

Étude expérimentale et numérique d'un capteur solaire à tubes sous vide avec stockage intégrant un échangeur

Mehdi SALAH^{1*}, Hervé NOËL¹, Adrien FUENTES¹, Diane LE ROUX¹, Anthony MAGUERESSE¹, Liqun FENG², Thibaut COLINART¹

¹Univ Bretagne Sud, IRDL – CNRS UMR 6027, IRDL, F-56100 Lorient, France

²Feng Technologies SAS, Z.A. du Riblay, 53260 Entrammes, France

**(auteur correspondant : mehdi.salah@univ-ubs.fr)*

Résumé - Ce travail présente une étude réalisée sur un champ solaire comprenant 14 capteurs à tubes sous vide Water-in-Glass intégrant un échangeur interne en vue de contribuer au chauffage d'un bâtiment d'élevage. L'instrumentation permet d'appréhender le comportement thermique de l'installation et d'évaluer ses performances. En parallèle, un modèle de l'installation est développé sous TRNSYS. Une comparaison entre simulation et expérience est proposée pour 4 séquences expérimentales présentant des conditions de fonctionnement différentes.

Abstract - This work presents a study carried out on a solar array consisting of 14 Water-in-Glass evacuated tube collectors with an internal heat exchanger, which contributes to the heating of a livestock building. Instrumentation is used to understand its thermal behavior of the system and to evaluate its performance. A model of the system is developed in TRNSYS. A comparison between simulation and experiment is proposed for 4 experimental sequences with different operating conditions.

Nomenclature

A_g	Surface brute totale des capteurs, m^2
c_p	Chaleur spécifique du fluide, $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
G_b	Rayonnement solaire sur le plan des capteurs, $\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$
$q_{v,sol}$	Débit volumique du fluide caloporteur, $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
S	Surface de l'échangeur, m^2
U	Coefficient de transmission thermique, $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$

T	Température, $^\circ\text{C}$
<i>Symboles grecs</i>	
ρ	Masse volumique du fluide, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
<i>Indices et exposants</i>	
<i>in</i>	Entrée du champ solaire
<i>out</i>	Sortie du champ solaire
<i>amb</i>	Ambiant

1. Introduction

Les capteurs solaires à tubes sous vide (CS-TSV) sont une technologie de captage solaire basée sur l'utilisation de tubes coaxiaux avec une cavité annulaire sous vide. Ce concept réduit significativement les pertes thermiques entre l'absorbeur et l'environnement, ce qui permet de dépasser les performances des capteurs plans, notamment dans des conditions de faible irradiance et de froid [1]. Les CS-TSV se déclinent en plusieurs variantes selon la conception de l'absorbeur : les caloducs, les tubes en U et les tubes sous vide Water-in-Glass (WiG). A l'intérieur des capteurs WiG s'établit une circulation naturelle par thermosiphon entre les tubes et le réservoir. L'eau chauffée par le soleil monte directement dans le réservoir, tandis que l'eau plus froide redescend dans les tubes. Une étude expérimentale comparative des capteurs WiG et caloducs [2] souligne que, malgré une efficacité moindre sous le climat méditerranéen, les capteurs WiG offrent un rendement économique 3 à 4 fois supérieur, en raison de leur conception simple qui réduit leur coût de fabrication. Par ailleurs, d'autres études réalisées sous

différentes conditions [3], [4] montrent que la circulation thermosiphon dans les tubes WiG permet une meilleure récupération de l'énergie solaire dans des conditions de faible irradiance.

Les capteurs WiG sont généralement couplés avec un réservoir de stockage intégré pour accumuler de l'énergie au niveau du capteur. Pour cette configuration, Budihardjo *et al.* [5] ont développé expérimentalement une corrélation du flux thermosiphon en fonction de l'irradiance de l'inclinaison des tubes et de la température de stockage et l'ont confrontée à une étude CFD. Singh *et al.* [3] ont proposé une équation prédisant la température de sortie de 2 capteurs en série à partir d'un bilan d'énergie et l'ont validé sur 2 jours de mesures avec un RMSE (*Root Mean Square Error*) inférieur à 0,84 °C. Enfin, Gambade *et al.* [6] ont développé une approche d'implémentation sous TRNSYS d'un capteur WiG avec stockage intégré et modélisé une installation comprenant 16 capteurs produisant de l'eau chaude sanitaire. Une bonne concordance est observée entre les simulations et des relevés expérimentaux obtenus sur une période de 5 mois, avec notamment un PMAE (*Percentage Mean Absolute Error*) de 8,5 % sur toute la période d'étude.

