

jours nécessitant généralement l'utilisation d'énergie fossile lorsque l'énergie solaire n'est plus disponible (l'arrêt du processus de séchage la nuit peut s'accompagner du développement de moisissures et d'une perte d'une partie des aliments à sécher) [3]. L'utilisation d'un système de stockage thermique couplé au dispositif de séchage peut permettre de rendre le processus de séchage continu. L'énergie solaire peut être stockée sous forme sensible, latente ou thermochimique. Le stockage sensible présente l'avantage de pouvoir être mis en œuvre de manière simple avec des matériaux disponibles sur place dans le cadre du séchage de produits alimentaires, ce qui le rend particulièrement attractif pour les installations familiales dans le contexte africain.

Le stockage de chaleur de type thermocline a fait l'objet de nombreuses études expérimentales (Okello et al. [4], Cascetta et al. [5], ...) et numériques (Elouadi et al. [6], Hanchen et al. [7], ...).

Jain et al. ([8 - 10]), ont réalisés des études sur différents systèmes de séchoir solaire intégrant des stockages thermiques (serre couplée à une tour de séchage intégrant un stockage à sa base, capteur plan vitré multi-passes intégrant un stockage thermique, tour de séchage chauffée à sa base par un système réflecteur de l'énergie solaire et intégrant deux stockages thermiques en parties basse (pour le chauffage) et haute (pour favoriser la convection naturelle). Mohanraj et al.[10], ont effectué une étude expérimentale d'un séchoir solaire indirect fonctionnant en convection forcée et doté d'un stockage thermique. L'unité de stockage placée sous l'absorbeur solaire est constituée d'un mélange de sable et de déchets d'aluminium pour le stockage thermique. La plupart de ces séchoirs solaires placent le stockage thermique en entrée de la chambre de séchage ou sous l'absorbeur solaire. Le déplacement de l'air est assuré par convection forcée ou naturelle.

L'objectif de ce travail est de proposer une nouvelle configuration de séchoir solaire intégrant un stockage thermique, fonctionnant en convection forcée le jour, et en convection naturelle la nuit. Les travaux visent à déterminer le diamètre optimal des cailloux.

2. Description du dispositif

Le dispositif de séchoir solaire est constitué principalement d'un capteur solaire plan air (1) qui a pour rôle de convertir les rayons du soleil en énergie thermique, d'une chambre de séchage (2) qui contient les produits à sécher et d'un stockage thermique de forme cylindrique (3) situé en dessous de la chambre de séchage (Figure 1). Du granit concassé et calibré est utilisé comme matériau de stockage. La figure 1 présente la phase de charge du réservoir de stockage. Pendant la journée, l'air chauffé par le capteur solaire est envoyé vers la chambre de séchage et le réservoir de stockage par convection forcée à l'aide de deux ventilateurs, l'un placé à la sortie de la chambre de séchage et l'autre situé en dessous du réservoir de stockage. Le débit d'air entre dans le réservoir par le haut et transfère sa chaleur aux billes de granit disposées dans le réservoir. Il ressort refroidi par la base du réservoir. Pendant la phase décharge (la nuit), l'air froid s'introduit par le bas du stockage par convection naturelle. Il se réchauffe au contact des billes de granit avant de pénétrer dans la chambre de séchage. Pendant cette phase les deux ventilateurs sont déconnectés et l'entrée d'air du capteur est fermée pour éviter tout effet d'entraînement d'air extérieur humide dans la chambre de séchage (figure 2).

