International Journal of Progressive Sciences and Technologies (IJPSAT)
ISSN: 2509-0119.
© 2026 Scholar AI LLC.
https://ijpsat.org/
Vol. 60 No. 1 November 2026, pp. 364-393

Analyse Énergétique En Régime Périodique D'une Centrale À Cheminée Solaire Couplée À Un Stockage Adiabatique Par Air Comprimé À Lit De Roche Application : Alimentation Du Lpader A Mahajanga

[1]TOVONDRAINY Ramiandrisoa, [2]DONA Victorien Bruno

[1]Doctorant, École Doctorale Génie du Vivant et Modélisation (EDGVM), Université de Mahajanga, Madagascar
[2]Professeur, Laboratoire de Physique Appliquée et des Énergies Renouvelables (LPADER), Université de Mahajanga, Madagascar
tovondrainyramiandrisoa@gmail.com, bvdno2@gmail.com

Auteur Correspondant : TOVONDRAINY Ramiandrisoa. E-mail : tovondrainyramiandrisoa@gmail.com

(cc) BY

Résumé—Cet article évalue le couplage d'une centrale à cheminée solaire (CCS) et d'un stockage adiabatique par air comprimé (A-CAES) pour alimenter, sans combustible ni batterie, le LPADER de l'Université de Mahajanga (44,53 kWh/j ; pointe de 4,70 kW). La CCS (cheminée de 101 m, collecteur de 152 m) entraîne un compresseur de 7,3 kW ; l'air est stocké à 30–80 bar dans un réservoir de 10 m³ et la chaleur de compression dans un lit de roche (TES), qui la rend à l'air avant la détente dans une turbine de 5 kW. Le modèle dynamique (gestion à règles, réservoir 0D, TES de Schumann à deux phases) est évalué en régime périodique. Avec un rendement de collecteur de 0,60, la CCS sert directement 63,8 % de la demande et l'A-CAES 36,2 %, pour une couverture de 99,9995 %. Le lit restitue 87 % de la chaleur reçue ; le rendement électrique du stockage atteint 48,8 à 49,1 % (66 % pour le cycle thermopneumatique). Ce rendement de collecteur n'est pas mesuré : un modèle étalonné sur Manzanares ramène la couverture de janvier à 46 %. En outre, 26 à 50 % de la production est écrêtée. La réinjection de l'air détendu dans la CCS rapporte au plus 6,5 Wh/j nets ; la coopération utile passe par la gestion de la demande (0,95 kWh de production économisé par kilowattheure déplacé) et l'usage direct de la chaleur. Le bus continu ramène les pertes de conversion de 14,85 à 13,60 kWh/j. Ces résultats relèvent d'une vérification numérique.

Mots clés : centrale à cheminée solaire ; stockage d'énergie par air comprimé adiabatique (A-CAES) ; stockage thermique à lit fixe ; thermocline ; réinjection de l'air détendu ; gestion de l'énergie.

Abstract– This paper assesses the coupling of a solar chimney power plant (SCPP) with adiabatic compressed air energy storage (A-CAES) to supply, without fuel or batteries, the LPADER laboratory at the University of Mahajanga (44.53 kWh/day; 4.70 kW peak). The SCPP (101 m chimney, 152 m collector) drives a 7.3 kW compressor; the air is stored at 30–80 bar in a 10 m³ tank and the compression heat in a rock bed (TES), which returns it to the air before expansion in a 5 kW turbine. The dynamic model (rule-based control, zero-dimensional tank, two-phase Schumann TES) is assessed in the periodic regime. With a collector efficiency of 0.60, the SCPP serves 63.8% of the demand directly and the A-CAES 36.2%, for a coverage of 99.9995%. The bed returns 87% of the heat it receives; the electrical efficiency of the storage reaches 48.8–49.1% (66% for the thermo-pneumatic cycle). This collector efficiency is not measured: a model calibrated on Manzanares lowers January coverage to 46%. Moreover, 26–50% of the output is curtailed. Reinjecting the expanded air into the SCPP yields at most 6.5 Wh/day net; useful cooperation comes from demand management (0.95 kWh of output saved per kilowatt-hour shifted) and direct use of the heat. The DC bus lowers conversion losses from 14.85 to 13.60 kWh/day. These results constitute numerical verification.

Keywords: solar chimney power plant; adiabatic compressed air energy storage (A-CAES); packed-bed thermal storage; thermocline; expanded-air reinjection; energy management.

International Journal of Progressive Sciences and Technologies (IJPSAT)
ISSN: 2509-0119.
© 2026 Scholar AI LLC.
https://ijpsat.org/
Vol. 60 No. 1 November 2026, pp. 364-393

I. Introduction

Le stockage par air comprimé (CAES) convient aux durées moyennes et longues : l'air est comprimé quand l'énergie est disponible, puis détendu dans une turbine lorsque la demande l'exige [1],[2]. Le CAES adiabatique (A-CAES) stocke la chaleur de compression pour la rendre à l'air avant la détente, sans combustible [3],[5] ; la thermocline de son stockage thermique (TES) fixe les températures vues par les machines, si bien que pneumatique et thermique doivent être traités ensemble [5],[6]. Les grandes installations visent 60 à 70 % de rendement [3],[7] ; des démonstrateurs à lit de roche ont été exploités [8],[9], ces lits sont modélisés à la manière de Schumann [10],[11] et les installations multi-étagées ont été analysées en détail [12],[15].

La centrale à cheminée solaire (CCS) produit de l'électricité par tirage thermique : l'air chauffé sous un collecteur transparent monte dans une cheminée et entraîne une turbine. Éprouvée à Manzanares [16],[17], elle est bien modélisée, en régime permanent comme transitoire [18],[21],[42],[43], mais son rendement global reste de l'ordre de 0,1 %, pour une forte emprise au sol [22],[25]. Dans la littérature consultée, CCS et A-CAES sont étudiés séparément : leur association, où la CCS entraîne directement le compresseur et où la chaleur de compression est rendue à l'air avant la détente, n'a pas été évaluée comme un système unique. Nous l'examinons pour alimenter le LPADER de l'Université de Mahajanga.

Quatre questions guident l'analyse. (Q1) Quelle part de la demande la CCS sert-elle directement, et quelle part le stockage restitue-t-il ? (Q2) Quelles pertes limitent le rendement de l'A-CAES, et quel rôle joue la thermocline ? (Q3) L'enthalpie de l'air détendu peut-elle être valorisée par réinjection dans la CCS, et quel fonctionnement conjoint augmente la production utile ? (Q4) Quelle topologie électrique réduit les pertes avec des machines à vitesse variable ? Les contributions sont : un modèle dynamique intégré CCS–A-CAES–TES évalué en régime périodique ; un bilan énergétique des sous-systèmes et une caractérisation de la thermocline ; une estimation thermodynamique de la réinjection et de six stratégies de fonctionnement conjoint ; une comparaison des pertes entre bus continu et bus alternatif. Le rendement de collecteur de 0,60 reste une hypothèse à confirmer.

II. Matériels et méthodes

2.1. Configuration du système étudié

La Figure 1 présente la configuration étudiée. La CCS et l'A-CAES sont reliés par un bus continu : la production de la CCS alimente d'abord la charge, et l'excédent entraîne le compresseur. En charge, l'air refoulé par le compresseur à deux étages traverse le TES avant d'entrer dans le réservoir ; la chaleur d'inter-refroidissement est aussi déposée dans le lit. En décharge, l'air est préchauffé dans le TES, détendu dans un premier étage, réchauffé par un second passage dans le lit, puis détendu jusqu'à la pression atmosphérique ; rejeté entre 72 et 162 °C, il peut être conduit vers la CCS.

La CCS s'inspire du prototype de Manzanares (cheminée de 194,6 m, collecteur de 244 m, 50 kW nominaux et 41 kW mesurés selon la littérature secondaire) [16, 39, 40], ramené à une cheminée de 101 m et à un collecteur de 152 m (18 146 m²). Elle est étalonnée pour alimenter à la fois la pointe du LPADER (4,70 kW) et le compresseur à pleine puissance (7,30 kW) : 12,23 kW à la génératrice sous l'irradiance de crête de janvier (649 W/m²) et 17,70 kW en octobre (946 W/m²). Le léger déficit au bus de janvier (11,50 kW pour 12,45 kW) est sans conséquence, la charge s'annulant à midi (Figure 4c). Les Tableaux 1 et 3 donnent les caractéristiques et les paramètres du modèle.

International Journal of Progressive Sciences and Technologies (IJPSAT)
ISSN: 2509-0119.
© 2026 Scholar AI LLC.
https://ijpsat.org/
Vol. 60 No. 1 November 2026, pp. 364-393

Tableau 1. Caractéristiques du prototype hybride CCS–A-CAES–TES retenues dans le modèle.

Sous-système	Caractéristiques
Charge LPADER	Profil en créneaux (Figure 4) ; $P_{L,\max}$ = 4,70 kW ; 44,53 kWh/j ; alimentation 230 V, 50 Hz par onduleur formateur de réseau de 6 kVA (rendement 0,94)
CCS	Cheminée H = 101 m ; collecteur D = 152 m (A_{coll} = 18 146 m²) ; η_{coll} = 0,60 ; η_{tg} = 0,80 (turbine + alternateur) ; puissance brute étalonnée 12,23 kW (649 W/m²) et 17,70 kW (946 W/m²) ; redresseur 0,96
Bus continu	400 V DC ; rendement de bus 0,98
Compresseur	2 étages, puissance électrique maximale de 7,3 kW au bus ; moteur asynchrone de 7,5 kW (230 V, triangle) alimenté par un variateur à entrée continue ; $\eta_{\text{is,c}}$ = 0,80 par étage ; charge minimale 25 % (1,83 kW) ; inter-refroidisseur air-air, chaleur recyclée vers le TES
Réservoir d'air	10 m³, acier ; pression de service 30–80 bar ; 45 bar au démarrage de la 1re journée simulée ; coefficient de pertes thermiques de 2 W/K
TES	Lit fixe de roche, cylindre D = 0,50 m × H_{TES} = 2,00 m (0,393 m³) ; porosité 0,40 ; galets de d_p = 25 mm, ρ_s = 2 600 kg/m³ ; masse de roche 612,6 kg ; $c_s \approx$ 800 J kg^{-1} K^{-1} ($C_s \approx$ 0,49 MJ/K) ; isolation en laine de roche de 250 à 350 mm (UA_{TES} = 0,78 W/K ; voir section 4.5)
Détente	Turbine radiale à 2 étages avec réchauffage intermédiaire dans le TES ; $\eta_{\text{is,t}}$ = 0,80 par étage ; génératrice à aimants permanents de 5 kW ; redresseur actif 0,95
Instrumentation et EMS	Capteurs de pression (0–200 bar), sondes PT100, thermocouples type K (lit du TES), débitmètre massique ; automate (PLC) de supervision et de sécurité

International Journal of Progressive Sciences and Technologies (IJPSAT)
ISSN: 2509-0119.
© 2026 Scholar AI LLC.
https://ijpsat.org/
Vol. 60 No. 1 November 2026, pp. 364-393

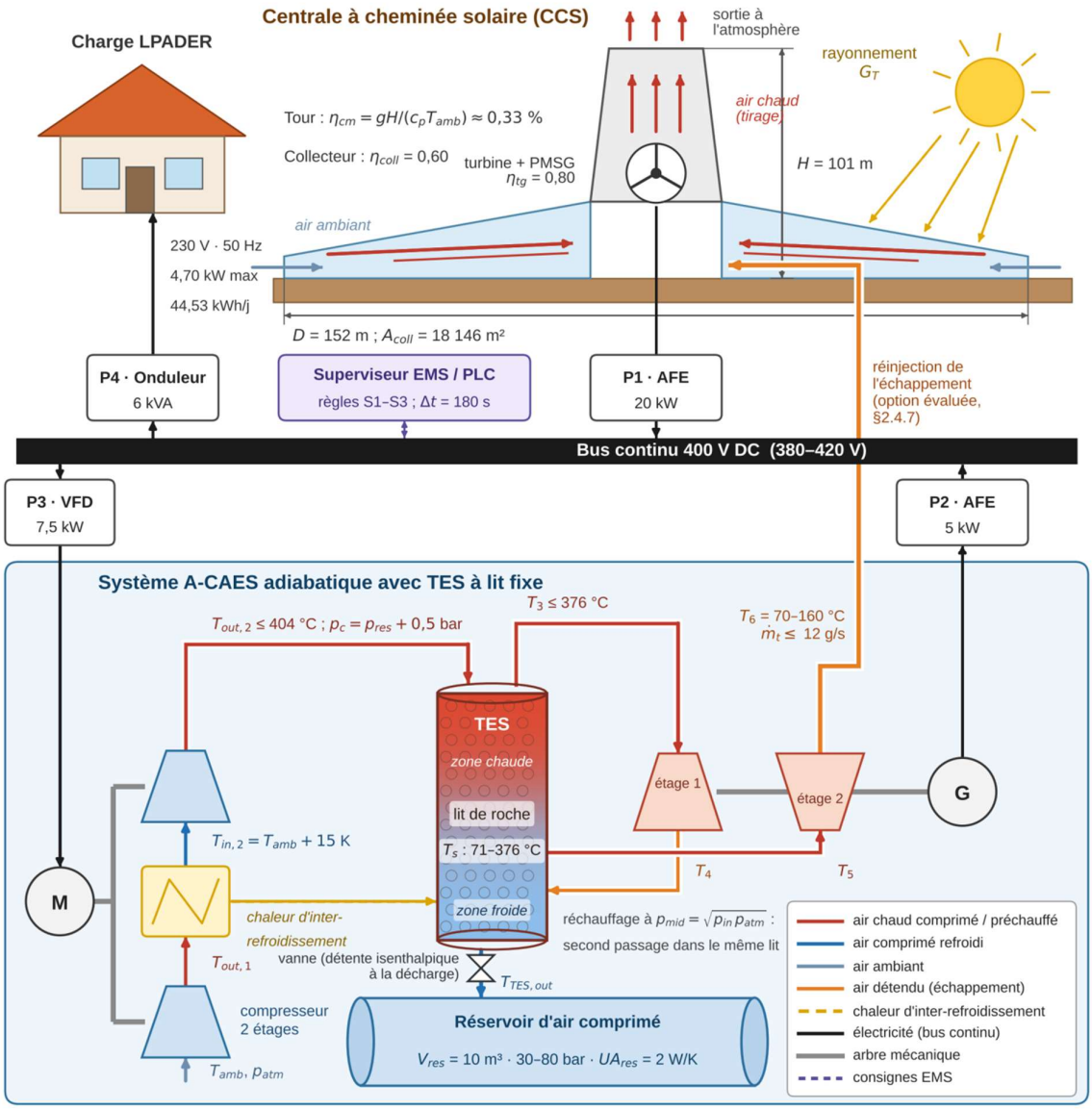


Figure 1. Configuration du système hybride CCS–A-CAES–TES .

2.2. Architecture électrique

Trois machines à vitesse variable, l'alternateur de la CCS (12,2 à 17,7 kW bruts), la génératrice de la turbine (5 kW) et le moteur du compresseur (25 à 100 % de sa puissance), sont couplées à la charge du LPADER (230 V, 50 Hz). Nous comparons (A) un bus continu de 400 V à quatre ports et (B) un bus alternatif de 400 V, 50 Hz, où chaque machine passe par un convertisseur alternatif–continu–alternatif. La topologie A est retenue (Figure 2) : quatre étages d'électronique de puissance au lieu de six, aucune synchronisation et un pilotage par la seule tension du bus [26, 27], au prix d'une protection adaptée au courant continu.