La majorité des travaux étudiant les capteurs WiG avec stockage intégré se focalisent sur le préchauffage d'ECS. Pour étendre leur usage au chauffage de bâtiments, une configuration innovante comprenant un échangeur en serpentin immergé dans le réservoir de stockage est proposée. Cet assemblage, qui sépare le fluide caloporteur de l'eau morte solaire, permet de transférer la chaleur à la boucle de chauffage tout en bénéficiant de la capacité de stockage du réservoir [7]. De telles installations ont été étudiées expérimentalement par Ghaderian *et al.* [7] pour des capteurs WiG et par Koffi *et al.* [8] pour un capteur plan. Les résultats soulignent l'efficacité des échanges thermiques au niveau du serpentin immergé. En revanche, la modélisation de ces configurations n'a pas été traitée à ce jour dans la littérature.

Cette communication vise donc à étudier la performance d'une installation opérationnelle de capteurs WiG avec stockage intégrant un échangeur interne, destinée au chauffage d'un élevage porcin situé dans le Nord-Ouest de la France. Une instrumentation a été mise en place dans le but de suivre les températures dans les réservoirs des capteurs WiG et d'évaluer la production thermique utile du champ solaire. Parallèlement, un modèle numérique du champ solaire est développé sous TRNSYS. Dans une démarche de validation, la réponse de ce modèle est confrontée aux données expérimentales en considérant différentes séquences types d'irradiance solaire et de soutirage.

2. Matériels et méthodes

2.1. Présentation de l'installation expérimentale

L'installation expérimentale étudiée est mise en place sur une exploitation agricole située dans le Nord-Ouest de la France [47°11'11"N, 0°43'00"W] et utilisée pour chauffer des bâtiments d'élevage porcin. Elle se compose de 14 capteurs WiG (modèle ETF-2 commercialisé par la société Fengtech), inclinés à 45°, orientés au sud-sud-est (12°). Ils présentent une surface brute totale de 54,2 m² et sont assemblés en série (Figure 1a). Chaque capteur WiG est composé de 30 tubes solaires sous vide reliés à un réservoir horizontal isolé de 240 L. À l'intérieur du réservoir horizontal (Figure 1b), un serpentin immergé de 15 m de long et 3,2 cm de diamètre intérieur assure le transfert de chaleur entre l'eau morte solaire et le fluide caloporteur en circulation. L'assemblage en série permet ainsi au fluide caloporteur de se réchauffer progressivement le long des capteurs WiG. Le champ de capteurs est relié hydrauliquement à un ballon tampon de 1000 L situé dans un local chaufferie par deux conduites (~40 m de long et 3,2 cm de diamètre). Ces conduites sont partiellement enterrées et isolées, tandis que la portion aérienne passe dans le bâtiment chauffé et reste non isolée. Le déclenchement de la circulation solaire est régulé par l'écart de température entre le haut du dernier échangeur (n°14) et le bas du ballon tampon.