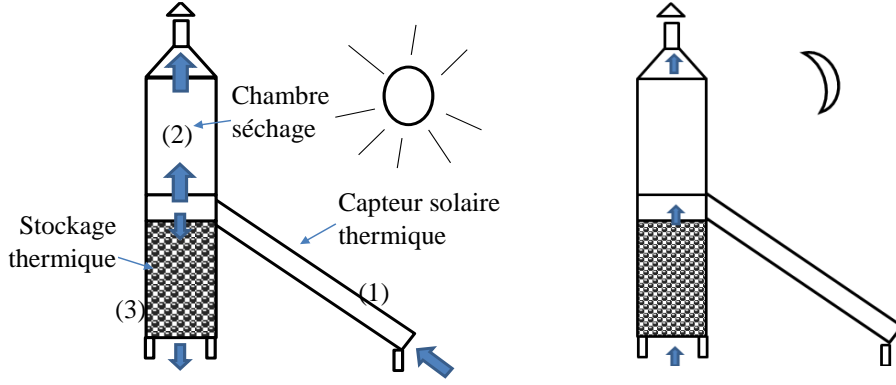


Fig. 1 : Séchoir solaire pendant la phase de charge du stockage **Fig 2 :** Séchoir solaire pendant la phase de charge du stockage

3. Modélisation du dispositif de stockage

3.1. Modélisation du stockage thermique thermocline

Un modèle thermique à trois équations et une dimension développé par Esence [11] et Fasquelle [12] est mis en œuvre dans cette étude pour prédire les comportements thermiques de notre système de stockage sensible. Il met en œuvre 3 équations de bilan réalisées au niveau du fluide (1), du matériau solide de stockage (2), et les parois du réservoir (3). Les cailloux sont considérés se comporter comme des corps minces (température uniforme).

$$\varepsilon \left(\frac{\partial (\rho_f C_{p_f} T_f)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho_f u_f C_{p_f} T_f)}{\partial z} \right) \quad (1)$$

$$= \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_{eff,f} \frac{\partial T_f}{\partial z} \right) + h_{eff,r} a_r (T_r - T_f) + h_{eff,p} a_p (T_p - T_f)$$

$$(1 - \varepsilon) \rho_r C_{p_r} \frac{\partial T_r}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_{eff,r} \frac{\partial T_r}{\partial z} \right) + h_{eff,r} a_r (T_f - T_r) \quad (2)$$

$$\rho_p C_{p_p} \frac{\partial T_p}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_p \frac{\partial T_p}{\partial z} \right) + h_{eff,p} a_p (T_f - T_p) + U_p a_{ex} (T_{ex} - T_p) \quad (3)$$

Le lit de roches est traité comme un milieu continu. Les conductivités thermiques effectives du fluide et du solide sont données à travers les équations (4) et (5).

$$\lambda_{eff,f} = \varepsilon \lambda_f \quad (4)$$

$$\lambda_{eff,r} = (1 - \varepsilon) \lambda_r \quad (5)$$

Le nombre Reynolds caractéristique des écoulements (6) est basé sur le diamètre équivalent des solides constituant le lit.

$$Re = \frac{\rho_f u_f \varepsilon d_{eq}}{\mu_f} \quad (6)$$

La corrélation de Wakao et Faguei préconisée par Esence [11] est utilisée pour calculer le nombre de Nusselt (7).

$$Nu_r = 2 + 1,1 Re^{0,6} Pr^{1/3} = \frac{h_r d_{eq}}{\lambda_f} \quad (7)$$

Le coefficient d'échange effectif fluide solide est calculé en fonction du coefficient d'échange fluide solide défini dans l'équation (8)[11].

$$\frac{1}{h_{eff,r}} = \frac{1}{h_r} + \frac{d_{eq}}{10 \lambda_r} \quad (8)$$

Le coefficient d'échange effectif entre le fluide et la paroi peut être obtenu à travers les corrélations exprimées dans les équations (9) et (10)[11].

$$Nu_p = \left(1 - 1,5 \left(\frac{d_{eq}}{D}\right)^{1,5}\right) Re^{0,59} Pr^{1/3} = \frac{h_p d_{eq}}{\lambda_f} \quad (9)$$

$$\frac{1}{h_{eff,p}} = \frac{1}{h_p} + \frac{e_p}{3\lambda_p} \quad (10)$$

3.2 Détermination de la vitesse débitante en convection forcée

Le débit massique d'air circulant dans le stockage est déterminé à partir de la courbe caractéristique du ventilateur et de la perte de charge dans le réservoir de stockage. La perte de charge dans le lit de cailloux calculée à partir de la loi d'Ergun (11)

$$\frac{\Delta P}{H} = 150 \frac{(1 - \varepsilon)^2}{\varepsilon^3} \cdot \frac{\mu_f \cdot u_{sup}}{D_c^2} + 1,75 \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon^3} \cdot \frac{\rho_f \cdot u_{sup}^2}{D_c} \quad (11)$$