Chaque convertisseur reçoit le calibre normalisé immédiatement supérieur à sa puissance maximale (Tableau 2), avec 13 à 15 % de marge ; le redresseur de la CCS est dimensionné sur la puissance brute d'octobre. L'onduleur de 6 kVA n'a que 2 % de marge (pointe de 5,88 kVA à facteur de puissance 0,8) : 8 kVA seraient plus prudents si la charge comporte des moteurs. Le

International Journal of Progressive Sciences and Technologies (IJPSAT)
ISSN: 2509-0119.
© 2026 Scholar AI LLC.
https://ijpsat.org/
Vol. 60 No. 1 November 2026, pp. 364-393

variateur pilote le moteur asynchrone de 7,5 kW dès que l'excédent atteint 1,83 kW (25 % de la puissance du compresseur).

Tableau 2. Calibrage des convertisseurs de la topologie à bus continu (tension du bus : 400 V ; bande de fonctionnement : 380–420 V).

Port	Machine ou charge	Convertisseur	Puissance maximale simulée (kW)	Calibre retenu	Courant maximal sous 400 V (A)
P1	CCS : alternateur à aimants permanents (PMSG)	Redresseur actif (AFE)	17,69 (génératrice)	20 kW	41,6
P2	A-CAES : génératrice de la turbine (PMSG)	Redresseur actif (AFE)	4,37 (bus)	5 kW	10,9
P3	A-CAES : moteur asynchrone du compresseur, 230 V Δ	Variateur à entrée continue (VFD)	7,30 (bus) ; 6,52 (arbre)	7,5 kW	18,2
P4	Charge LPADER, 230 V, 50 Hz	Onduleur formateur de réseau	4,70 (charge)	6 kVA	12,5

La commande est hiérarchisée : l'onduleur forme le réseau alternatif, les redresseurs et le variateur règlent leur puissance sur la tension du bus [27] (compresseur autorisé au-dessus d'environ 410 V, turbine sous 390 V ; seuils indicatifs), et un superviseur sur automate applique toutes les 180 s les scénarios S1 à S3 (section 2.3). Fusibles et disjoncteurs à courant continu, schéma IT avec contrôleur d'isolement, hacheur de freinage et alimentation auxiliaire secourue de 24 V complètent les dispositions usuelles [26]. Les rendements unitaires (Tableau 3) définissent trois chaînes : trajet direct η_{dir} = 0,912, charge η_{ch} = 0,893 et décharge η_{dis} = 0,831, qui limitent à elles seules le rendement aller-retour de l'A-CAES à 74,2 %. La dynamique électrique n'est pas simulée.

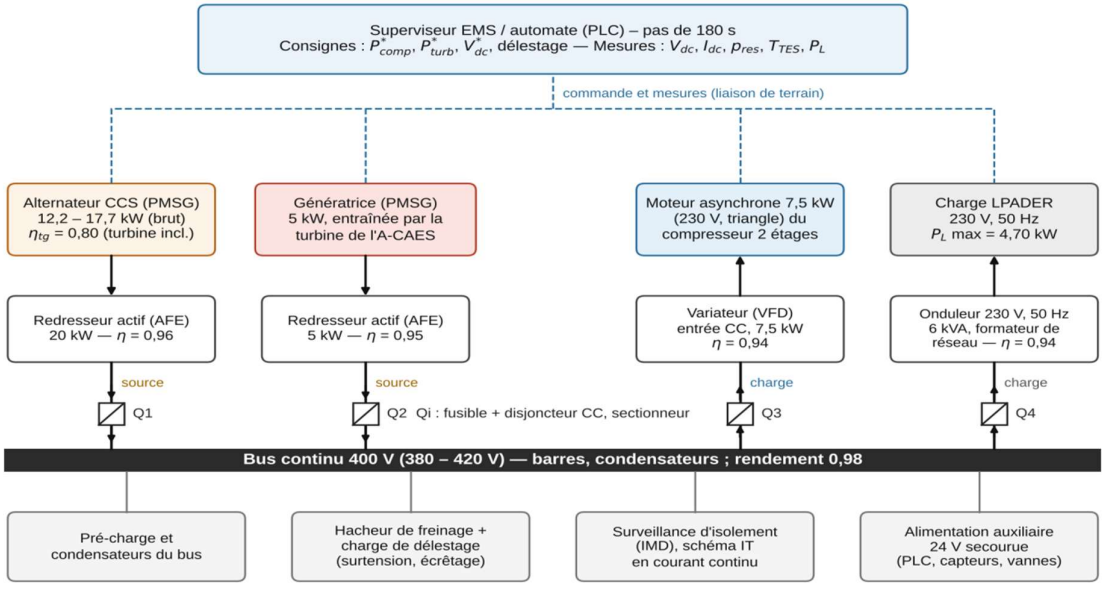


Figure 2. Topologie électrique proposée : bus continu de 400 V à quatre ports (redresseurs actifs de la CCS et de la turbine, variateur du compresseur, onduleur de la charge), protections, auxiliaires et chaînes de conversion.

International Journal of Progressive Sciences and Technologies (IJPSAT)
ISSN: 2509-0119.
© 2026 Scholar AI LLC.
https://ijpsat.org/
Vol. 60 No. 1 November 2026, pp. 364-393

2.3. Stratégie de gestion de l'énergie

Le superviseur coordonne la CCS, le stockage et la charge selon deux priorités : satisfaire la demande, puis stocker l'excédent. À chaque pas Δt = 180 s, il compare la production de la CCS au bus, $P_{\mathrm{CCS,bus}}$, à la puissance que le bus doit fournir à la charge en trajet direct, $\mathbf{P_{L,bus} = P_L/\eta_{dir}}$, compte tenu de la pression p_{res} du réservoir :

$$\boldsymbol{\Delta P = P_{CCS,bus} - \frac{P_L}{\eta_{dir}}} \qquad \textbf{(1)}$$

Trois scénarios en découlent (Figure 3) :

- **S1 – excédent solaire ($\Delta P > 0$).** La CCS alimente seule la charge. Le compresseur démarre si $p_{\mathrm{res}} < p_{\max} - h$ (hystérésis h = 0,5 bar) et si $\Delta P \geq \xi_{\min} P_{c,\max}$ ($\xi_{\min}$ = 0,25), puis fonctionne jusqu'à $p_{\max}$. Il absorbe $P_{\mathrm{comp}} = \min(\Delta P, P_{c,\max})$ et le reliquat est écrêté ($P_{\mathrm{ecr}} = \Delta P - P_{\mathrm{comp}}$) ; tout l'excédent l'est lorsque le réservoir est plein ou que ΔP reste inférieur à la charge minimale du compresseur.
- **S2 – solaire partiel ($0 < P_{\mathrm{CCS,bus}} \leq P_{\mathrm{L,bus}}$).** La CCS fournit $P_{\mathrm{dir}} = \eta_{\mathrm{dir}} P_{\mathrm{CCS,bus}}$ et la turbine comble le déficit $D = P_L - P_{\mathrm{dir}}$, dans la limite de $P_{\mathrm{t,nom}}$ = 5 kW, tant que $p_{\mathrm{res}} > p_{\min} + h$; une décharge engagée se poursuit jusqu'à $p_{\min}$.
- **S3 – nuit ou production nulle.** La turbine assure seule la demande ($P_{\mathrm{dir}} = 0$, $D = P_L$).

Si le déficit résiduel $P_{\mathrm{def}} = D - P_{\mathrm{turb}}$ reste positif (réservoir à sa pression minimale ou turbine saturée), des charges non prioritaires sont délestées et l'événement est consigné. Deux bilans de puissance sont vérifiés à chaque pas, au bus de la CCS et à la charge :

$$\boldsymbol{P_{CCS,bus} = \frac{P_{dir}}{\eta_{dir}} + P_{comp} + P_{ecr}} \qquad \textbf{(2)}$$

où P_{turb} est la puissance fournie à la charge par l'A-CAES. Cette gestion, sans prévision de la production ni de la demande, sert de référence ; ses seuils (hystérésis de pression, charge minimale du compresseur) limitent les cycles marche–arrêt des machines.

2.4. Modélisation du système

Le modèle simule une journée type par mois, en temps solaire vrai, au pas de 180 s, sous six hypothèses : (H1) CCS quasi stationnaire, sans inertie thermique du sol (dont l'effet est discuté dans [43]) ; (H2) air gaz parfait de chaleur massique $c_p(T)$ linéaire (écart inférieur à 1 % entre 250 et 700 K) ; (H3) réservoir rigide et homogène (0D) ; (H4) lit de roche 1D à deux températures, de propriétés uniformes, avec des pertes latérales représentées par des coefficients UA ; (H5) condensation négligée ; (H6) réinjection de l'air détendu évaluée en post-traitement, comme majorant (section 2.4.7).

2.4.1. Ressource solaire et température ambiante

La ressource solaire, non mesurée sur le site, est reconstituée par des corrélations classiques, de la fraction d'insolation mensuelle à l'irradiance horaire sur le plan du collecteur. L'indice de clarté K_T relie l'irradiation journalière horizontale $\overline{H}$ à l'irradiation extraterrestre $\overline{H}_0$; il est déduit de la fraction d'insolation σ par la relation de Glover et McCulloch [28], fonction de la latitude φ :

$$\mathbf{K_T = \frac{\overline{H}}{\overline{H_0}} = a\cos\varphi + b\,\sigma,} \qquad \mathbf{a} = 0{,}29, \quad \mathbf{b} = 0{,}52 \qquad \textbf{(4)}$$

Les valeurs mensuelles retenues, K_T = 0,4348 en janvier et 0,6317 en octobre, correspondent à σ = 0,30 et 0,68. L'irradiation extraterrestre journalière vaut

International Journal of Progressive Sciences and Technologies (IJPSAT)
ISSN: 2509-0119.
© 2026 Scholar AI LLC.
https://ijpsat.org/
Vol. 60 No. 1 November 2026, pp. 364-393

$$\overline{H_0} = \frac{24}{\pi} G_{sc}\left(1 + 0{,}033\cos\frac{360\,n}{365}\right)\left(\cos\varphi\cos\delta\sin\omega_s + \frac{\pi\,\omega_s}{180}\sin\varphi\sin\delta\right) \quad (5)$$

où n est le numéro du jour type, G_{sc} = 1 353 W/m² la constante solaire, δ la déclinaison (formule de Cooper) et ω_s l'angle horaire du coucher du soleil, en degrés :

$$\delta = 23{,}45\sin\frac{360\,(284+n)}{365}, \qquad \omega_s = \arccos(-\tan\varphi\tan\delta) \quad (6)$$

Mahajanga est située à $\varphi = -15{,}40°$ de latitude (46,21° E, altitude 22 m), et le collecteur est incliné de $\beta = 16°$. La fraction diffuse mensuelle suit la corrélation d'Erbs et al. [29], fonction de K_T et de ω_s :

$$\frac{\overline{H_d}}{\overline{H}} = \begin{cases} 1{,}391 - 3{,}560\,K_T + 4{,}189\,K_T^2 - 2{,}137\,K_T^3 & \omega_s < 81{,}4^\circ \\ 1{,}311 - 3{,}022\,K_T + 3{,}427\,K_T^2 - 1{,}821\,K_T^3 & \omega_s \geq 81{,}4^\circ \end{cases} \quad (7)$$

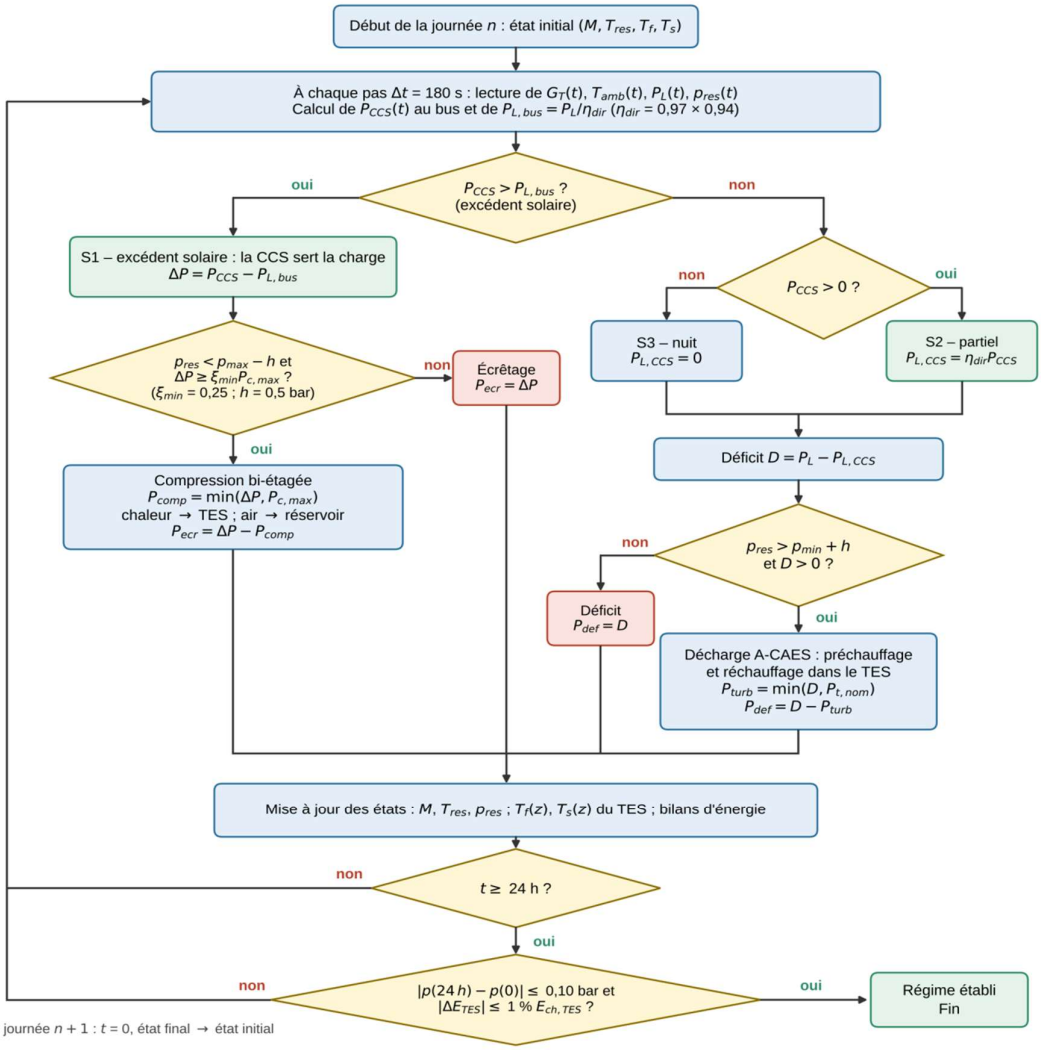


Figure 3. Algorigramme de la stratégie de gestion de l'énergie et de l'itération vers le régime périodique.