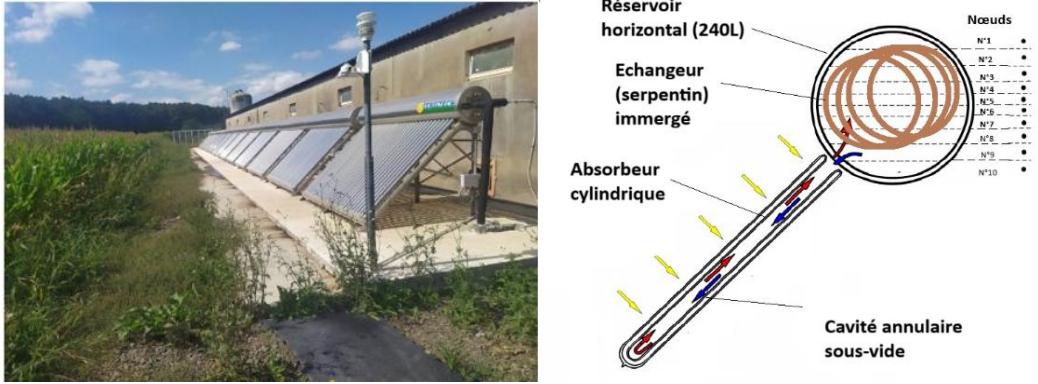


Figure 1 : Aperçu de l'installation expérimentale (gauche) et vue en coupe d'un capteur WiG avec stockage intégrant un échangeur interne (droite).

Le comportement thermique et les performances de l'installation sont évalués grâce à une instrumentation dédiée. Pour cela, 11 thermocouples ont été positionnés en bas et en haut de différents réservoirs, ainsi qu'au départ et à l'arrivée de la boucle de circulation solaire au niveau du ballon tampon. En complément, un débitmètre a été placé en sortie du ballon tampon. Une station météorologique installée sur un horizon sans masque aux abords du champ solaire permet de mesurer notamment le rayonnement global horizontal (GHI), la température ambiante T_{amb} et les conditions de vent. L'ensemble des données est télé-relevé avec un pas de temps de 5 min depuis Mars 2024.

A partir de ces mesures, l'énergie cumulée produite par la série de capteurs E_{sol} et le rendement de conversion solaire η_{sol} sont calculés comme :

$$E_{sol} = \int q_{v,sol} \rho c_p (T_{out} - T_{in}) dt \quad (1)$$

$$\eta_{sol} = \frac{E_{sol}}{A_g G_b} \quad (2)$$

2.2. Modèle TRNSYS de l'installation

L'installation expérimentale est modélisée sous TRNSYS 18. Le modèle unitaire pour le capteur WiG avec stockage intégrant un échangeur interne est composé de différents Types couplés entre eux. Le Type 71 (capteur TSV – WiG) permet de calculer le rendement du capteur selon la relation suivante :

$$\eta_{col} = a_0 - a_1 \frac{(T_{in} - T_{amb})}{G_b} - a_2 \frac{(T_{in} - T_{amb})^2}{G_b} \quad (3)$$

Les valeurs initiales des coefficients [$a_0 = 0,749$, $a_1 = 4,639$, $a_2 = 0,001$] reprennent les résultats d'une étude paramétrique de Gambade *et al.* [6] sur un capteur WiG similaire (avec stockage, mais sans échangeur interne). Un module équation est utilisé pour calculer le flux massique thermosiphon selon le modèle de Budihardjo *et al.* [5]. Le Type 1533 permet de modéliser le réservoir horizontal intégrant un échangeur interne. Ce dernier requiert en premier lieu une discréétisation unidimensionnelle du réservoir selon la hauteur, pour établir des bilans d'énergie et de masse pour chaque nœud à chaque pas de temps par rapports aux nœuds adjacents [9]. Ici, le volume du réservoir est discréétisé en 10 nœuds, où le nœud 1 correspond au sommet du réservoir. L'entrée du flux thermosiphon est attribuée au nœud 5 (milieu) et la sortie au nœud 9. Dans un second temps, il convient de discréétiser l'échangeur en serpentin selon sa longueur et de répartir ses nœuds dans le volume du réservoir. Selon Unrau [9], définir des nœuds de tailles inégales permet d'obtenir une meilleure approximation des profils de température dans certaines zones du réservoir. Compte tenu de la géométrie cylindrique du réservoir et en spirale de l'échangeur, 2 x 25% de la longueur de l'échangeur sont attribuées aux nœuds 1 et 10 du

réservoir et $8 \times 6,25\%$ de la longueur de l'échangeur sont attribuées aux autres nœuds. Enfin, les coefficients de transmission thermique, calculés analytiquement à partir des données de conception, sont imposés sur les surfaces latérales ($U_{side} = 0,412 \text{ W.m}^{-2}\text{.K}^{-1}$) et verticales du réservoir ($U_{edge} = 0,441 \text{ W.m}^{-2}\text{.K}^{-1}$). Pour finir, le Type 150 assure la convergence des températures et des débits à chaque itération et donc l'équilibre thermique de l'ensemble capteur-réservoir.