Avec u_{sup} la vitesse superficielle (12) calculée à la température moyenne de l'air dans le stockage

$$u_{sup} = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\rho_f \cdot \pi \cdot D_i^2} \quad (12)$$

La vitesse interstitielle de l'air au sein du stockage est calculée à partir du débit massique, de la température locale (via la loi de conservation de la masse (12)) et de la porosité du lit de cailloux (13)

$$\frac{\partial \rho_f}{\partial t} + div(\rho_f u_f) = 0 \quad (13)$$

$$u = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\rho_f \cdot \varepsilon \cdot \pi \cdot D_i^2} \quad (14)$$

3.2 Modélisation de la décharge en convection naturelle

Le débit d'air circulant dans le réservoir de stockage lors de la phase de décharge en convection naturelle est déterminé en réalisant un bilan de quantité de mouvement (15) et de conservation de la masse (16). Le volume de contrôle pris en considération correspond au volume d'air délimité par la paroi latérale du système, et la section haute de la chambre de séchage et la section basse du réservoir de stockage (les pressions régnant dans ces sections prenant en compte les pertes de charges induites en entrée et sortie du fluide)

$$\iint_{S-VDC} \rho \vec{u} \cdot (\vec{u} \cdot \vec{n}) dS = \vec{P} + \vec{F}_{p_{e-s}} + \vec{F}_{pr} + \vec{F}_v \quad (15)$$

$$\dot{m} = \varepsilon_i \rho_i u_i S_i = cst \quad (16)$$

Avec \vec{P} , le poids de l'air contenu dans le volume de contrôle

$$\vec{P} = -S \int_0^{H_r + H_{cs}} \varepsilon(z) \cdot \rho(z) \cdot g \cdot dz \cdot \vec{e}_z \quad (17)$$

\vec{F}_{pr} : la résultante des forces de pression statique exercées par les cailloux

$$\vec{F}_{pr} = -S \int_0^{H_r} (1 - \varepsilon(z)) \cdot \rho(z) \cdot g \cdot dz \cdot \vec{e}_z \quad (18)$$

$\vec{F}_{p_{e-s}}$: la résultante des forces de pressions sur les surfaces d'entrée et de sortie

$$\vec{F}_{p_{e-s}} = (p_e - p_s) \cdot S \cdot \vec{e}_z \quad (19)$$

\vec{F}_v : les forces visqueuses calculées à l'aide de l'équation d'Argun (11)

$$\vec{F}_v = -\Delta p \cdot S \cdot \vec{e}_z \quad (20)$$

3.3. Résolution numérique

Les équations de bilan d'énergie et de continuité ont été discrétisées par la méthode des volumes finis. Les termes temporels dans l'équation d'énergie et de continuité ont été discrétisés en utilisant le schéma implicite d'Euler. Le terme d'advection a été discrétisé par un schéma implicite et les températures aux frontières ont été ensuite estimées à travers l'interpolation quadratique selon le schéma de QUICK [11]. Le schéma de différence centré d'ordre 2 a été utilisé pour discrétiser le flux de diffusion. La résolution numérique de ces équations a été réalisée sous le langage de programmation SCILAB en utilisant la méthode itérative de Newton-Raphson.