International Journal of Progressive Sciences and Technologies (IJPSAT)
ISSN: 2509-0119.
© 2026 Scholar AI LLC.
https://ijpsat.org/
Vol. 60 No. 1 November 2026, pp. 364-393

Les relations de Liu et Jordan [30] et de Collares-Pereira et Rabl [31] répartissent l'irradiation sur les heures de la journée ($\omega = 15\,(t - 12)$ en degrés, t en heures solaires) :

$$\mathbf{r_d} = \frac{\pi}{24}\,\frac{\cos\omega - \cos\omega_s}{\sin\omega_s - \frac{\pi\omega_s}{180}\cos\omega_s}, \qquad \mathbf{r_t} = (a' + b'\cos\omega)\mathbf{r_d} \tag{8}$$

avec $a' = 0{,}409 + 0{,}5016\sin(\omega_s - 60°)$ et $b' = 0{,}6609 - 0{,}4767\sin(\omega_s - 60°)$. L'irradiance globale horizontale vaut $I = r_t\overline{H}$, sa composante diffuse $I_d = r_d\overline{H}_d$ et sa composante directe $I_b = I - I_d$; le modèle isotrope du ciel [32] donne l'irradiance sur le plan du collecteur :

$$\mathbf{G_T} = \mathbf{I_b R_b} + \mathbf{I_d}\,\frac{1 + \cos\beta}{2} + \rho_g\,\mathbf{I}\,\frac{1 - \cos\beta}{2} \tag{9}$$

où ρ_g = 0,35 est l'albédo du sol et $R_b = \cos\theta/\cos\theta_z$ le rapport des facteurs géométriques, avec $\cos\theta = \cos(\varphi - \beta)\cos\delta\cos\omega + \sin(\varphi - \beta)\sin\delta$.

La température ambiante suit une sinusoïde entre le minimum T_{min} et le maximum T_{max} mensuels, atteint à 14 h :

$$T_{amb}(t) = \frac{T_{max} + T_{min}}{2} + \frac{T_{max} - T_{min}}{2}\,\sin\frac{2\pi\,(t - 8)}{24} \tag{10}$$

Ces relations conservent les conventions de l'étalonnage de la CCS (n pris dans le mois, R_b calculé avec $\varphi - \beta$), qui surestiment d'environ 6 % l'irradiation extraterrestre d'octobre et correspondent, dans l'hémisphère sud, à un plan incliné vers le pôle. Une variante corrigée (jour moyen de Klein [41], plan orienté vers l'équateur) réduit l'écrêtage de 4,5 à 4,8 points sans modifier la couverture (calcul complémentaire des auteurs, non détaillé ici) ; Al-Aboosi [33] discute ces modèles.

2.4.2. Profil de charge

Le profil, issu de l'inventaire des équipements du laboratoire, est en créneaux (Figure 4c) : 0,53 kW de 0 h à 5 h, de 18 h à 19 h et de 22 h à 24 h ; 4,70 kW de 8 h à 12 h et de 14 h à 16 h ; 4,03 kW de 19 h à 22 h ; aucune charge le reste du temps. La part nocturne, que seul le stockage peut servir, fixe l'énergie à restituer.

La charge du LPADER est la somme des puissances P_i des équipements, utilisés pendant les durées t_i ; son énergie journalière vaut

$$E_L = \int_0^{24\,h} P_L\,(t)\,dt = \sum_i P_i\,\Delta t_i \tag{11}$$

2.4.3. Centrale à cheminée solaire

La CCS est modélisée en régime quasi stationnaire [17–19], sous les hypothèses classiques [20, 21] : air gaz parfait, rayonnement absorbé comme seul apport de chaleur, écoulement axisymétrique, cheminée adiabatique et sans frottement.

-Collecteur : La puissance thermique utile transmise à l'air s'écrit, en fonction du rendement du collecteur η_{coll} :

$$\dot{\mathbf{Q}}_\mathbf{u} = \dot{\mathbf{m}}\,\mathbf{c_p}(\mathbf{T_c} - \mathbf{T_{amb}}) = \boldsymbol{\eta}_{\mathbf{coll}}\,\mathbf{A_{coll}}\,\mathbf{G_T} \tag{12}$$

où $\dot{m}$ est le débit massique d'air, T_c la température de l'air à la base de la cheminée, T_{amb} la température ambiante et A_{coll} la surface du collecteur ; η_{coll} est pris égal à 0,60 (section 2.1).

-Tirage: L'écart de masse volumique entre l'air chaud (ρ_c) et l'air ambiant (ρ_{amb}), avec $\rho_{amb}/\rho_c = T_c/T_{amb}$, crée à la base d'une cheminée de hauteur H la pression de tirage

$$\Delta\mathbf{p_s} = (\boldsymbol{\rho}_{\mathbf{amb}} - \boldsymbol{\rho}_\mathbf{c})\,\mathbf{g}\,\mathbf{H} = \boldsymbol{\rho}_\mathbf{c}\,\mathbf{g}\,\mathbf{H}\,\frac{\mathbf{T_c} - \mathbf{T_{amb}}}{\mathbf{T_{amb}}} \tag{13}$$

International Journal of Progressive Sciences and Technologies (IJPSAT)
ISSN: 2509-0119.
© 2026 Scholar AI LLC.
https://ijpsat.org/
Vol. 60 No. 1 November 2026, pp. 364-393

Rapportée au débit volumique dans la cheminée, $\dot{V} = \dot{m}/\rho_c$, la puissance motrice de l'écoulement, $\Delta p_s \dot{V}$, représente donc une fraction fixe de la puissance utile, appelée rendement de la cheminée :

$$\eta_{cm} = \frac{\Delta p_s \dot{V}}{\dot{Q}_u} = \frac{g H}{c_p T_{amb}} \quad (14)$$

Ce rendement, proportionnel à la hauteur et inversement proportionnel à la température d'entrée, ne dépend ni de la vitesse ni de l'échauffement de l'air. Il reste très faible, 0,33 % pour 101 m et 0,65 % pour 200 m à $T_{amb} = 300$ K, d'où l'association de cheminées très hautes et de collecteurs très étendus dans les grandes centrales [17, 22].

-Turbine et génératrice: La pression de tirage se partage entre la chute exploitée par la turbine, $\Delta p_{tur} = \gamma \Delta p_s$, et la pression dynamique $\Delta p_{dyn} = (1-\gamma)\Delta p_s$; avec A_{ch} la section de la cheminée :

$$v_{ch} = \sqrt{\frac{2(1-\gamma)\Delta p_s}{\rho_c}}, \quad P_{mec} = \Delta p_{tur} \dot{V} = \gamma \Delta p_s A_{ch} v_{ch} = \gamma \eta_{cm} \dot{Q}_u \quad (15)$$

La puissance mécanique est maximale pour $\gamma = 2/3$ [17] ; lorsque l'échauffement diminue avec le débit, l'optimum monte à 0,8–0,9 [44, 45], mais la valeur de 2/3 est conservée comme référence. Avec η_{tg}, rendement de la turbine et de l'alternateur :

$$P_{CCS} = \gamma \eta_{tg} \eta_{cm} \eta_{coll} A_{coll} G_T, \qquad \eta_{glob} = \frac{P_{CCS}}{A_{coll} G_T} = \gamma \eta_{tg} \eta_{cm} \eta_{coll} \quad (16)$$

La puissance au bus est $P_{CCS,bus} = \eta_{AC/DC} \eta_{bus} P_{CCS}$, avec $\eta_{AC/DC} \eta_{bus}$ = 0,96 × 0,98. Pour γ = 2/3, η_{tg} = 0,80, η_{coll} = 0,60 et $\eta_{cm} \approx$ 0,33 %, le rendement global atteint environ 0,10 %, voisin de celui de Manzanares (environ 0,09 % [16, 39, 40]). Mais la cheminée de Manzanares est près de deux fois plus haute : retenir η_{coll} = 0,60 sous 101 m suppose un collecteur deux fois plus performant ($\eta_{coll} \approx$ 0,28 avec un modèle transitoire étalonné sur Manzanares, calcul complémentaire des auteurs). Cette hypothèse, héritée de l'étalonnage, est conservée ; ses conséquences sont discutées dans la conclusion.

2.4.4. Compresseur, réservoir, TES et turbine

-Propriétés de l'air : L'air est un gaz parfait (R = 287,05 J kg^{-1} K^{-1}) dont la chaleur massique varie linéairement :

$c_p(T) = 1005 + 0{,}16\,(T - 300)$ en J kg^{-1} K^{-1}. La viscosité dynamique et la conductivité thermique suivent la loi de Sutherland [34] :

$$\mu(T) = \mu_0 \left(\frac{T}{T_0}\right)^{3/2} \frac{T_0 + S_\mu}{T + S_\mu}, \qquad \lambda_f(T) = \lambda_0 \left(\frac{T}{T_0}\right)^{3/2} \frac{T_0 + S_\lambda}{T + S_\lambda} \quad (17)$$

avec T_0 = 273,15 K, μ_0 = 1,716 × 10^{-5} Pa s, S_μ = 110,4 K, λ_0 = 0,0241 W m^{-1} K^{-1} et S_λ = 194 K. Enthalpies et énergies internes sont obtenues par intégration exacte de $c_p(T)$, ce qui garantit la cohérence thermodynamique des bilans.

-Compresseur à deux étages: Les deux étages ont le même rapport de pression $\pi_e = (p_c/p_{atm})^{1/2}$, où p_c, la pression de refoulement, vaut celle du réservoir majorée de 0,5 bar, dans la limite de p_{max}. La température de sortie de l'étage i découle du rendement isentropique $\eta_{is,c}$:

$$h(T_{out,i}) = h(T_{in,i}) + \frac{h(T_{is,i}) - h(T_{in,i})}{\eta_{is,c}} \quad (18)$$

L'air est refroidi entre les étages jusqu'à $T_{in,2} = \min(T_{amb} + \Delta T_{pinch}, T_{out,1})$, avec un pincement ΔT_{pinch} = 15 K. Le travail massique de compression et la chaleur d'inter-refroidissement valent

International Journal of Progressive Sciences and Technologies (IJPSAT)
ISSN: 2509-0119.
© 2026 Scholar AI LLC.
https://ijpsat.org/
Vol. 60 No. 1 November 2026, pp. 364-393

$$\mathbf{w_c} = \sum_{\mathbf{i=1}}^{\mathbf{2}} \left[\mathbf{h}\left(\mathbf{T_{out,i}}\right) - \mathbf{h}\left(\mathbf{T_{in,i}}\right)\right], \qquad \mathbf{q_{IC}} = \mathbf{h}\left(\mathbf{T_{out,1}}\right) - \mathbf{h}\left(\mathbf{T_{in,2}}\right) \tag{19}$$

Le débit est fixé par la puissance disponible $P_{avail} = \min(\Delta P, P_{c,max})$, au rendement aval η_{ch} près, et borné par le débit maximal $\dot{m}_{max}$ = 0,012 kg/s ; il est réduit au besoin pour ne pas dépasser p_{max} :

$$\dot{\boldsymbol{m}}_{\boldsymbol{c}} = \mathbf{min}\left(\frac{\boldsymbol{\eta}_{\mathbf{ch}}\, \boldsymbol{P}_{\mathbf{avail}}}{\boldsymbol{w}_{\boldsymbol{c}}},\ \dot{\boldsymbol{m}}_{\mathbf{max}}\right), \qquad \boldsymbol{P}_{\mathbf{comp}} = \frac{\dot{\boldsymbol{m}}_{\boldsymbol{c}}\, \boldsymbol{w}_{\boldsymbol{c}}}{\boldsymbol{\eta}_{\mathbf{ch}}} \tag{20}$$

En charge partielle, le rendement isentropique devient $\boldsymbol{\eta_{is}(\xi) = \eta_{nom}[1 - k\,(1 - \xi)^2]}$, où $\boldsymbol{\xi}$ est la fraction de la puissance nominale ($\mathbf{P_{comp}/P_{c,max}}$ pour le compresseur, $\mathbf{P_{turb}/P_{t,nom}}$ pour la turbine) et k = 0,12.

-Réservoir (modèle 0D): Le réservoir rigide, de volume V_{res}, obéit aux bilans de masse et d'énergie interne et à la loi des gaz parfaits :

$$\begin{aligned} &\frac{\mathbf{dM}}{\mathbf{dt}} = \dot{\mathbf{m}}_{\mathbf{in}} - \dot{\mathbf{m}}_{\mathbf{out}}, \\ &\frac{\mathbf{d(M\,u)}}{\mathbf{dt}} = \dot{\mathbf{m}}_{\mathbf{in}}\, \mathbf{h}_{\mathbf{in}} - \dot{\mathbf{m}}_{\mathbf{out}}\, \mathbf{h}_{\mathbf{res}} - \mathbf{UA}_{\mathbf{res}}\,(\mathbf{T}_{\mathbf{res}} - \mathbf{T}_{\mathbf{amb}}), \qquad \mathbf{p}_{\mathbf{res}} = \frac{\mathbf{M\,R\,T}_{\mathbf{res}}}{\mathbf{V}_{\mathbf{res}}} \end{aligned} \tag{21}$$

À la charge, l'air entre à la température de sortie du TES ($h_{in} = h(T_{TES,out})$) ; à la décharge, il sort à celle du réservoir ($h_{out} = h(T_{res})$), la détente dans la vanne étant isenthalpique. Le coefficient de perte vaut UA_{res} = 2 W/K (réservoir fortement isolé, section 4.5).

-TES à lit fixe (modèle de Schumann à deux phases): Le lit est décrit par la température de l'air T_f et celle du solide T_s, le long de la coordonnée axiale z comptée de la base vers le sommet. Le débit surfacique signé $G_s = \dot{m}/A_{TES}$ est négatif à la charge (écoulement descendant) et positif à la décharge :

$$\boldsymbol{\varepsilon}\, \boldsymbol{\rho}_{\mathbf{f}}\, \mathbf{c}_{\mathbf{pf}}\, \frac{\partial \mathbf{T_f}}{\partial \mathbf{t}} + \mathbf{G_s}\, \mathbf{c}_{\mathbf{pf}}\, \frac{\partial \mathbf{T_f}}{\partial \mathbf{z}} = \mathbf{h_v}\,(\mathbf{T_s} - \mathbf{T_f}) \tag{22}$$

$$(\mathbf{1} - \boldsymbol{\varepsilon})\, \boldsymbol{\rho}_{\mathbf{s}}\, \mathbf{c_s}(\mathbf{T_s})\, \frac{\partial \mathbf{T_s}}{\partial \mathbf{t}} = \mathbf{h_v}\,(\mathbf{T_f} - \mathbf{T_s}) + \frac{\partial}{\partial \mathbf{z}}\left(\mathbf{k_{eff}}\, \frac{\partial \mathbf{T_s}}{\partial \mathbf{z}}\right) - \frac{\mathbf{UA_{TES}}}{\mathbf{V_{TES}}}\,(\mathbf{T_s} - \mathbf{T_{amb}}) \tag{23}$$

où $\boldsymbol{\rho_s = 2\,600\ kg/m^3}$, $\boldsymbol{c_s(T) = 800 + 0{,}45\,(T - 300)}$ en J kg^{-1} K^{-1}, k_{eff} = 0,5 W m^{-1} K^{-1} est la conductivité axiale effective du solide et UA_{TES} = 0,78 W/K ; la conduction axiale dans l'air est négligée. Le coefficient d'échange volumique s'écrit $h_v = a_v\, h_{eff}$, avec la surface spécifique $a_v = 6(1 - \varepsilon)/d_p$ = 144 m^{-1} et un coefficient effectif corrigé du gradient thermique interne aux roches (correction de Jeffreson [35]) :

$$\begin{aligned} &\boldsymbol{h}_{\mathbf{eff}} = \left[\frac{\mathbf{1}}{\boldsymbol{h}_{\mathbf{sf}}} + \frac{\boldsymbol{d}_{\boldsymbol{p}}}{\mathbf{10}\, \boldsymbol{\lambda}_{\boldsymbol{s}}}\right]^{-\mathbf{1}}, \qquad \boldsymbol{h}_{\mathbf{sf}} = \frac{\boldsymbol{Nu}_{\boldsymbol{p}}\, \boldsymbol{\lambda}_{\boldsymbol{f}}}{\boldsymbol{d}_{\boldsymbol{p}}}, \\ &\boldsymbol{Nu}_{\boldsymbol{p}} = \mathbf{2} + 1{,}1\, \boldsymbol{Pr}^{\mathbf{1/3}}\, \boldsymbol{Re}_{\boldsymbol{p}}^{\mathbf{0{,}6}}, \qquad \boldsymbol{Re}_{\boldsymbol{p}} = \frac{\boldsymbol{G}\, \boldsymbol{d}_{\boldsymbol{p}}}{\boldsymbol{\mu}} \end{aligned} \tag{24}$$

où $\boldsymbol{G = |\dot{m}|/A_{TES}}$ est le flux massique superficiel et λ_s = 2,5 W m^{-1} K^{-1}. La corrélation de Wakao et Kaguei [36, 37] est utilisée dans son domaine ($Re_p > 3$) et bornée en deçà ; la perte de charge suit l'équation d'Ergun [38], avec la vitesse superficielle $u_s = G/\rho$:

International Journal of Progressive Sciences and Technologies (IJPSAT)
ISSN: 2509-0119.
© 2026 Scholar AI LLC.
https://ijpsat.org/
Vol. 60 No. 1 November 2026, pp. 364-393

$$\frac{\Delta p_{TES}}{H_{TES}} = \frac{150\,\mu\,(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3\,d_p^2}\,u_s + \frac{1{,}75\,\rho\,(1-\varepsilon)}{\varepsilon^3\,d_p}\,u_s^2 \quad (25)$$

Les conditions aux limites sont $T_f(H_{TES}, t) = T_{out,2}(t)$ à la charge et $T_f(0, t) = T_{res}(t)$ à la décharge ; sans écoulement, le lit perd de la chaleur selon UA_{TES}. La chaleur d'inter-refroidissement est déposée dans le solide sans violer le second principe : aucune maille ne dépasse $T_{out,1} - \Delta T_{pinch}$, l'efficacité d'échange est de 0,88 et les mailles sont remplies par température décroissante, comme dans un échangeur à contre-courant, ce qui préserve la thermocline ; la part non recyclée est rejetée.

-Turbine à deux étages: L'air préchauffé dans le TES est détendu jusqu'à la pression intermédiaire $p_{mid} = \sqrt{p_{in}\,p_{atm}}$ (relevée si la sortie passait sous 263,15 K), réchauffé par un second passage dans le lit, puis détendu jusqu'à la pression atmosphérique. Avec les températures T_3, T_4, T_5 et T_6 de la Figure 1, le travail massique et la puissance fournie à la charge s'écrivent

$$w_t = [h(T_3) - h(T_4)] + [h(T_5) - h(T_6)], \quad P_{turb} = \eta_{dis}\,\dot{m}_t\,w_t = \min\left(D,\ P_{t,nom}\right) \quad (26)$$

Le débit $\dot{m}_t$ est ajusté par itération (tolérance de 0,1 %) dans la limite de $\dot{m}_{max}$ et de p_{min}.

Résolution numérique : L'advection dans le lit suit un schéma amont explicite (nombre de Courant au plus égal à 0,8), l'échange air–solide et les pertes un traitement implicite, et la conduction axiale un schéma explicite conservatif ; le bilan d'énergie du solide se ferme à la précision machine. Les bilans du réservoir sont intégrés avec des itérations de point fixe qui garantissent p_{min} et p_{max}. Le TES compte N_z = 30 mailles ; le Tableau 3 regroupe les paramètres physiques et numériques.

Tableau 3. Paramètres du modèle numérique.

Grandeur	Symbole	Valeur
CCS et site		
Hauteur de la cheminée ; diamètre du collecteur	H ; D	101 m ; 152 m
Rendement du collecteur ; de la turbine et de l'alternateur	η_{coll} ; η_{tg}	0,60 ; 0,80
Latitude ; inclinaison ; albédo ; constante solaire	φ ; β ; ρ_g ; G_{sc}	−15,4° ; 16° ; 0,35 ; 1 353 W/m²
Rendements du redresseur ; du bus continu	$\eta_{AC/DC}$; η_{bus}	0,96 ; 0,98
Compresseur		
Puissance maximale ; charge minimale	$P_{c,max}$; ξ_{min}	7,3 kW ; 0,25
Rendement isentropique par étage ; coefficient de charge partielle	$\eta_{is,c}$; k	0,80 ; 0,12
Débit maximal ; pincement de l'inter-refroidisseur ; efficacité d'échange	$\dot{m}_{max}$; ΔT_{pinch} ; ε_{IC}	0,012 kg/s ; 15 K ; 0,88
Rendement de la chaîne de charge	η_{ch}	0,893

International Journal of Progressive Sciences and Technologies (IJPSAT)
ISSN: 2509-0119.
© 2026 Scholar AI LLC.
https://ijpsat.org/
Vol. 60 No. 1 November 2026, pp. 364-393

Grandeur	Symbole	Valeur
Réservoir		
Volume ; pressions minimale, maximale et initiale ; hystérésis	V_{res} ; p_{min}, p_{max}, p_{init} ; h	10 m³ ; 30, 80 et 45 bar ; 0,5 bar
Coefficient de pertes thermiques	UA_{res}	2 W/K
TES		
Diamètre ; hauteur ; porosité ; diamètre des galets	D_{TES} ; H_{TES} ; ε ; d_p	0,50 m ; 2,00 m ; 0,40 ; 25 mm
Masse volumique ; conductivité ; conductivité axiale effective de la roche	ρ_s ; λ_s ; k_{eff}	2 600 kg/m³ ; 2,5 ; 0,5 W m⁻¹ K⁻¹
Masse de roche ; surface spécifique ; coefficient de pertes	m_s ; a_v ; UA_{TES}	612,6 kg ; 144 m⁻¹ ; 0,78 W/K
Nombre de mailles ; domaine de validité de la corrélation	N_z ; Re_p	30 ; > 3
Plage de température admise du solide	T_s	250 – 1 000 K
Détente et chaînes électriques		
Puissance nominale ; rendement isentropique par étage ; coefficient de charge partielle	$P_{t,nom}$; $\eta_{is,t}$; k	5 kW ; 0,80 ; 0,12
Plancher de température à la sortie de l'étage de détente	$T_{min,t}$	263,15 K
Rendements de la chaîne de décharge ; du trajet direct	η_{dis} ; η_{dir}	0,831 ; 0,912
Variateur ; moteur ; génératrice ; redresseur de la turbine	η_{vfd} ; η_{mot} ; η_{gen} ; η_{AFE}	0,94 ; 0,95 ; 0,95 ; 0,95
Onduleur de charge ; contournement du trajet direct	η_{inv} ; η_{byp}	0,94 ; 0,97
Réinjection de l'air détendu		
Diamètre ; longueur ; pertes singulières de la conduite	D ; L ; $\Sigma\zeta$	0,15 m ; 100 m ; 3
Pertes du toit ; irradiance et élévation de température de référence du collecteur	U_L ; G_{ref} ; ΔT_{ref}	10 W m⁻² K⁻¹ ; 1 000 W/m² ; 20 K

International Journal of Progressive Sciences and Technologies (IJPSAT)
ISSN: 2509-0119.
© 2026 Scholar AI LLC.
https://ijpsat.org/
Vol. 60 No. 1 November 2026, pp. 364-393

Grandeur	Symbole	Valeur
Efficacité d'injection au pied de la cheminée	ε_{inj}	1
Numérique		
Pas de temps ; nombre maximal de journées ; tolérance de pression	Δt ; n_{max} ; Δp_{tol}	180 s ; 20 ; 0,10 bar

2.4.5. Régime périodique

L'état initial (45 bar, lit froid) étant arbitraire, la journée type est répétée, l'état final servant d'état initial (Figure 3), jusqu'à la convergence du cycle :

$$|\boldsymbol{p}_{\mathbf{res}}(\mathbf{24\,h}) - \boldsymbol{p}_{\mathbf{res}}(\mathbf{0})| \leq 0{,}10\ \mathbf{bar}, \qquad |\boldsymbol{\Delta E}_{\mathbf{TES}}| \leq \mathbf{1}\,\%\ \boldsymbol{E}_{\mathbf{ch,TES}} \tag{27}$$

dans la limite de 20 journées. Les résultats de la section 3 sont ceux du régime périodique ; la première journée ne sert qu'à mesurer l'écart au régime établi (section 3.4).

2.4.6. Critères de validation et indicateurs

Il s'agit d'une vérification du modèle, développé sous MATLAB, et non d'une validation expérimentale [47]. Six critères en contrôlent la cohérence et le respect des contraintes d'exploitation : (C1) puissances des machines ($P_{comp} \leq 7{,}30$ kW ; $P_{turb} \leq 5{,}00$ kW) ; (C2) pression du réservoir entre 30 et 80 bar ; (C3) température du lit entre 250 et 1 000 K ; (C4) état de charge du TES inférieur à 100 % ; (C5) perte de charge du lit négligeable devant la pression du réservoir ; (C6) énergie non servie nulle à la tolérance numérique près.

Le taux de couverture est $C = E_{servie}/E_L$ et le taux d'écrêtage $\tau_{ecr} = E_{ecr}/E_{CCS,bus}$. Le rendement électrique de l'A-CAES rapporte l'énergie fournie à la charge par la turbine à l'énergie absorbée par le compresseur ; le rendement du TES rapporte la chaleur restituée à la chaleur reçue ; l'état de charge rapporte l'énergie du lit à E_{design} = 57,2 kWh (lit chargé à 404 °C). Le rendement du cycle thermopneumatique s'obtient en retranchant les pertes de la chaîne électrique :

$$\boldsymbol{\eta}_{\mathbf{A\text{-}CAES}} = \frac{\boldsymbol{E}_{\mathbf{turb}}}{\boldsymbol{E}_{\mathbf{comp}}}, \qquad \boldsymbol{\eta}_{\mathbf{TES}} = \frac{\boldsymbol{Q}_{\mathbf{dis}}}{\boldsymbol{Q}_{\mathbf{ch}}}, \qquad \boldsymbol{\eta}_{\mathbf{th}} = \frac{\boldsymbol{\eta}_{\mathbf{A\text{-}CAES}}}{\boldsymbol{\eta}_{\mathbf{ch}}\,\boldsymbol{\eta}_{\mathbf{dis}}} \tag{28}$$

La fermeture des bilans est contrôlée par les erreurs RMS des bilans de puissance (équations (2) et (3)) et par les résidus des bilans d'énergie du solide et de l'A-CAES.

2.4.7. Réinjection de l'air détendu dans la CCS

À la sortie de la turbine, l'air est à la pression atmosphérique et à la température T_6 ; il peut être conduit vers le circuit d'air de la CCS (Figure 1). Son enthalpie, son exergie, le gain d'électricité de la CCS et la pénalité de contre-pression sont évalués en post-traitement du régime périodique.

-Enthalpie et exergie de l'air rejeté: Avec $\dot{m}_t$ le débit d'air détendu et la température ambiante T_{amb} comme état de référence,

$$\dot{\boldsymbol{Q}}_{\mathbf{ech}}(\boldsymbol{t}) = \dot{\boldsymbol{m}}_{\boldsymbol{t}}\,\mathbf{max}\big(\mathbf{0},\ \boldsymbol{h}(\boldsymbol{T}_{\mathbf{6}}) - \boldsymbol{h}(\boldsymbol{T}_{\mathbf{amb}})\big) \tag{29}$$

$$\dot{\boldsymbol{E}}\boldsymbol{x}_{\mathbf{ech}}(\boldsymbol{t}) = \dot{\boldsymbol{m}}_{\boldsymbol{t}}\,\{[\boldsymbol{h}(\boldsymbol{T}_{\mathbf{6}}) - \boldsymbol{h}(\boldsymbol{T}_{\mathbf{amb}})] - \boldsymbol{T}_{\mathbf{amb}}\,[\boldsymbol{s}(\boldsymbol{T}_{\mathbf{6}}) - \boldsymbol{s}(\boldsymbol{T}_{\mathbf{amb}})]\} \tag{30}$$

International Journal of Progressive Sciences and Technologies (IJPSAT)
ISSN: 2509-0119.
© 2026 Scholar AI LLC.
https://ijpsat.org/
Vol. 60 No. 1 November 2026, pp. 364-393

où $s(T) = (c_{p,0} - 300\, c_{p,1})\ln T + c_{p,1}\, T$ pour $c_p(T) = c_{p,0} + c_{p,1}\,(T - 300)$; le terme de pression disparaît, les deux états étant à la pression atmosphérique.

-Gain d'électricité de la CCS: La chaleur apportée à l'air de la CCS est convertie par la chaîne de la section 2.4.3 (équation (16)) :

$$P_{reinj} = \varepsilon_{inj}\, \gamma\, \eta_{tg}\, \eta_{cm}(T_{amb})\, \dot{Q}_{ech}, \qquad P_{reinj,bus} = \eta_{AC/DC}\, \eta_{bus}\, P_{reinj} \tag{31}$$

où ε_{inj}, fraction de la chaleur injectée qui atteint la cheminée, vaut 1 pour une injection au pied de la cheminée et e^{-NTU} pour une injection à la périphérie du collecteur, où l'air parcourt tout le toit et en subit les pertes :

$$\varepsilon_{inj} = e^{-NTU}, \qquad NTU = \frac{U_L\, A_{coll}}{\dot{m}_{ch}\, c_p}, \qquad \dot{m}_{ch} = \frac{\eta_{coll}\, A_{coll}\, G_{ref}}{c_p\, \Delta T_{ref}} \tag{32}$$

avec $\dot{m}_{ch}$ = 542 kg/s et les paramètres du Tableau 3, soit NTU = 0,33 et ε_{inj} = 0,72. L'équation (31) est un majorant : elle ignore le mélange partiel avec l'air du collecteur et le fait que l'air détendu est surtout rejeté sans tirage.

-Contre-pression de la conduite: La perte de charge de la conduite est calculée au débit maximal d'air détendu $\dot{m}_{max}$ et à la température T_6 correspondante :

$$\Delta p = \left(f_D\, \frac{L}{D} + \Sigma\zeta\right)\frac{\rho\, v^2}{2}, \qquad v = \frac{4\, \dot{m}_{max}}{\rho\, \pi\, D^2}, \qquad f_D = 0{,}316\, Re^{-1/4} \tag{33}$$

avec $f_D = 64/Re$ en régime laminaire. À demande imposée, la turbine qui refoule à $p_{atm} + \Delta p$ fournit moins de travail par kilogramme ; le surcroît de masse détendue $\Delta M_{dec}(\Delta p)$ est valorisé à l'énergie de compression massique $e_c = E_{comp}/M_{ch}$ (M_{ch}, masse comprimée dans la journée ; 0,205 kWh/kg en janvier) :

$$E_{pen}(\Delta p) = e_c\, \Delta M_{dec}(\Delta p), \qquad E_{net} = E_{reinj,bus} - E_{pen}(\Delta p) \tag{34}$$

La contre-pression d'équilibre Δp_{eq} est celle pour laquelle $E_{pen} = E_{reinj,bus}$; comme la perte de charge varie à peu près comme $D^{-4,7}$ à débit imposé, elle fixe le diamètre minimal de la conduite.