Pour modéliser l'arrangement des 14 capteurs WiG avec stockage intégrant un échangeur interne, des modèles unitaires sont mis sous macros et raccordés par les sorties de température et de débit de chaque échangeur. Les déperditions thermiques et les pertes de charge dans les conduites de départ et de retour du fluide caloporteur vers le ballon tampon sont modélisées avec les Type 952a (conduite enterrée) et Type 31 (conduite aérienne). Pour finir, ce modèle requiert comme données d'entrée la température et le débit au départ du ballon tampon, la température extérieure et l'irradiance globale dans le plan des capteurs G_b . Cette dernière est calculée à partir de la mesure expérimentale de GHI à l'aide du Type 16c.

2.3. Démarche de validation et d'analyse expérimentale

L'analyse du fonctionnement de l'installation expérimentale et les simulations sont réalisées pour quatre séquences courtes, de 2 à 3 jours. Les incertitudes de mesure sont de $\mp 1\%$ pour les débitmètres $\mp 0,5^\circ\text{C}$ pour les thermocouples. Comme illustré sur la Figure 2, ces séquences (notées A, B, C et D) se distinguent selon les conditions de rayonnement (ciel clair [A,C] vs. ciel variable [B,D]) et du débit du fluide caloporteur $q_{v,sol}$ (débit constant [A,B] vs. débit variable [B,D]).

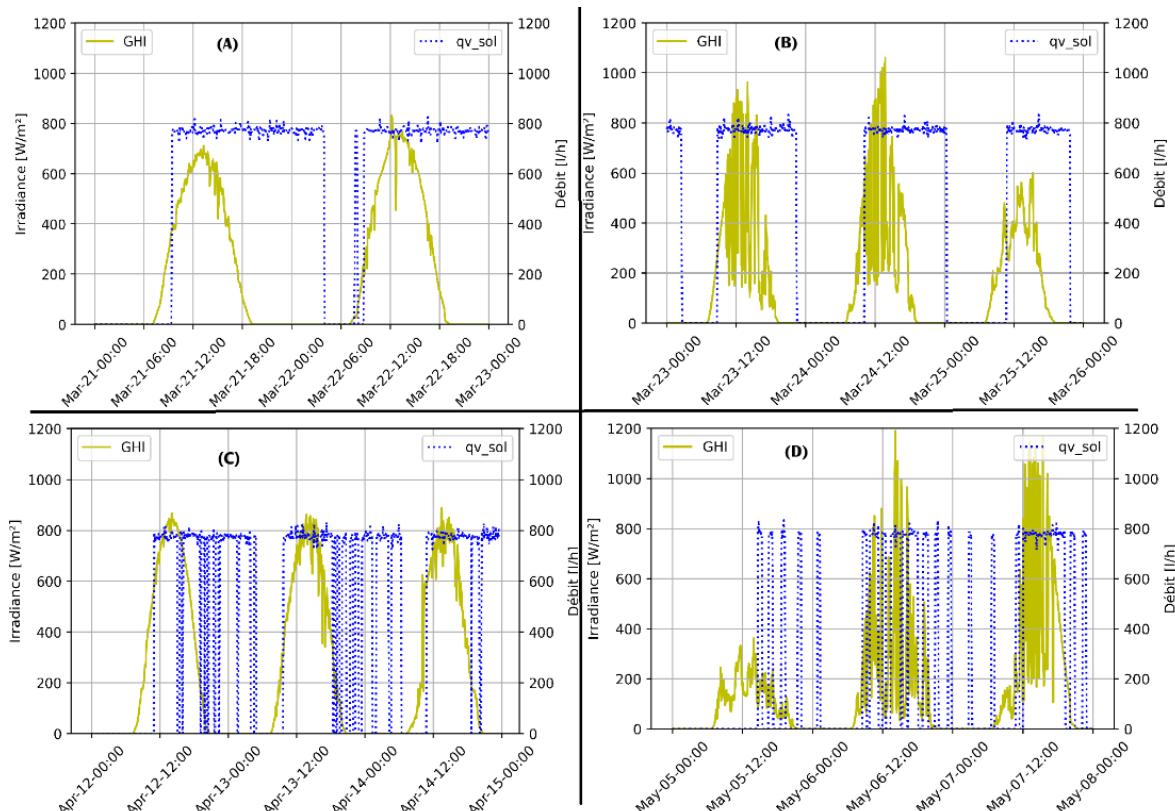


Figure 2 : Évolutions de GHI et $q_{v,sol}$ pour 4 séquences expérimentales de validation du modèle.