4. Validation du modèle

Les modèles mathématiques développés ont été validés à l'aide des données expérimentales fournies par Cascetta [5]. L'expérience a porté sur un processus de charge et de décharge d'un système de stockage avec des billes d'aluminium comme matériaux de stockage et de l'air comme fluide de transfert de chaleur. La hauteur et volume diamètre du réservoir utilisé par Cascetta sont respectivement de 1,8m et 0,584m. La porosité du lit de bille est de 0,39. La comparaison des résultats numériques avec les données expérimentales fournies par Cascetta est représentée sur la figure (4). Comme on peut le voir sur la figure (4a), les profils de températures calculés numériquement pendant la charge sont en parfait accord avec les profils expérimentaux. Lors de la décharge (figure (4b)), les résultats numériques sont en moins bon accord avec l'expérience (les profils des températures donnés par les modèles sont légèrement plus élevés au niveau de la thermocline que ceux du modèle expérimental), tout en étant très proche. Cela peut être dû à des phénomènes d'inertie thermique (chaleur sensible) de la paroi qui n'ont peut-être pas été bien pris en compte dans la modélisation.

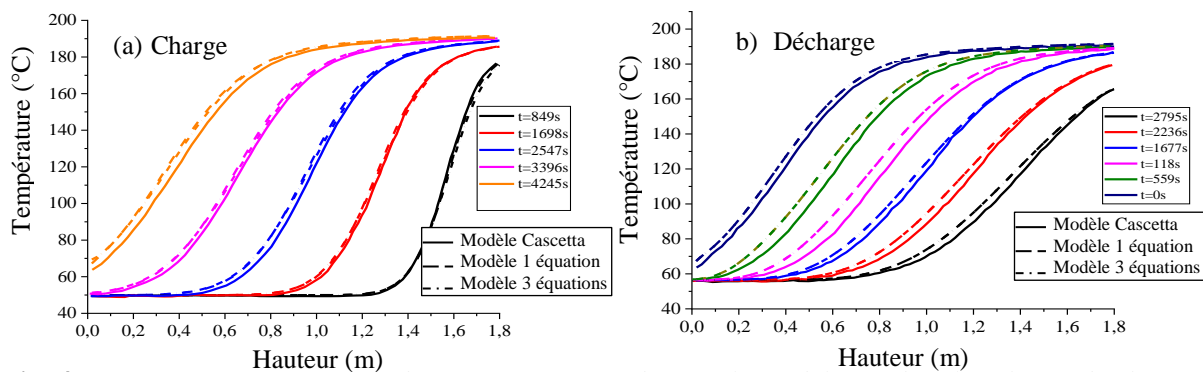


Fig. 4 : Comparaison des profils de températures prédits par le modèle pendant les phases de charge et de décharge avec les résultats expérimentaux de Cascetta [13]

5. Résultats et discussion

Pour un réservoir de stockage donné, la taille des cailloux constitue un paramètre de dimensionnement important. Il impacte les performances du système en phases de stockage et de déstockage en agissant sur les pertes de charges (via la perméabilité du lit de roche), la surface d'échange air-cailloux (via la surface spécifique), le coefficient d'échange avec l'air (via la vitesse interstitielle). On se propose, dans le cadre de cette étude, d'analyser l'impact de ce paramètre en vue de choisir le diamètre qui sera mis en œuvre dans le prototype. La cuve de stockage est caractérisée par un diamètre de 50cm et une hauteur de 0,8m. Les calculs seront réalisés avec une température d'air extérieure de 25°C. La température de l'air entrant dans la chambre de séchage et le réservoir est maintenue constante à 50°C en adaptant le débit d'air

circulant dans le capteur solaire pendant la période de fort ensoleillement de 8h00 à 16h00. De l'air chaud à température variable est injecté dans la chambre de séchage en début de matinée (de 6h00 à 8h00) et en fin de journée (16h à 18h00) en période de faible ensoleillement. Le stockage thermique est activé lorsque le capteur solaire ne délivre plus de chaleur entre 18h00 et 6h00 du matin.