-Rapports d'échelle: Le débit maximal d'air détendu est rapporté à $\dot{m}_{ch}$, sa puissance enthalpique à la puissance utile $\eta_{coll}\, A_{coll}\, G_{T,max}$ du collecteur, et l'élévation de température de mélange vaut $\Delta T_{mel} = \dot{Q}_{ech,max}/(\dot{m}_{ch}\, c_p)$.

-Stratégies de réinjection et de fonctionnement conjoint : Le gain de l'équation (31) suppose un tirage à toute heure. Nous distinguons donc le gain brut, le gain net de la pénalité (équation (34)) et le gain valorisé E_{val}, seule part qui sert la charge :

$$k_{conv} = \varepsilon_{inj}\, \gamma\, \eta_{tg}\, \eta_{cm}(T_{amb})\, \eta_{AC/DC}\, \eta_{bus}, \qquad E_{val} = \int_0^{24\,h} \chi(t)\, k_{conv}\, \dot{Q}_{ech}(t)\, dt \tag{35}$$

où $\chi(t)$ vaut 1 si la CCS a un tirage ($G_T > 1$ W/m²) et se trouve en déficit ($P_{CCS,bus} < P_L/\eta_{dir}$), et 0 sinon. Six stratégies sont évaluées : injection nocturne au pied de la cheminée (R0) ; injection à la périphérie du collecteur (R1) ; conduite de 0,20 m sur 30 m (R2) ; tampon thermique rendant la chaleur au collecteur le jour, de rendement 0,80 (R3) ; fonctionnement conjoint diurne de la CCS et de l'A-CAES (R4) ; CCS à tirage nocturne par le sol [42, 43] ou par des tubes d'eau [17] (R5).

Dans R4, l'A-CAES effectue le jour un cycle supplémentaire alimenté par l'écrêtage et sert une part X de la demande diurne. Chaque kilowattheure servi par l'A-CAES plutôt qu'en direct coûte à la CCS un surcroît de production c_{st} et rejette une chaleur q_{ech} :

$$c_{st} = \frac{1}{\eta_{A\text{-}CAES}} - \frac{1}{\eta_{dir}}, \qquad q_{ech} = \frac{Q_{ech}}{E_{turb}}, \qquad X \le min\left(\frac{E_{ecr}}{c_{st}}\ ;\ E_{L,jour}\right) \tag{36}$$

International Journal of Progressive Sciences and Technologies (IJPSAT)
ISSN: 2509-0119.
© 2026 Scholar AI LLC.
https://ijpsat.org/
Vol. 60 No. 1 November 2026, pp. 364-393

où $E_{L,\text{jour}}$ = 28,2 kWh/j est la demande diurne. Le même surcoût mesure l'intérêt de déplacer une demande flexible Y de la nuit vers les heures d'écrêtage (D1) :

$$\Delta E_{CCS} = c_{st}\, Y, \qquad \Delta E_{comp} = \frac{Y}{\eta_{A\text{-}CAES}} \tag{37}$$

Ces stratégies sont comparées à trois leviers directs : un échangeur air–air d'efficacité 0,70 (V1) [48], un récupérateur interne préchauffant l'air haute pression, borné par l'exergie rejetée (V2) [3], et des charges différables (V3) [49]. L'évaluation reproduit d'abord les valeurs de la section 3.7 : gain brut de 6,81 Wh/j, perte de charge de 6,4 Pa et équilibre à 126 Pa.

III. RESULTATS ET DISCUSSION

3.1. RESULTATS

3.1. Conditions d'entrée

L'irradiance maximale sur le plan du collecteur atteint 649 W/m² en janvier et 946 W/m² en octobre (4,91 et 7,24 kWh m^{-2} j^{-1}) ; la température ambiante varie de 24,0 à 31,5 °C et de 23,0 à 33,5 °C (Figure 4). La génératrice délivre au plus 12,23 et 17,70 kW, à moins de 0,05 % de l'étalonnage, soit 87,1 et 127,8 kWh/j au bus. Sans stockage thermique du sol, la CCS ne produit rien la nuit : l'énergie nocturne vient toute de l'A-CAES.

La charge totalise 44,53 kWh/j ; en janvier, la faible marge de production à 8 h, à l'entrée du créneau de 4,70 kW, conditionne le fonctionnement du compresseur.

International Journal of Progressive Sciences and Technologies (IJPSAT)
ISSN: 2509-0119.
© 2026 Scholar AI LLC.
https://ijpsat.org/
Vol. 60 No. 1 November 2026, pp. 364-393

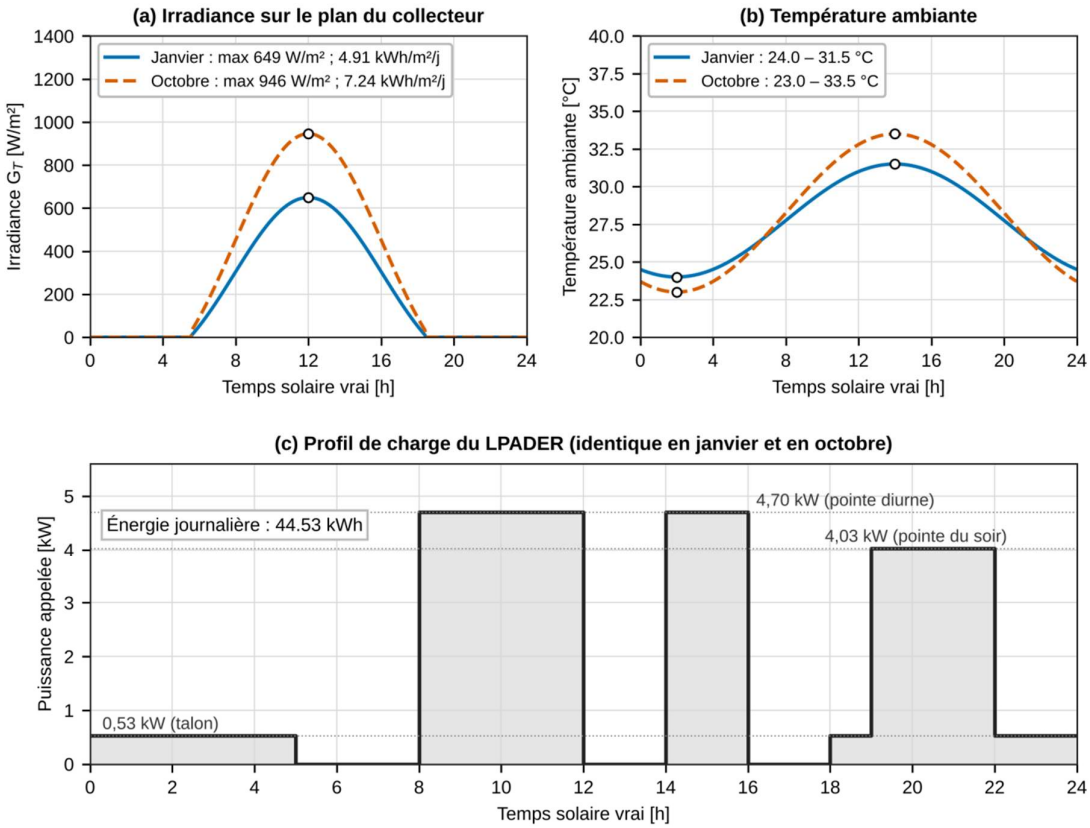


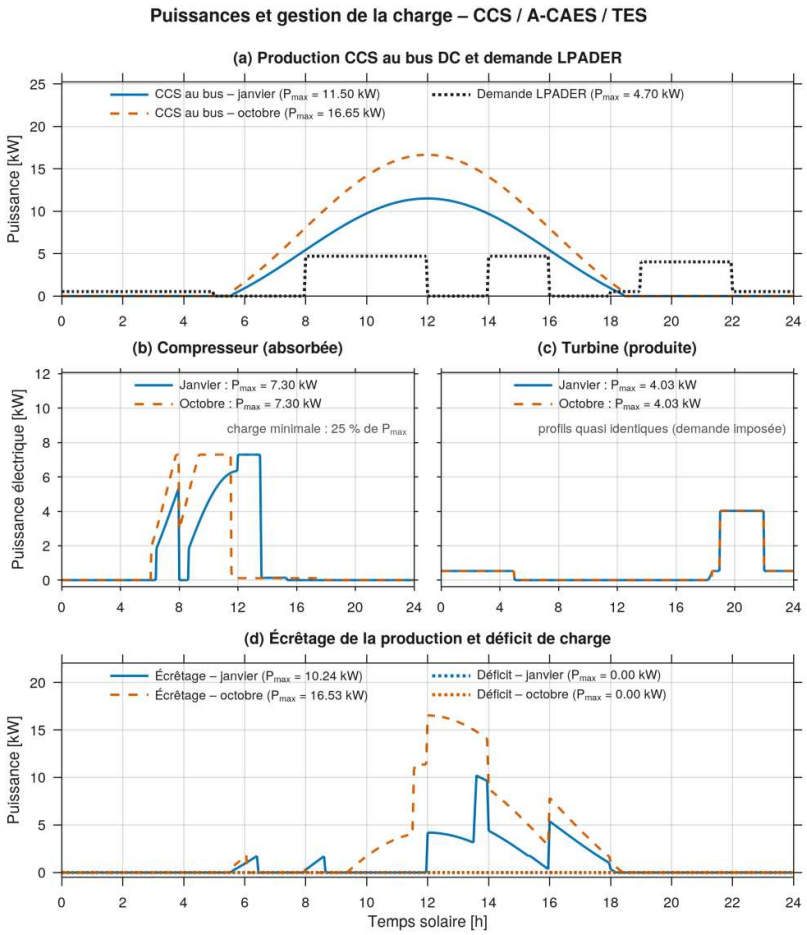
Figure 4. Conditions d'entrée des deux journées types : (a) irradiance sur le plan du collecteur ; (b) température ambiante ; (c) profil de charge du LPADER, identique en janvier et en octobre. Les cercles repèrent les extrema.

3.2. Gestion de l'énergie et puissances

Le superviseur applique S1 pendant 12,60 h en janvier et 12,85 h en octobre, S3 pendant 11,15 h et S2 seulement 0,25 h en janvier (Figure 5). Le compresseur démarre vers 6,4 h et 6,0 h, dès que l'excédent atteint 1,83 kW (en janvier, il s'interrompt de 8 h à 8,7 h), atteint 7,30 kW et s'arrête quand le réservoir atteint 80 bar (13,6 h et 11,6 h) ; une puissance résiduelle d'environ 0,14 kW compense ensuite les pertes du réservoir plein.

La turbine fournit 0,53 kW pendant le talon nocturne et 4,03 kW de 19 h à 22 h ; l'énergie non servie (0,21 et 0,24 Wh/j) relève de la tolérance du solveur. L'écrêtage atteint au plus 10,2 kW en janvier et 16,5 kW en octobre, surtout une fois le réservoir plein (Figure 5d).

International Journal of Progressive Sciences and Technologies (IJPSAT)
ISSN: 2509-0119.
© 2026 Scholar AI LLC.
https://ijpsat.org/
Vol. 60 No. 1 November 2026, pp. 364-393



1.

Figure 5. Puissances et gestion de la charge : (a) production de la CCS au bus continu et demande ; (b) puissance électrique absorbée par le compresseur ; (c) puissance fournie à la charge par la turbine ; (d) écrêtage de la production et déficit de charge. Régime périodique.

3.3. Bilans énergétiques journaliers

Les bilans journaliers (Figure 6) sont presque identiques dans les deux mois : la CCS fournit directement 28,4 kWh à la charge (63,8 %) et la turbine 16,1 kWh (36,2 %), pour 33,1 et 32,8 kWh de compression. L'énergie stockée est fixée par la demande nocturne, non par la ressource : le compresseur ne prélève que 38 % (janvier) et 26 % (octobre) de la production, et le reste est écrêté (22,9 et 63,9 kWh/j, soit 26,3 et 50,0 %). Le système est limité par la capacité d'absorption du stockage (Q1).

Le rendement électrique de l'A-CAES est de 48,8 % en janvier et 49,1 % en octobre, soit 65,7 et 66,1 % pour le cycle thermopneumatique. Les rendements isentropiques moyens (0,784 et 0,792 au compresseur, 0,743 et 0,744 à la turbine) restent sous 0,80 à cause de la charge partielle : pendant le talon nocturne, la turbine fonctionne à 11 % de sa puissance nominale (rendement de 0,72).

International Journal of Progressive Sciences and Technologies (IJPSAT)
ISSN: 2509-0119.
© 2026 Scholar AI LLC.
https://ijpsat.org/
Vol. 60 No. 1 November 2026, pp. 364-393

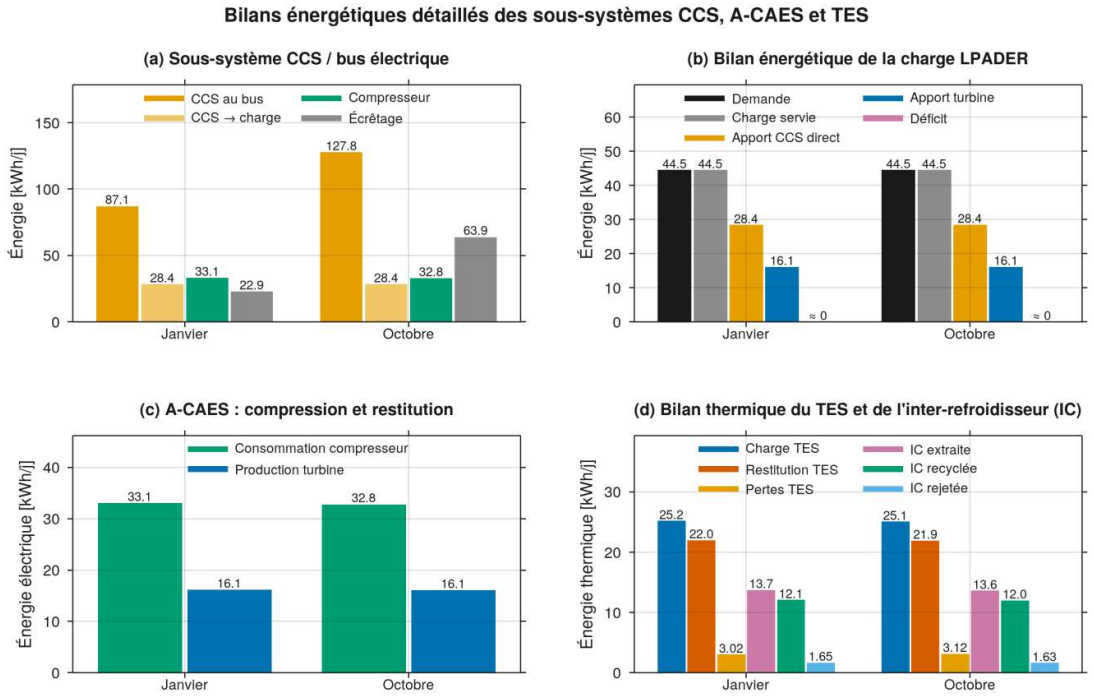


Figure 6. Bilans énergétiques des sous-systèmes : (a) CCS et bus continu ; (b) bilan de la charge ; (c) compression et restitution ; (d) bilan thermique du TES et de l'inter-refroidisseur (IC). Les valeurs sont en kWh par jour.

