. C. N., Azevedo, F. C., & Kemerich, P. D. (2013). Gás Natural: Potencialidades De Utilização No Brasil. *Revista Eletrônica Em Gestão, Educação e Tecnologia Ambiental*, 10(10), 2251–2265. <https://doi.org/10.5902/223611707896>
- Houssainy, S., Janbozorgi, M., Ip, P., & Kavehpour, P. (2018). Thermodynamic analysis of a high temperature hybrid compressed air energy storage (HTH-CAES) system. *Renewable Energy*, 115, 1043–1054. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.09.038>
- Hyrzyński, R., Ziółkowski, P., Gotzman, S., Kraszewski, B., Ochrymiuk, T., & Badur, J. (2021). Comprehensive thermodynamic analysis of the CAES system coupled with the underground thermal energy storage taking into account global, central and local level of energy conversion. *Renewable Energy*, 169, 379–403. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.12.123>
- IEA. (2021). *World Energy Outlook 2021*. www.iea.org
- Ismail, K. A. R., & Stuginsky, R. (1999). Parametric study on possible fixed bed models for pcm and sensible heat storage. *Applied Thermal Engineering*, 19(7), 757–788. [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(98\)00081-7](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(98)00081-7)
- Jäger-Waldau, A. (2019). PV Status Report 2019. In *JRC Science for Policy Report*. <https://doi.org/10.2760/326629>
- Kotas, T. J. (University of L. (1985). The Exergy Method of Thermal Plant Analysis. In T. J. (University of L. Kotas (Ed.), *Anchor Brendon Ltd, Tiptree, Essex* (1st ed., Vol. 20, Issue 5). Anchor Brendon Ltd, Tiptree, Essex. [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(97\)85546-6](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(97)85546-6)
- Lee, J., & Zhao, F. (2021). Global Wind Report 2021. In *Global Wind Energy Council*. <http://www.gwec.net/global-figures/wind-energy-global-status/>
- Lei, F., Korba, D., Huang, W., Randhir, K., Li, L., & AuYeung, N. (2021). Thermochemical heat recuperation for compressed air energy storage. *Energy Conversion and Management*, 250(July), 114889. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.114889>
- Mahon, H., O'Connor, D., Friedrich, D., & Hughes, B. (2022). A review of thermal energy storage technologies for seasonal loops. *Energy*, 239, 122207. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.122207>
- Rodríguez, D., Barros, M. B. d. A., Henriquez, J. R., & Perdomo, M. (2020). Análise Energética e de Confiabilidade de um Sistema de Armazenamento de Energia Elétrica com Ar Comprimido a Volume Constante. *I Congresso Nacional de Energias, Exergia e Sustentabilidade*, 32–44. <https://drive.google.com/file/d/1rj9H6gB3DBjPiB4JosxwqsXp2LSyM3jW/view>
- Rodríguez, D., Ochoa, Á. A., Barros, M. B., & Henríquez, J. R. (2019). Energy and Exergetic Analysis of a Gas Microturbine Based Cogeneration System and a Double Effect Absorption Cooling System. In M. de Jesús Martínez (Ed.), *XIV Congresso Ibero-Americano de Ingeniería Mecánica*. División de Publicaciones UIS.
- Tola, V., Meloni, V., Spadaccini, F., & Cau, G. (2017). Performance assessment of Adiabatic Compressed Air Energy Storage (A-CAES) power plants integrated with packed-bed thermocline storage systems. *Energy Conversion and Management*, 151, 343–356. <https://doi.org/10.1016/J.ENCONMAN.2017.08.051>
- Xiang, L., Na, M., Pan, P., Xiang, F., Hu, P., & Xiang, D. (2018). A novel isobaric adiabatic compressed air energy storage (IA-CAES) system on the base of volatile fluid. *Applied Energy*, 210(November 2017), 198–210. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.11.009>
- Yang, Y., Bremner, S., Menictas, C., & Kay, M. (2018). Battery energy storage system size determination in renewable energy systems: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 91(January), 109–125. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.03.047>
- Zhang, J., Zhou, S., Li, S., Song, W., & Feng, Z. (2019). Performance analysis of diabatic compressed air energy storage

(D-CAES) system. *Energy Procedia*, 158, 4369–4374. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2019.01.782>

7. RESPONSABILIDADE AUTORAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

THERMODYNAMIC ANALYSIS OF ISOCORIC CAES SYSTEMS CONSIDERING DIFFERENT THERMAL ENERGY STORAGE AND VARIOUS PRIMARY ENERGY SOURCES

Daniel Rodríguez, danivd1188@gmail.com¹

Matheus B. de A. Barros, m.bezerrabarros6@gmail.com¹

Jorge R. Henríquez, jorge.guerrero@ufpe.br¹

Manuel Perdomo, mperdomo@instec.cu²

¹Federal University of Pernambuco, Av. Prof. Moraes Rego, 1235 - Cidade Universitária, Recife, Pernambuco, Brasil

²Higher Institute of Technologies and Applied Sciences, University of Havana, Av. Salvador Allende No. 1110 e/ Infanta y Rancho Boyeros, Plaza de la Revolución, La Habana, Cuba

Abstract. *The importance of hydroelectric generation in the Brazilian electricity matrix has been historically unquestionable. But the expansion of this source faces progressively higher costs and restrictions. This has led to the development and introduction of new types of renewable energy sources, such as wind and solar photovoltaic energies. According to the consolidated reports of the National Energy Balance, in the last ten years, wind and solar photovoltaic energy showed a considerable increase in both installed capacity and annual electricity generation. In addition, future scenarios for Brazil's electric power foresee an increase in generation from this type of renewable sources. Despite the environmental advantages and sustainability of renewable energy sources there are still some serious concerns about these sources and their implementation. Such as lower power density, intermittent nature in energy production, strong dependence on the facility's location and on local climate and weather conditions. Intermittency can be addressed with electrical energy storage systems, and several technologies exist for this purpose. Compressed Air Storage Energy (CAES) is a promising method due to its reliability, scalability, economic viability, and low environmental impact. Besides fast power response and relatively high round-trip efficiency, it also enables the economic potential of intermittent renewable sources through proper storage coordination. A conventional CAES system involves the thermal energy dissipation during air compression. More advanced solutions include a regenerative heat exchanger to recycle the heat recovered from the gas turbine exhaust. Another significant improvement can be achieved by recovering the heat generated during the compression process, stored in a Thermal Energy Storage (TES) system, for the spaced preheating of pressurized air during the generation phase.*

In the present work, a comparison of a CAES system with isochoric air storage and a fixed-bed type sensible heat TES system with a conventional CAES system is performed, considering the first and second Laws of Thermodynamics and the influence of the type of primary energy source. The results obtained show the thermodynamic advantages of the more advanced system over the conventional system, such as a fuel consumption reduction, a decrease in exergetic losses at both the loading and unloading stages, as well as an increase in energy and exergetic efficiencies.

Keywords: *compressed air energy storage, thermal energy storage, primary energy source, energy analysis, exergetic analysis*