La figure 5 présente la variation de la perte de charge de l'air en fonction de son débit volumique en entrée pour différents diamètres de cailloux. La courbe en noir représente la caractéristique du ventilateur. L'intersection entre les courbes caractéristiques du réseau et du ventilateur permet d'obtenir le débit volumique en phase de charge du système pour chaque diamètre de cailloux. Ce débit est utilisé pour calculer l'évolution temporelle du champ de température au sein du réservoir de stockage en phase de charge. Les valeurs des débits massiques d'air, les coefficients d'échanges entre l'air et les cailloux ainsi que le nombre de Biot caractéristiques des charges pour chaque diamètre de cailloux sont récapitulés dans le tableau 1. Comme le montre le tableau, le nombre de Biot devient supérieur à 0.1 pour des diamètres de cailloux supérieurs à 2 cm. L'hypothèse de corps mince n'est alors plus valable. Un calcul instationnaire doit alors être mis en place pour décrire l'évolution du champ de température dans les cailloux alourdissant considérablement les calculs. Une solution alternative consiste à mettre en œuvre une résistance thermique diffusive pour prendre en compte ces effets d'inhomogénéité thermiques dans les cailloux. Le développement est en cours mais n'a pas encore été intégré aux calculs.

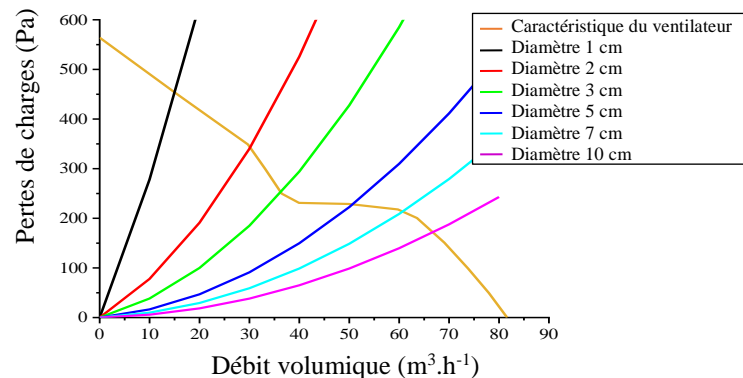


Fig. 5: Caractéristique du circuit et du ventilateur pour différents diamètres de cailloux

Diamètre de cailloux		1cm	2cm	3cm	5cm	7cm	10cm
Charge	\dot{m}	0,0047	0,0095	0,012	0,016	0,019	0,02
	h	15,7	15,17	13,8	12,9	12,4	11,1
	Bi	0,046	0,086	0,118	0,18	0,25	0,32
Décharge	\dot{m}	0,0014	0,0046	0,0067	0,0089	0,0098	0,01
	h	9,00	8,4	7,7	6,8	6,11	5,3
	Bi	0,0257	0,0476	0,066	0,097	0,12	0,15

Tab. 1: Grandeurs caractéristiques lors des phases de charge et de décharge

Les profils de température estimés après 8 heures de charge (figure 6) montrent un étalement de la thermocline d'autant plus important que le diamètre des cailloux est grand. Cet effet résulte de l'accroissement de la vitesse de l'air, la réduction du coefficient d'échange et de la surface spécifique avec l'augmentation de la taille des cailloux et de ses effets sur le débit. En termes d'énergie stockée, la charge du réservoir de stockage augmente avec le diamètre des

cailloux pour atteindre un optimum pour un diamètre de cailloux de 7 cm avant de décroître à nouveau. La prise en compte des transferts diffusifs au sein des cailloux devrait déplacer cet optimum vers un plus petit diamètre.

La figure 7, présente les profils de température du lit après 14 heures de décharge. La distribution de température en fin de charge a été utilisée comme profil de température initiale de la phase de décharge. Les vitesses d'air étant plus faibles en phase de décharge, les cailloux peuvent être considérés comme des corps minces jusqu'à des diamètres de 5 cm (Tableau 1). Les profils de température en fin de décharge sont pratiquement assez proches pour les diamètres de 3 à 10 cm en partie basse du réservoir. Les profils se différencient en partie haute. La température de l'air en sortie est d'autant plus faible que le diamètre des pierres est élevé (excepté pour le diamètre de 1cm), montrant une plus grande aptitude des pierres de gros diamètres à restituer leur chaleur.