3.4. Régime périodique et première journée

Une journée simulée depuis 45 bar et un lit froid n'est pas représentative (Figure 7) : le compresseur y consomme 46,1 et 69,6 kWh au lieu de 33,1 et 32,8 kWh en régime établi (+39 % et +112 %), pour réchauffer le lit en janvier et relever la pression en octobre. Le régime périodique est atteint en 11 jours (dérive inférieure à 0,1 bar par jour).

3.5. Comportement du réservoir et du TES

-Réservoir: La pression varie de 63,2 à 80,0 bar en janvier et de 63,5 à 80,0 bar en octobre (Figure 7b, d) : le réservoir n'utilise qu'environ 34 % de sa plage, ce qui justifie une étude de dimensionnement dédiée.

-TES: Le solide varie de 71 à 376 °C en janvier et de 67 à 376 °C en octobre (Figures 8 et 9a), sous les 404 °C de conception ; l'état de charge culmine à 65 et 63 % : le lit n'est jamais saturé. La thermocline (10 à 90 % du saut de température) mesure en moyenne 0,89 et 0,91 m, près de la moitié du lit ; les puissances échangées atteignent 5,56 kW à la charge et 5,57 kW à la restitution.

Écoulement et échanges: Le nombre de Reynolds particulaire atteint au plus 60 et 61, pour des coefficients d'échange moyens de 11,9 et 10,6 W m^{-2} K^{-1}, bornés à leur valeur pour $Re_p = 3$ aux très faibles débits. La perte de charge du lit ne dépasse pas $1{,}4 \times 10^{-5}$ bar : le terme d'Ergun est négligeable.

International Journal of Progressive Sciences and Technologies (IJPSAT)
ISSN: 2509-0119.
© 2026 Scholar AI LLC.
https://ijpsat.org/
Vol. 60 No. 1 November 2026, pp. 364-393

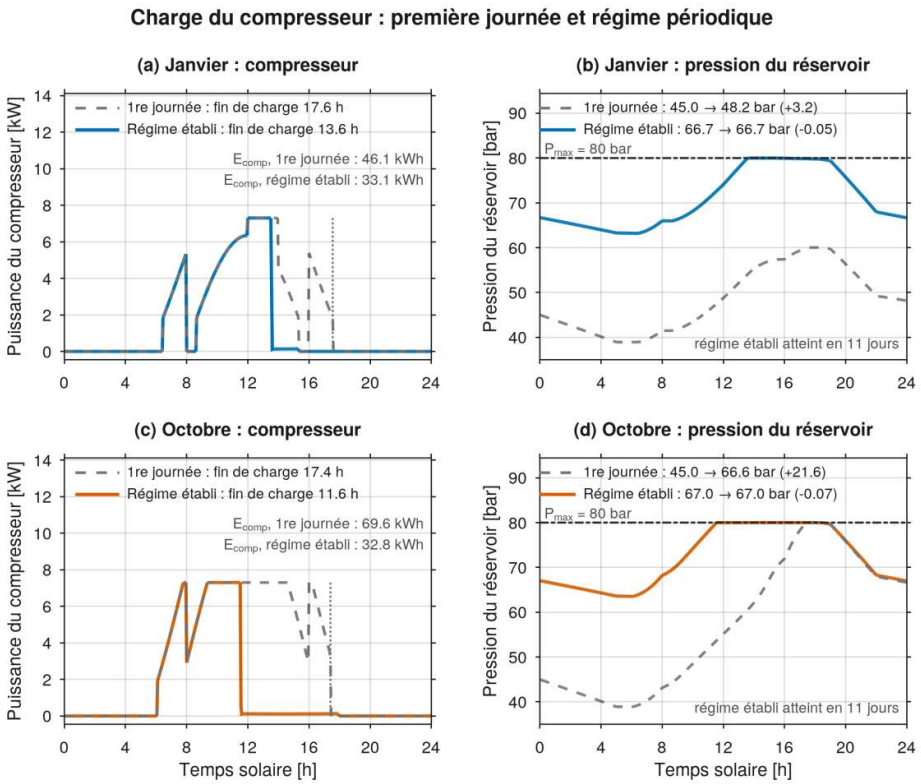


Figure 7. Première journée et régime périodique : puissance du compresseur (colonne de gauche) et pression du réservoir (colonne de droite) en janvier (a, b) et en octobre (c, d).

3.6. Pertes et rendement de l'A-CAES

La Figure 10 décompose l'énergie de compression de janvier : 48,8 % sont restitués à la charge ; le reste se répartit entre les chaînes électriques de charge (10,7 %) et de décharge (9,9 %), l'enthalpie de l'air détendu (12,5 %), les pertes thermiques du TES (9,1 %), la chaleur d'inter-refroidissement non récupérée (5,0 %) et les pertes du réservoir (3,4 %), avec un résidu de 0,5 %. Octobre est très voisin. Le bilan de l'A-CAES se ferme à 0,16 % (janvier) et 0,12 % (octobre) de l'énergie de compression.

L'inter-refroidissement fournit 48 % de la chaleur reçue par le lit (12,1 kWh/j). Le rendement est donc limité d'abord par les chaînes électriques (20,6 %) et l'air rejeté (12,5 %), puis par les pertes du TES ; le lit, jamais saturé, n'est pas le facteur limitant (Q2).

3.7. Air détendu et réinjection dans la CCS

-Air rejeté par la turbine: La turbine fonctionne 10,8 h/j en janvier et 10,6 h/j en octobre ; l'air détendu (4,2 g/s en moyenne, 11,4 g/s à la pointe) sort entre 78 et 162 °C (112 °C en moyenne en janvier ; Figure 11a ; Tableau 4). Son enthalpie (4,13 kWh/j, 12,5 % de l'énergie de compression) n'a qu'une exergie de 0,52 kWh/j (12,7 %), délivrée à 99,6 % quand l'irradiance ne dépasse pas 1 W/m², donc sans tirage.

-Gain d'électricité de la CCS: Réinjectée au pied de la cheminée, cette chaleur produirait au plus 6,8 Wh/j au bus en janvier (4,9 Wh/j à la périphérie, ε_{inj} = 0,72), soit 0,015 % de la demande ; le débit d'air détendu vaut 2,1 × 10^{-5} de celui de la CCS et n'élève l'air du collecteur que de 0,002 K.

International Journal of Progressive Sciences and Technologies (IJPSAT)
ISSN: 2509-0119.
© 2026 Scholar AI LLC.
https://ijpsat.org/
Vol. 60 No. 1 November 2026, pp. 364-393

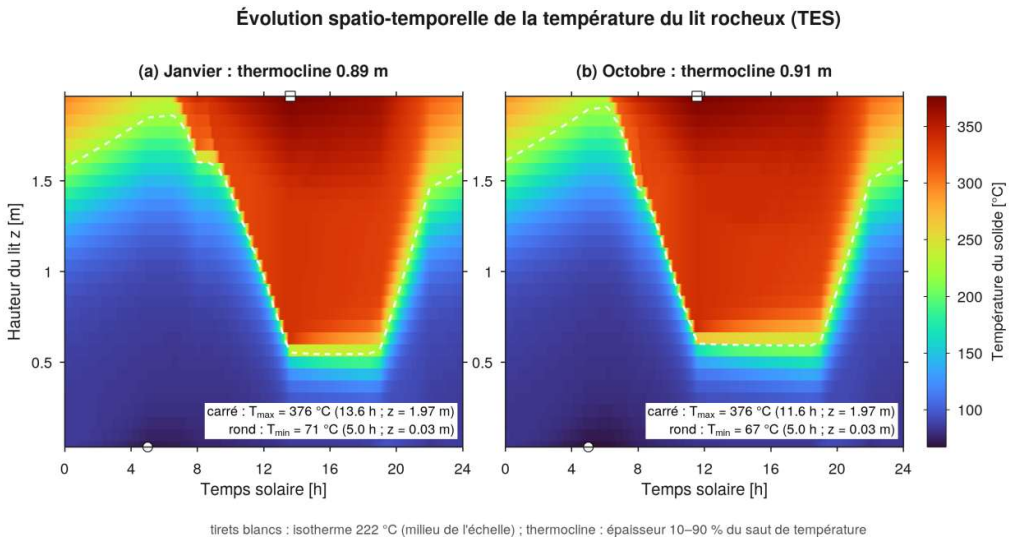


Figure 8. Évolution spatio-temporelle de la température du solide dans le TES : (a) janvier ; (b) octobre. Les tirets blancs repèrent l'isotherme de 222 °C (milieu de l'échelle) ; le carré et le cercle repèrent les températures maximale et minimale.

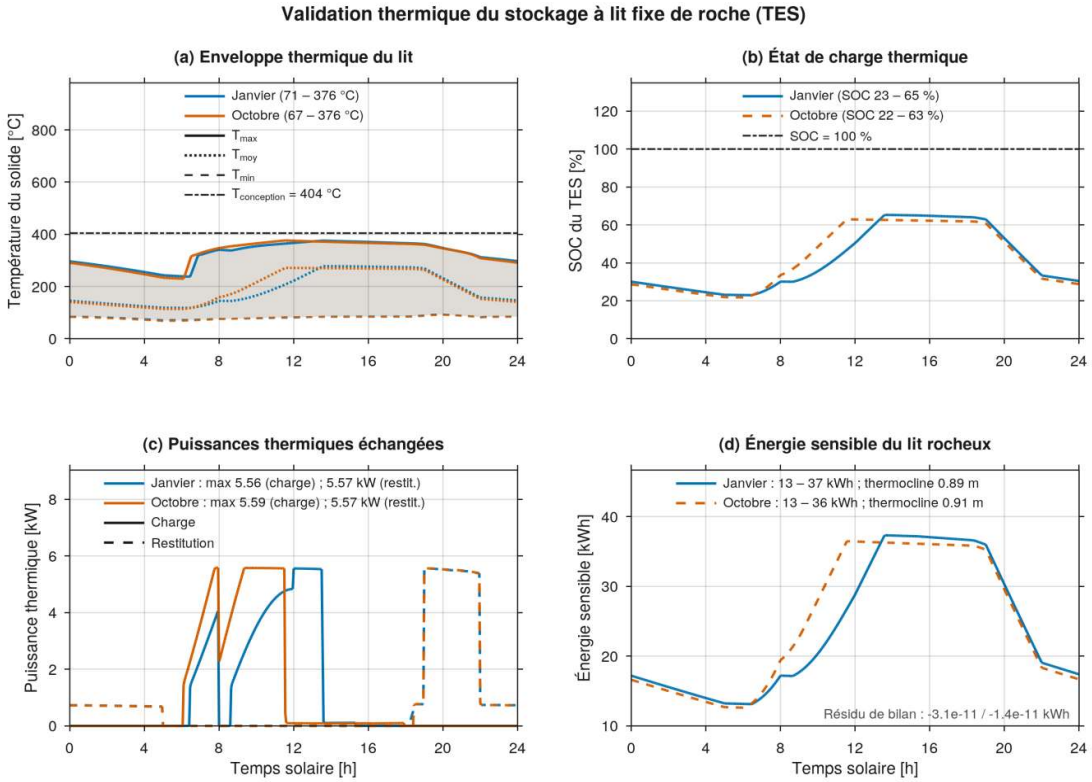


Figure 9. Comportement thermique du TES : (a) enveloppe des températures du solide ; (b) état de charge thermique ; (c) puissances thermiques échangées ; (d) énergie sensible du lit.

International Journal of Progressive Sciences and Technologies (IJPSAT)
ISSN: 2509-0119.
© 2026 Scholar AI LLC.
https://ijpsat.org/
Vol. 60 No. 1 November 2026, pp. 364-393

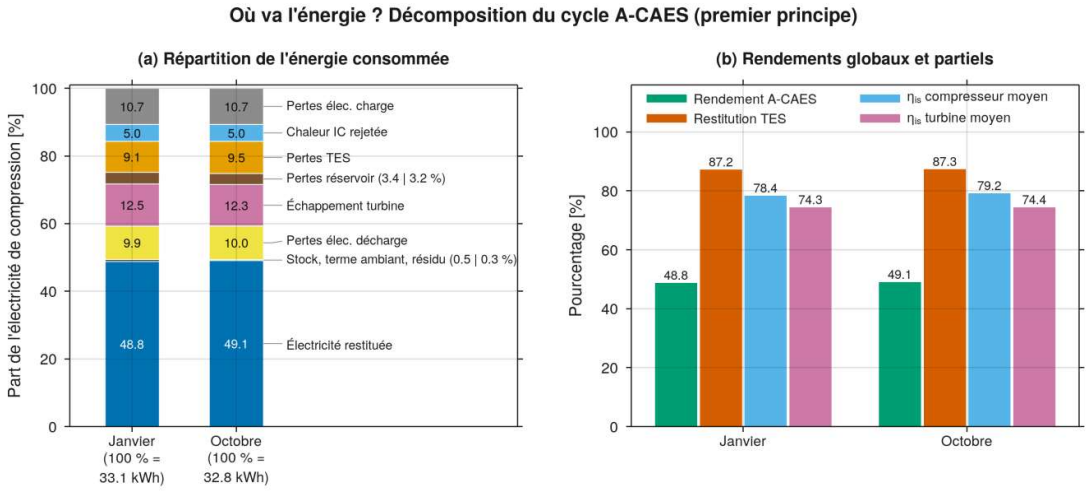


Figure 10. Décomposition du cycle A-CAES : (a) répartition de l'énergie de compression ; (b) rendements globaux et partiels.

-Contre-pression de la conduite: Dans la conduite de conception (D = 0,15 m, L = 100 m ; Re = 4 405), la perte de charge de 6,4 Pa coûte 0,35 Wh/j et laisse un gain net de 6,46 Wh/j. La pénalité croît de 0,054 Wh j^{-1} Pa^{-1} (Figure 11c) et égale le gain brut à Δp_{eq} = 126 Pa (130 Pa en octobre), ce qui impose un diamètre minimal de 7,9 cm pour 100 m.

-Hiérarchie des énergies: De l'énergie restituée (16,1 kWh/j) à l'enthalpie (4,1 kWh/j), à l'exergie (0,52 kWh/j) et aux gains brut (6,8 Wh/j) et net (6,5 Wh/j), chaque étape perd un à deux ordres de grandeur (Figure 11d) : le gisement de l'air détendu est thermique, non électrique (Q3).

Tableau 4. Air détendu de la turbine et réinjection dans la CCS (régime périodique).