Une comparaison entre température simulée et mesurée est effectuée en différents points de l'installation, en particulier au niveau du retour dans le ballon tampon. Le pourcentage de l'erreur moyenne absolue (PMAE) est calculé pour juger de la validité du modèle.

La valeur simulée de E_{sol} est calculée selon l'équation (1). Le pourcentage d'erreur (PE) est ensuite calculé pour quantifier la déviation du modèle par rapport à l'expérience :

$$PE = \frac{E_{sol}(sim) - E_{sol}(exp)}{E_{sol}(exp)} \quad (4)$$

3. Résultats et discussion

3.1. Analyse du fonctionnement de l'installation dans des conditions de ciel clair et à débit constant

La Figure 3 présente les évolutions des températures d'entrée et sortie du circuit solaire, des températures moyennes de l'eau morte solaire des réservoirs 1, 7 et 14, le débit du fluide caloporteur q_{vsol} , et le rayonnement global horizontal GHI mesurés pour la séquence (A).

Au début de la séquence, le fluide caloporteur ne circule pas dans le champ solaire. Les températures en entrée/sortie du champ solaire tendent vers une température ambiante du local chaufferie, alors que les températures de l'eau morte solaire des réservoirs se stabilisent autour de 40 °C. Dès le lever du soleil (vers 7h20), l'effet thermosiphon se met en place, ce qui induit une augmentation des températures moyennes dans les réservoirs. Lorsque cette augmentation est suffisamment importante dans le 14^{ème} réservoir par rapport à la température du ballon tampon, la circulation du fluide caloporteur est déclenchée (vers 9h00) : l'énergie solaire captée est transférée vers le ballon tampon. Les températures des réservoirs augmentent continuellement jusqu'à atteindre un maximum compris entre 55 et 68 °C. Celui-ci est atteint 3 à 5h après le maximum de GHI, soulignant le rôle inertiel des réservoirs. Puis, à mesure que l'énergie solaire captée par les tubes sous vide est moindre, la température des réservoirs diminue, l'énergie étant prélevée par le fluide caloporteur jusqu'à 8h après le coucher du soleil. La circulation du fluide caloporteur s'arrête lorsque la température dans le 14^{ème} réservoir baisse suffisamment par rapport à la température du ballon tampon. Tout au long de l'essai, la température moyenne du 1^{er} réservoir est plus faible que celle des 7^{ème} et 14^{ème} réservoirs. En entrée du champ solaire, la température du fluide caloporteur est la plus faible, puis se réchauffe au fur et à mesure qu'il circule dans les différents réservoirs. De fait, plus d'énergie est captée au niveau du 1^{er} réservoir qu'au 14^{ème}. La température maximale relevée en sortie de champ solaire est de l'ordre de 65 °C et environ 115 kWh d'énergie est collectée sur la première journée.

En l'absence de circulation de fluide caloporteur, les températures d'entrée et sortie du circuit solaire diminuent significativement, les canalisations n'étant pas isolées au niveau des mesures de température. Au niveau des réservoirs, cette baisse est très faible en raison de leur bonne isolation. Cette isolation des réservoirs implique que, durant la nuit et en présence de soutirage, le transfert de chaleur s'effectue uniquement entre l'eau morte solaire et le fluide caloporteur au travers de l'échangeur en serpentin. Entre le 21/03 à 19h15 et le 22/03 à 04h00, l'énergie collectée par le fluide caloporteur atteint 33,5 kWh. En considérant que cette énergie est transférée sous l'action de la différence entre la moyenne des températures 1, 7 et 14 et la température moyenne du fluide caloporteur entre l'entrée et la sortie du champ solaire, la conductance de l'échangeur interne est estimée à 157 W.m⁻².K⁻¹. Cette valeur est proche de la valeur de 149 W.m⁻².K⁻¹ obtenue par Koffi *et al.* [8] pour un échangeur avec une géométrie comparable.