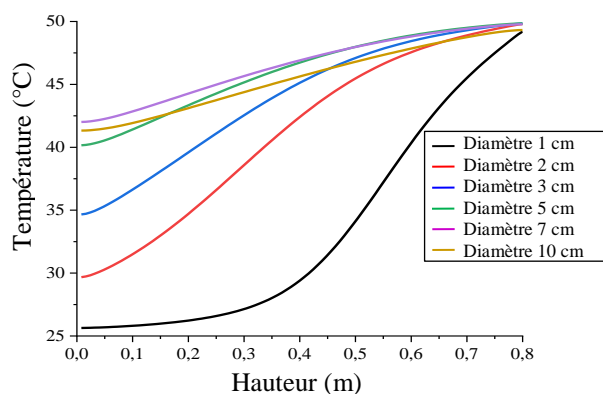


Fig. 6: Impact du diamètre des cailloux sur les profils de températures après 8h de charge

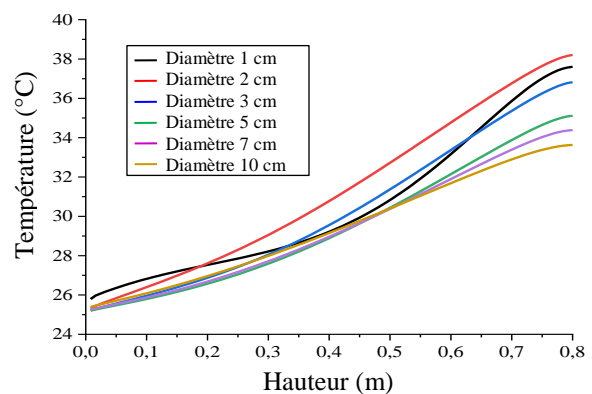


Fig. 7: Impact du diamètre des cailloux sur le profil de température après 14h de décharge

La figure 8, montre l'évolution du débit d'air circulant dans le stockage pendant la phase de décharge. Quel que soit le diamètre de cailloux, le débit d'air diminue au cours du temps sous l'effet de la réduction de la force thermique motrice. Il est d'autant plus élevé que le diamètre de cailloux est grand (effet du diamètre des cailloux sur les pertes de charges) pour atteindre un maximum pour des diamètres proches de 7 à 10cm (effet de réduction de la surface spécifique). Il est probable que pour des diamètres supérieurs la vitesse diminue de nouveau. Cet effet devrait être accentué par les effets d'inertie dans les cailloux.

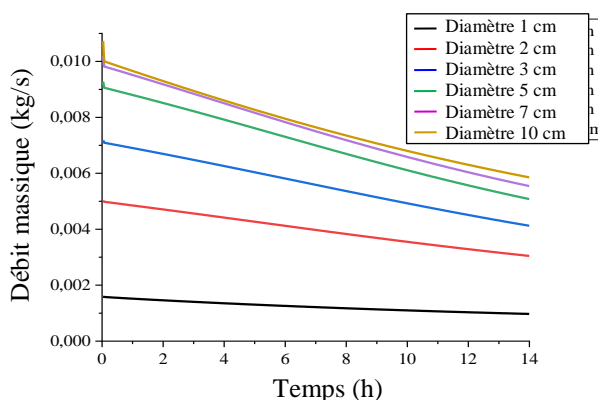


Fig. 8: Evolution du débit massique de l'air au cours du temps lors de la décharge

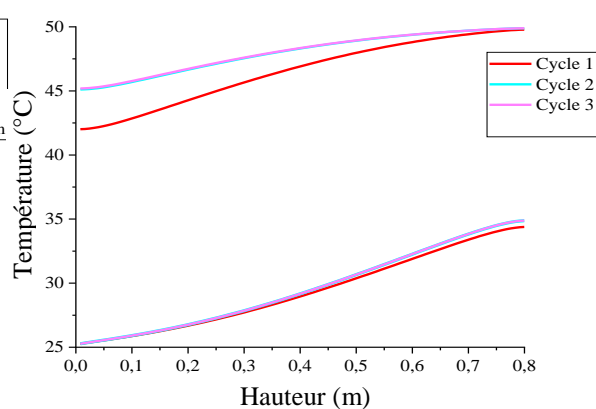


Fig. 9: Profils de température en fin de charge et de décharge au cours de trois cycles consécutifs