Grandeur (régime périodique)	Janvier	Octobre
Durée de fonctionnement de la turbine (h/j)	10,80	10,55
Débit d'air détendu moyen / maximal (g/s)	4,20 / 11,38	4,31 / 11,46
Température d'échappement T_6 minimale / moyenne / maximale (°C)	78 / 112 / 162	72 / 107 / 154
Enthalpie d'échappement Q_{ech} (kWh/j)	4,126	4,023
… en % de E_{comp} / de E_{turb}	12,5 / 25,6	12,3 / 25,0
Exergie d'échappement (kWh/j)	0,525	0,502
… en % de l'enthalpie	12,7	12,5
Puissance enthalpique maximale (kW)	1,08	1,05
Part délivrée sans rayonnement, $G_T \leq 1$ W/m² (%)	99,6	100,0
Gain brut de la CCS au bus, injection au pied de la cheminée (Wh/j)	6,81	6,64

Grandeur (régime périodique)	Janvier	Octobre
Gain brut au bus, injection à la périphérie du collecteur (Wh/j)	4,88	4,75
Puissance maximale réinjectée au bus (W)	1,76	1,72
Contre-pression de la conduite de conception Δp (Pa)	6,4	6,4
Pénalité de compression à Δp (Wh/j)	0,35	0,33
Gain net, injection au pied (Wh/j)	6,46	6,31
Contre-pression d'équilibre Δp_{eq} (Pa)	126	130
Pente de la pénalité (Wh j^{-1} Pa^{-1})	0,054	0,051
Gain brut en % de la demande (%)	0,0153	0,0149
Rapport du débit réinjecté au débit de dimensionnement de la CCS	$2{,}1 \times 10^{-5}$	$2{,}1 \times 10^{-5}$
Rapport de la puissance enthalpique maximale à la puissance utile du collecteur	$1{,}5 \times 10^{-4}$	$1{,}0 \times 10^{-4}$
Élévation de température du collecteur par mélange (K)	0,0020	0,0019

International Journal of Progressive Sciences and Technologies (IJPSAT)
ISSN: 2509-0119.
© 2026 Scholar AI LLC.
https://ijpsat.org/
Vol. 60 No. 1 November 2026, pp. 364-393

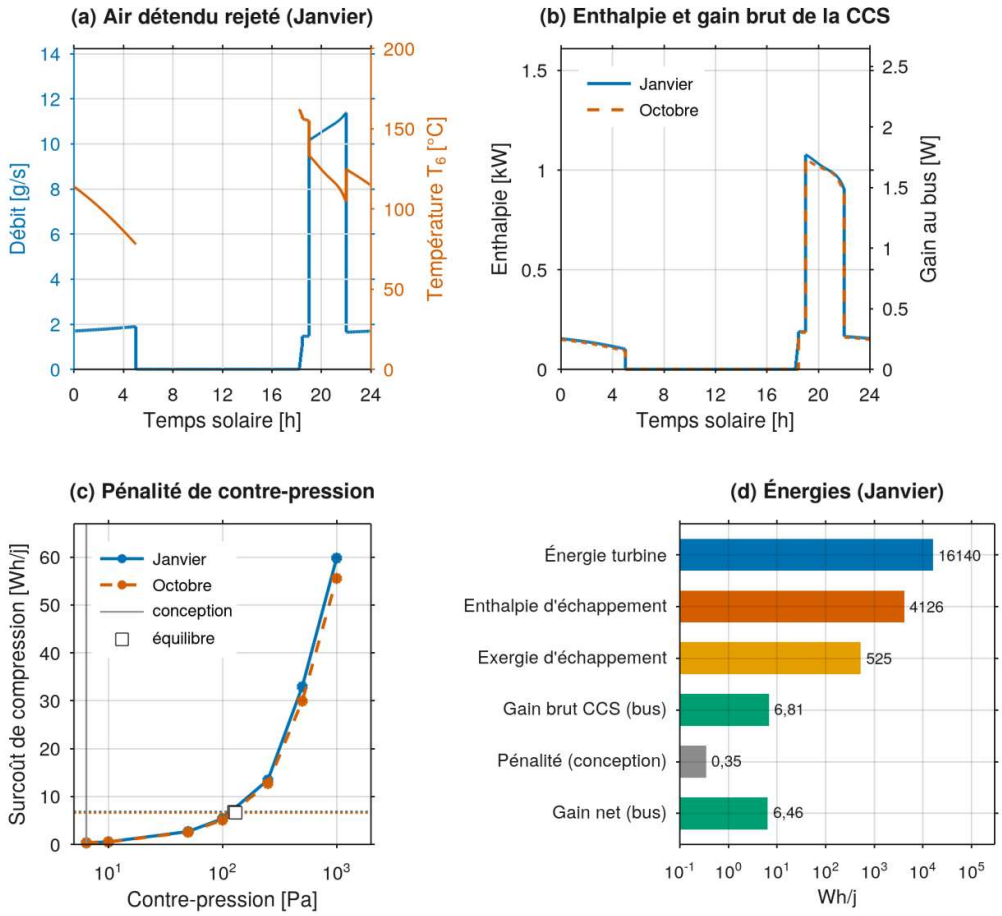


Figure 11. Air détendu et réinjection dans la CCS : (a) débit d'air détendu et température d'échappement en janvier ; (b) enthalpie d'échappement et gain brut de la CCS au bus ; (c) pénalité de compression selon la contre-pression de la conduite (carrés : équilibre) ; (d) hiérarchie des énergies en janvier, en échelle logarithmique.

3.8. Topologie électrique : calibrage, chaînes et pertes de conversion

-Calibrage et chaînes: Les courants sous 400 V sont de 42 A pour la CCS, 11 A pour la turbine, 18 A pour le compresseur et 12,5 A pour la charge (Tableau 2). Depuis l'alternateur de la CCS, le trajet direct a un rendement de 0,858 et la chaîne vers le compresseur de 0,840 ; la chaîne de la turbine à la charge atteint 0,831 (Figure 12b).

-Pertes de conversion: Elles totalisent 13,6 kWh/j en janvier et 13,5 kWh/j en octobre (31 % de la demande) ; les onduleurs (21 %) et le redresseur de la CCS (20 %) en représentent 41 % (Figure 12a). Les pertes en amont du bus ne réduisent pas la couverture, une part de la production étant écrêtée ; celles de la chaîne de la turbine augmentent l'air à stocker.

-Comparaison avec un bus alternatif : La variante B perd 14,85 kWh/j en janvier, soit 1,25 kWh/j (8 %) de plus que la topologie retenue. Le trajet du compresseur est meilleur en A (0,840 contre 0,790), le trajet direct en B (0,884 contre 0,858) à cause de l'étage de contournement supposé en A ; sans lui, l'avantage de A atteint 2,24 kWh/j (15 %). Un onduleur de rendement 0,97 ferait gagner 1,62 kWh/j, davantage que le choix de topologie (Figure 12c).

International Journal of Progressive Sciences and Technologies (IJPSAT)
ISSN: 2509-0119.
© 2026 Scholar AI LLC.
https://ijpsat.org/
Vol. 60 No. 1 November 2026, pp. 364-393

3.9. Vérification numérique du cas de référence

Les six critères de la section 2.4.6 sont satisfaits : grandeurs dans leurs plages, perte de charge du lit négligeable, énergie non servie inférieure à 0,3 Wh/j, bilans fermés et 11 autotests réussis ; la convergence et la sensibilité font l'objet d'une étude séparée.

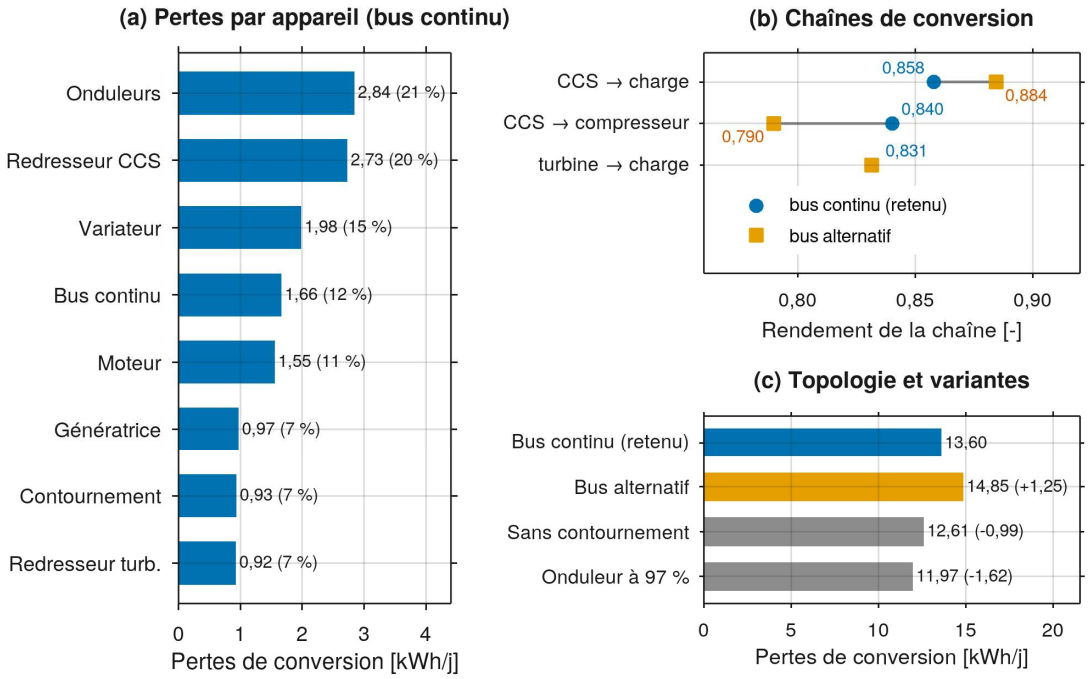


Figure 12. Pertes de conversion de la topologie électrique (janvier) : (a) pertes par appareil et part du total ; (b) rendements des chaînes, bus continu et bus alternatif ; (c) pertes totales de la topologie retenue et des variantes.

3.2. Discussion

3.2.1. Intérêts et limites du couplage

Les intérêts du couplage tiennent à la complémentarité de la CCS et de l'A-CAES, non à la réinjection de l'air détendu (section 4.3).

-Continuité jour–nuit sans combustible ni batterie: La charge est couverte à 99,9995 % : la CCS la sert le jour (64 %), l'A-CAES le soir et la nuit (36 %).

Des machines synchronisées par la ressource: L'excédent entraîne le compresseur au moment où il est produit ; la demande nocturne dimensionne l'A-CAES (16,1 kWh/j restitués pour 33 kWh/j comprimés).

La chaleur de compression est récupérée: Le lit restitue 87 % de la chaleur reçue, dont 48 % vient de l'inter-refroidisseur, et le cycle thermopneumatique atteint 66 % (section 4.2).

Des matériaux simples et durables: Acier, roche et air, sans lithium ni électrolyte ; Huntorf (1978) et McIntosh (1991) illustrent la longévité de la filière [3], et la roche peut être d'origine locale.

Une réserve pour les jours couverts: Le réservoir n'utilise que 34 % de sa plage et le TES 65 % de sa capacité ; vider le réservoir jusqu'à 30 bar restituerait environ 40 kWh (estimation à vérifier). Avec un champ PV et une batterie, préserver cette

réserve réduit de 38 % l'énergie non servie d'une suite de jours couverts (résultat préliminaire des auteurs, non détaillé ici).

Un démonstrateur pour le LPADER: Instrumenté (Tableau 1), le système mesurerait pour la première fois le rendement d'une CCS de cette taille et les thermoclines d'un lit de roche en fonctionnement réel.

Le couplage ne règle pas l'adéquation entre la CCS et la capacité d'absorption du stockage : l'écrêtage (23 et 64 kWh/j, 44 % de la production annuelle selon un calcul complémentaire non détaillé ici) relève d'une optimisation technico-économique.

Ce bilan suppose aussi un rendement de collecteur de 0,60 : avec un modèle transitoire étalonné sur Manzanares (0,25 à 0,26), la couverture tombe à 46 % en janvier et 68 % en octobre (calcul complémentaire des auteurs, non détaillé ici) ; les conclusions sur la réinjection et les leviers n'en dépendent pas.

Où le couplage prend tout son sens : Associé à un champ PV de 7,5 kWc et à une batterie de 6 kWh, il porte la couverture de janvier de 46 à 100 % avec la CCS physique (résultat préliminaire des auteurs, non détaillé ici) ; la batterie sert alors le talon nocturne, et l'A-CAES garde la pointe du soir et la réserve des jours couverts.

4.2. Rendement de l'A-CAES et hiérarchie des leviers

Voisin de 49 %, le rendement électrique de l'A-CAES reste sous les 60 à 70 % des grandes installations [3, 7], car il inclut les chaînes électriques (74,2 % à elles seules) et de petites turbomachines à charge partielle ; le cycle seul atteint 66 %.

Le Tableau 5 classe les leviers selon l'énergie économisée en janvier : onduleur de rendement 0,97 (1,62 kWh/j), turbine de rendement isentropique 0,85 au lieu de 0,80 (1,56 kWh/j de compression, environ 241 fois le gain net de la réinjection), suppression de l'étage de contournement (0,99 kWh/j), puis charge partielle, pertes du TES et compresseur (0,7 à 0,8 kWh/j) ; la réinjection ferme la marche, deux ordres de grandeur plus bas.

Tableau 5. Comparaison des leviers d'amélioration du système (janvier, régime périodique).

Levier	Variation	$\Delta\eta$ (pt)	Énergie économisée (kWh/j)	Rapport à la réinjection
Onduleur de charge	rendement 0,94 → 0,97	–	1,62	≈ 251
Rendement isentropique de la turbine	0,80 → 0,85	+2,4	1,56	≈ 241
Étage de contournement du trajet direct	rendement 0,97 → 1	–	0,99	≈ 154
Pénalité de charge partielle	k : 0,12 → 0 (borne supérieure)	+1,2	0,81	≈ 126
Pertes thermiques du TES	UA_{TES} : 0,78 → 0,39 W/K	+1,1	0,74	≈ 115
Rendement isentropique du compresseur	0,80 → 0,85	+1,1	0,73	≈ 114
Réinjection de l'air détendu (pied de cheminée)	Δp = 6,4 Pa	–	0,006	1

International Journal of Progressive Sciences and Technologies (IJPSAT)
ISSN: 2509-0119.
© 2026 Scholar AI LLC.
https://ijpsat.org/
Vol. 60 No. 1 November 2026, pp. 364-393

4.3. Réinjection de l'air détendu et fonctionnement conjoint : un gisement de chaleur, non d'électricité

La réinjection apporterait au plus 6,8 Wh/j (6,5 Wh/j nets) : une cheminée de 101 m ne convertit que $\eta_{cm} = gH/(c_p T_{amb}) \approx$ 0,33 % de la chaleur, 99,6 % de l'enthalpie est délivrée sans tirage ($G_T \leq 1$ W/m²) et l'exergie ne vaut que 13 % de l'enthalpie. Ce constat ne dépend pas du modèle de collecteur : la chaleur réinjectée ne représente que 7,7 × 10^{-5} de celle absorbée par le collecteur.

Stratégies de réinjection: Aucune stratégie ne dépasse 12 Wh/j de gain brut (Tableau 6) : la meilleure conduite (R2) ne récupère que 0,31 Wh/j, l'injection à la périphérie (R1) perd 28 % du gain, et le fonctionnement conjoint diurne (R4) ne rapporte que 10,2 et 11,6 Wh/j pour 49,3 kWh/j de compression supplémentaire prise sur l'écrêtage.

Le dilemme de l'heure: Le jour, la CCS a un tirage mais elle est excédentaire ; la nuit, elle est en déficit mais sans tirage. Le gain valorisé (équation (35)) est donc nul pour R3 et R4 et ne dépasse pas 0,03 Wh/j pour R0 à R2 ; seule une CCS à tirage nocturne (R5) le rendrait utile, à 6,5 Wh/j au plus (2,4 kWh par an).

Ce que vaut le fonctionnement conjoint: La coopération utile va dans l'autre sens : servir un kilowattheure par l'A-CAES demande 2,05 kWh de compression contre 1,10 kWh en direct. Déplacer une demande flexible de la nuit vers les heures d'écrêtage (D1) économise donc 0,95 kWh de production par kilowattheure, 147 fois le gain net de la réinjection ; déplacer une heure de la pointe du soir (4,03 kWh) vers midi éviterait 8,26 kWh/j de compression. La gestion de la demande [49] est la forme utile de la coopération.