Le bilan de la production solaire E_{sol} pour la séquence (A) est de 247 kWh. L'énergie cumulée reçue sur la surface brute totale des capteurs A_g , est de 496 kWh, soit un rendement de conversion solaire de 0,50. Ce rendement est dans la moyenne de ceux mesurés du 11/04/2024 au 05/06/2024 (qui varient entre 0,48 et 0,54) et est légèrement supérieur à ceux mesurés par Gambade et al.[10] pour une série de 16 capteurs WiG sans échangeur en automne (qui varient entre 0,34 et 0,46).

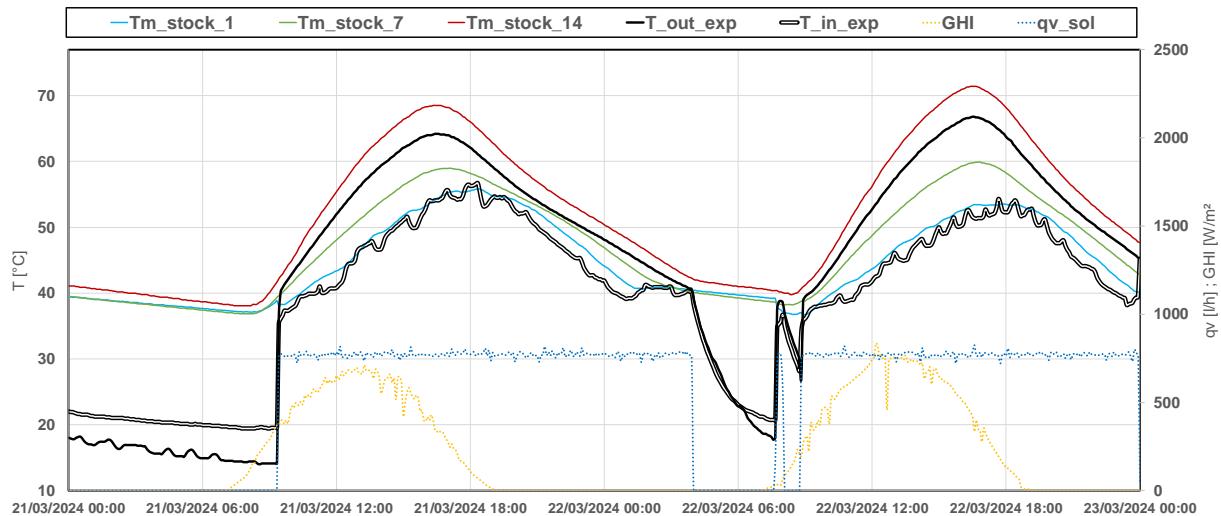


Figure 3 : Évolutions des températures d'entrée et sortie du circuit solaire, des températures moyennes de l'eau morte solaire des réservoirs 1, 7 et 14, le débit du fluide caloporteur q_{vsol} , et le rayonnement global horizontal GHI mesurés pour la séquence (A).

3.2. Comparaison simulation/expérience pour les différentes séquences expérimentales

La Figure 4 présente les évolutions mesurées et simulées de la température T_{out} en sortie de champ solaire et de l'énergie cumulée E_{sol} pour les 4 séquences expérimentales retenues. Les PMAE et PE sont synthétisés dans le Tableau 1.

Pour la séquence (A) la moins complexe, le modèle tend dans l'ensemble à sous-estimer T_{out} durant les phases de charge (matin) et de décharge thermique (la nuit) et à la surestimer en l'absence de débit du fluide caloporteur. En revanche, le modèle est capable de reproduire le déphasage entre le maximum d'énergie solaire et le maximum de température. Un accord satisfaisant est ainsi obtenu entre simulation et expérience, avec un PMAE de 3,7% sur l'ensemble des 2 journées. Concernant l'énergie cumulée E_{sol} , on note qu'un écart entre expérience (247 kWh) et simulation (210 kWh) se creuse au cours du temps après 2 jours. Malgré les incertitudes expérimentales sur les mesures de débit et de température, cette différence de 15% reste significative. Elle s'explique par des différences allant jusqu'à 50% constatées sur la puissance instantanée. En effet, même si les écarts entre température simulée et mesurée peuvent paraître faibles, ces variations peuvent devenir conséquentes quand elles sont ramenées à la différence de températures entre la sortie et l'entrée du champ solaire. Comme pour les températures, le modèle tend à sous-estimer la puissance produite, en particulier durant les phases nocturnes.