Le diamètre de cailloux de 7 cm apparaît comme un optimum à la fois dans la phase de charge (stockage maximum), et dans la phase de décharge (vitesses d'air en décharges

maximales tout en conservant des niveaux de température 10K supérieurs à la température extérieure). Cette étude devrait être complétée par une étude de l'influence de la hauteur de pierre dans le réservoir pour permettre une température plus élevée en fin de déstockage. La figure 9, montre les profils de température en fin de charge et de décharge au cours de trois cycles consécutifs pour un lit de cailloux de 7cm de diamètre. La capacité de stockage augmente au cours des deux premiers cycles pour se stabiliser ensuite.

6. Conclusion

Un modèle numérique a été développé pour décrire le comportement énergétique d'un stockage thermique de type thermocline sur lit de cailloux couplé à un séchoir solaire. Il a été utilisé pour analyser l'impact du diamètre des cailloux sur les performances du système fonctionnant en convection forcée en phase de charge et en convection naturelle en phase de décharge. Le système de stockage présente un optimum pour des cailloux de diamètre proche de 7cm en termes de température de charge / décharge et de débit d'air. Le cyclage réalisé sur le système de stockage a permis de montrer que le régime stationnaire est atteint dès le second cycle, s'accompagnant d'une légère augmentation de l'énergie stockée.

Références

- [1] D. Jain and G. N. Tiwari, "Thermal aspects of open sun drying of various crops" *Energy*, 28 (2003) 37–54, doi: 10.1016/S0360-5442(02)00084-1.
- [2] G. Srinivasan, D.K. Rabha, P. Muthukumar "A review on solar dryers integrated with thermal energy storage units for drying agricultural and food products", *Solar Energy* 229 (2021) 22–38,
- [3] C. Aboubacar, "Étude énergétique d'un séchoir hybride solaire -gaz pour applications au séchage de l'oignon « Violet de Galmi », Université Ouaga I Professeur J. KI-ZERBO, 2016.
- [4] D. Okello, C. W. Foong, O. J. Nydal, and E. J. K. Banda, "An experimental investigation on the combined use of phase change material and rock particles for high temperature (~350 C) heat storage," *Energy Convers. Manag.*, 79 (2014) 1–8,
- [5] M. Cascetta, F. Serra, S. Arena, E. Casti, G. Cau, and P. Puddu, "Experimental and numerical research activity on a packed bed TES system," *Energies*, 9 (2016) 1–13,
- [6] A. Elouali *et al.*, "Physical models for packed bed: Sensible heat storage systems," *J. Energy Storage*, 23 (2019) 69–78, doi: 10.1016/j.est.2019.03.004.
- [7] M. Hänchen, S. Brückner, A. Steinfeld, "High-temperature thermal storage using a packed bed of rocks" *Appl. Therm. Eng.*, 31(2011). 1798–1806.
- [8] D. Jain, "Modeling the performance of greenhouse with packed bed thermal storage on crop drying application," *J. Food Eng.*, 71 (2005) 170–178, doi: 10.1016/j.jfoodeng.2004.10.031.
- [9] D. Jain, "Modeling the system performance of multi-tray crop drying using an inclined multi-pass solar air heater with in-built thermal storage," *J. Food Eng.*, 71 (2004) 44–54,
- [10] D. Jain, "Modeling the performance of the reversed absorber with packed bed thermal storage natural convection solar crop dryer," *J. Food Eng.*, 78 (2007) 637–647,
- [10] M. Mohanraj and P. Chandrasekar, "Performance of a forced convection solar drier integrated with gravel as heat storage material," *Proc. IASTED Int. Conf. Sol. Energy, SOE 2009*, May 2014, pp. 51–54, 2009.
- [11] T. Esence, "Étude et modélisation des systèmes de stockage thermique de type régénératif solide/fluide," Université Grenoble Alpes, 2017.
- [12] T. Fasquelle, "Modélisation et caractérisation expérimentale d'une boucle solaire cylindro-parabolique intégrant un stockage de type thermocline Soutenue," Univ. Perpignan Via Domitia, 2017.