Valorisation directe: Un échangeur d'efficacité 0,70 tirerait de l'air détendu 2,89 kWh/j (environ 70 L d'eau chauffée de 25 à 60 °C par jour [48]) ; un récupérateur interne économiserait au plus 0,89 kWh/j de compression. L'écrêtage reste le premier gisement.

Tableau 6. Stratégies de réinjection de l'air détendu et de fonctionnement conjoint CCS–A-CAES, comparées au déplacement de charges et aux leviers de valorisation directe (post-traitement analytique du régime périodique ; équations (35) à (37)). Gains de réinjection au bus continu.

Code	Stratégie	Grandeur évaluée	Janvier	Octobre	Valeur pour la charge
R0	Référence : réinjection nocturne au pied de la cheminée	Gain net (Wh/j)	6,46	6,31	≤ 0,03 Wh/j en janvier ; nulle en octobre (chaleur rejetée sans tirage)
R1	Injection à la périphérie du collecteur (ε_{inj} = 0,72)	Gain net (Wh/j)	4,53	4,42	≤ 0,02 Wh/j en janvier ; nulle en octobre
R2	Conduite de 0,20 m sur 30 m (Δp = 0,65 Pa)	Gain net (Wh/j)	6,77	6,61	≤ 0,03 Wh/j en janvier ; nulle en octobre
R3	Tampon thermique nuit → jour (rendement 0,80)	Gain brut (Wh/j)	5,45	5,31	Nulle : chaleur rendue pendant l'écrêtage
R4	Fonctionnement conjoint diurne : cycle A-CAES supplémentaire sur l'écrêtage (X = 24,1 et 28,2 kWh/j)	Gain brut (Wh/j)	10,15	11,64	Nulle : production ajoutée pendant l'écrêtage

Code	Stratégie	Grandeur évaluée	Janvier	Octobre	Valeur pour la charge
R5	CCS à tirage nocturne (stockage du sol, tubes d'eau)	Gain net (Wh/j)	6,46	6,31	Totale, mais environ 0,015 % de la demande
D1	Déplacement d'une heure de la pointe du soir (4,03 kWh) vers 12–14 h	Production de la CCS économisée (kWh/j)	3,84	3,79	Compression évitée : 8,26 et 8,21 kWh/j
V1	Chaleur directe de l'air détendu (échangeur air–eau, efficacité 0,70)	Chaleur utile (kWh/j)	2,89	2,82	Eau chaude : 71 et 69 L/j de 25 à 60 °C
V2	Récupérateur interne (borne exergétique)	Compression économisée (kWh/j)	≤ 0,89	≤ 0,85	À confirmer par simulation du cycle
V3	Valorisation de l'écrêtage (charges différables)	Énergie disponible (kWh/j)	22,92	63,87	Selon les usages raccordés

4.4. Topologie électrique : choix, pertes et points à valider

Le bus continu se justifie d'abord par sa simplicité, son gain (1,25 kWh/j) étant inférieur à celui d'un meilleur onduleur (1,62 kWh/j). L'onduleur et le redresseur de la CCS (41 % des pertes) sont à spécifier avec soin ; ce redresseur, dimensionné à 20 kW, pourrait être limité à 12,5 kW au bus, l'excédent étant écrêté en amont.

Trois vérifications doivent précéder la construction : la stabilité du bus face aux charges à puissance constante [46], la protection contre les défauts en courant continu [26] et le rendement des convertisseurs à charge partielle ; les seuils de commande [27] seront réglés par simulation dynamique.

4.5. Portée et limites de l'analyse énergétique

Ces performances dépendent du rendement de collecteur de 0,60, non mesuré, d'une CCS quasi stationnaire et de journées types ; avec un modèle détaillé de collecteur non étalonné, la couverture de janvier tombe à 87,5 %, alors que les paramètres de l'A-CAES la laissent au-dessus de 99,98 % (calculs complémentaires non détaillés ici). Réservoir (0D) et lit (1D) sont simplifiés, et les pertes supposent des enveloppes très isolées (0,78 W/K pour le TES ; 2 W/K pour le réservoir).

4.6. Recommandations de conception

Cinq recommandations en découlent.

1. **Valoriser l'énergie écrêtée** (23 à 64 kWh/j) : compresseur, réservoir, charges différables et usage thermique, dans une optimisation technico-économique.
2. **Améliorer la turbine et les convertisseurs** : rendement à charge partielle de la turbine, onduleur plus performant, étage de contournement.
3. **Retenir le bus continu**, calibré sur le besoin utile, et le valider par simulation dynamique.
4. **Ne pas retenir la réinjection** pour son gain électrique (au plus 12 Wh/j) et préférer l'usage direct de la chaleur.
5. **Faire coopérer la CCS et l'A-CAES par la gestion de la demande** : chaque kilowattheure déplacé vers l'écrêtage économise 0,95 kWh de production.

IV. Conclusion

Ce travail a analysé en régime périodique un système CCS–A-CAES–TES alimentant le LPADER (44,53 kWh/j ; pointe de 4,70 kW). Avec un rendement de collecteur de 0,60, la couverture atteint 99,9995 % (63,8 % servis directement par la CCS, 36,2 % par la turbine). Le stockage a un rendement électrique de 48,8 à 49,1 % (66 % pour le cycle thermopneumatique) ; le TES restitue 87 % de la chaleur reçue sans saturer. L'écrêtage atteint 22,9 et 63,9 kWh/j.

La réinjection de l'air détendu n'est pas un levier électrique (6,5 Wh/j nets ; aucune stratégie au-delà de 12 Wh/j) ; la coopération utile passe par la gestion de la demande (0,95 kWh de production économisé par kilowattheure déplacé) et l'usage direct de la chaleur (2,9 kWh/j). Le bus continu ramène les pertes de conversion de 14,85 à 13,60 kWh/j.

Ces résultats dépendent du rendement de collecteur imposé et relèvent d'une vérification numérique ; avant toute réalisation, il faudra mesurer ce rendement, améliorer les convertisseurs et les turbomachines, et valoriser les excédents.

Références

[1] Dooner M., Wang J., Compressed-air energy storage, in : Letcher T.M. (éd.), *Future Energy*, 3e éd., Elsevier, 2020, pp. 279–312.

[2] Wang J., Lu K., Ma L., Wang J., Dooner M., Miao S., Li J., Wang D., Overview of compressed air energy storage and technology development, *Energies* 10 (7) (2017) 991.

[3] Budt M., Wolf D., Span R., Yan J., A review on compressed air energy storage: basic principles, past milestones and recent developments, *Applied Energy* 170 (2016) 250–268.

[4] Barbour E., Pottie D.L., Adiabatic compressed air energy storage technology, *Joule* 5 (8) (2021) 1914–1920.

[5] Barbour E., Pottie D.L., Eames P., Why is adiabatic compressed air energy storage yet to become a viable energy storage option?, *iScience* 24 (5) (2021) 102440.

[6] Luo X., Wang J., Krupke C., Wang Y., Sheng Y., Li J., Xu Y., Wang D., Miao S., Chen H., Modelling study, efficiency analysis and optimisation of large-scale adiabatic compressed air energy storage systems with low-temperature thermal storage, *Applied Energy* 162 (2016) 589–600.

[7] RWE Power, ADELE – Adiabatic compressed air energy storage for electricity supply, brochure technique, Essen/Köln, janvier 2010.

[8] Geissbühler L., Becattini V., Zanganeh G., Zavattoni S., Barbato M., Haselbacher A., Steinfeld A., Pilot-scale demonstration of advanced adiabatic compressed air energy storage, Part 1: plant description and tests with sensible thermal-energy storage, *Journal of Energy Storage* 17 (2018) 129–139.

[9] 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* 86 (2012) 3084–3098.

[10] Schumann T.E.W., Heat transfer: a liquid flowing through a porous prism, *Journal of the Franklin Institute* 208 (3) (1929) 405–416.

[11] Hänchen M., Brückner S., Steinfeld A., High-temperature thermal storage using a packed bed of rocks – Heat transfer analysis and experimental validation, *Applied Thermal Engineering* 31 (2011) 1798–1806.

[12] Grazzini G., Milazzo A., A thermodynamic analysis of multistage adiabatic CAES, *Proceedings of the IEEE* 100 (2) (2012) 461–472.

[13] Hartmann N., Vöhringer O., Kruck C., Eltrop L., Simulation and analysis of different adiabatic compressed air energy storage plant configurations, *Applied Energy* 93 (2012) 541–548.

[14] Zhao P., Wang M., Wang J., Dai Y., A preliminary dynamic behaviors analysis of a hybrid energy storage system based on adiabatic compressed air energy storage and flywheel energy storage system for wind power application, *Energy* 84 (2015) 825–839.

[15] Guo Z., Deng G., Fan Y., Chen G., Performance optimization of adiabatic compressed air energy storage with ejector technology, *Applied Thermal Engineering* 94 (2016) 193–197.

[16] Haaf W., Friedrich K., Mayr G., Schlaich J., Solar chimneys, Part I: principle and construction of the pilot plant in Manzanares, *International Journal of Solar Energy* 2 (1983) 3–20.

[17] Schlaich J., *The Solar Chimney: Electricity from the Sun*, Edition Axel Menges, Stuttgart, 1995.

[18] Bernardes M.A. dos S., Voß A., Weinrebe G., Thermal and technical analyses of solar chimneys, *Solar Energy* 75 (6) (2003) 511–524.

[19] von Backström T.W., Gannon A.J., Compressible flow through solar power plant chimneys, *Journal of Solar Energy Engineering* 122 (3) (2000) 138–145, doi:10.1115/1.1314605.

[20] Sangi R., Amidpour M., Hosseinizadeh B., Modeling and numerical simulation of solar chimney power plants, *Solar Energy* 85 (5) (2011) 829–838, doi:10.1016/j.solener.2011.01.011.

[21] Koonsrisuk A., Chitsomboon T., Mathematical modeling of solar chimney power plants, *Energy* 51 (2013) 314–322, doi:10.1016/j.energy.2012.10.038.

[22] Zhou X., Wang F., Ochieng R.M., A review of solar chimney power technology, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14 (8) (2010) 2315–2338.

[23] Kassaei F., Bagherzadeh A., Abedi M., Bénard A., Experimental studies of solar chimneys: a survey of performance, design, and applications for power generation, *Energies* 18 (17) (2025) 4634, doi:10.3390/en18174634.

[24] Mehranfar S., Gharehghani A., Azizi A., Mahmoudzadeh Andwari A., Pesyridis A., Jouhara H., Comparative assessment of innovative methods to improve solar chimney power plant efficiency, *Sustainable Energy Technologies and Assessments* 49 (2022) 101807, doi:10.1016/j.seta.2021.101807.

[25] Prasad R.D., Ahmed M.R., Experimental evaluation of the performance and power output enhancement of a divergent solar chimney power plant by increasing the chimney height, *Frontiers in Energy Research* 11 (2024) 1283818, doi:10.3389/fenrg.2023.1283818.

[26] Elsayed A.T., Mohamed A.A., Mohammed O.A., DC microgrids and distribution systems: an overview, *Electric Power Systems Research* 119 (2015) 407–417.

[27] Schönberger J., Duke R., Round S.D., DC-bus signaling: a distributed control strategy for a hybrid renewable nanogrid, *IEEE Transactions on Industrial Electronics* 53 (5) (2006) 1453–1460, doi:10.1109/TIE.2006.882012.

[28] Glover J., McCulloch J.S.G., The empirical relation between solar radiation and hours of sunshine, *Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society* 84 (360) (1958) 172–175, doi:10.1002/qj.49708436011.

[29] Erbs D.G., Klein S.A., Duffie J.A., Estimation of the diffuse radiation fraction for hourly, daily and monthly-average global radiation, *Solar Energy* 28 (4) (1982) 293–302.

[30] Liu B.Y.H., Jordan R.C., The interrelationship and characteristic distribution of direct, diffuse and total solar radiation, *Solar Energy* 4 (3) (1960) 1–19.

[31] Collares-Pereira M., Rabl A., The average distribution of solar radiation – correlations between diffuse and hemispherical and between daily and hourly insolation values, *Solar Energy* 22 (2) (1979) 155–164.

[32] Duffie J.A., Beckman W.A., *Solar Engineering of Thermal Processes*, 4e éd., Wiley, Hoboken, 2013.

[33] Al-Aboosi F.Y., Models and hierarchical methodologies for evaluating solar energy availability under different sky conditions toward enhancing concentrating solar collectors use: Texas as a case study, *International Journal of Energy and Environmental Engineering* 11 (2) (2020) 177–205, doi:10.1007/s40095-019-00326-z.

[34] Sutherland W., The viscosity of gases and molecular force, *Philosophical Magazine* 36 (223) (1893) 507–531.

[35] Jeffreson C.P., Prediction of breakthrough curves in packed beds: 1. Applicability of single parameter models, *AIChE Journal* 18 (2) (1972) 409–416.

[36] Wakao N., Kaguei S., *Heat and Mass Transfer in Packed Beds*, Gordon and Breach, New York, 1982.

[37] Wakao N., Kaguei S., Funazkri T., Effect of fluid dispersion coefficients on particle-to-fluid heat transfer coefficients in packed beds, *Chemical Engineering Science* 34 (3) (1979) 325–336, doi:10.1016/0009-2509(79)85064-2.

[38] Ergun S., Fluid flow through packed columns, *Chemical Engineering Progress* 48 (2) (1952) 89–94.

[39] Haaf W., Solar chimneys, Part II: preliminary test results from the Manzanares pilot plant, *International Journal of Solar Energy* 2 (2) (1984) 141–161.

[40] Mírez Tarrillo J.L., Hernández J.C., Proposal for the implementation of solar chimneys near urban environments with variable collector area according to demand and environmental conditions, *Energies* 17 (20) (2024) 5039, doi:10.3390/en17205039.

[41] Klein S.A., Calculation of monthly average insolation on tilted surfaces, *Solar Energy* 19 (4) (1977) 325–329.

[42] Pretorius J.P., Kröger D.G., Solar chimney power plant performance, *Journal of Solar Energy Engineering* 128 (3) (2006) 302–311.

[43] Hurtado F.J., Kaiser A.S., Zamora B., Evaluation of the influence of soil thermal inertia on the performance of a solar chimney power plant, *Energy* 47 (1) (2012) 213–224.

[44] von Backström T.W., Fluri T.P., Maximum fluid power condition in solar chimney power plants – an analytical approach, *Solar Energy* 80 (11) (2006) 1417–1423.

[45] Nizetic S., Klarin B., A simplified analytical approach for evaluation of the optimal ratio of pressure drop across the turbine in solar chimney power plants, *Applied Energy* 87 (2) (2010) 587–591.

[46] Emadi A., Khaligh A., Rivetta C.H., Williamson G.A., Constant power loads and negative impedance instability in automotive systems: definition, modeling, stability, and control of power electronic converters and motor drives, *IEEE Transactions on Vehicular Technology* 55 (4) (2006) 1112–1125.

[47] Oberkampf W.L., Roy C.J., *Verification and Validation in Scientific Computing*, Cambridge University Press, Cambridge, 2010.

[48] Kim Y.M., Favrat D., Energy and exergy analysis of a micro-compressed air energy storage and air cycle heating and cooling system, *Energy* 35 (1) (2010) 213–220, doi:10.1016/j.energy.2009.09.011.

[49] Palensky P., Dietrich D., Demand side management: demand response, intelligent energy systems, and smart loads, *IEEE Transactions on Industrial Informatics* 7 (3) (2011) 381–388, doi:10.1109/TII.2011.2158841.