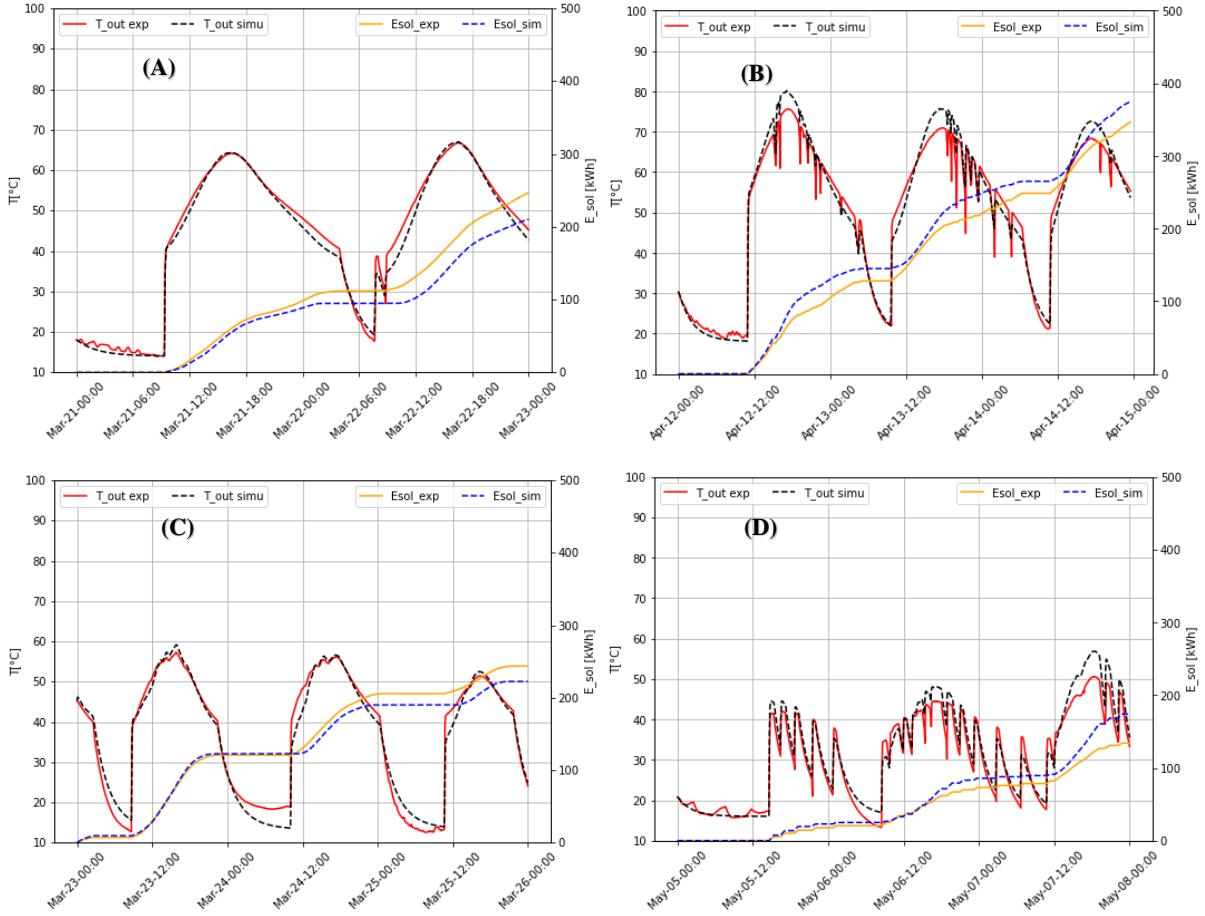


Figure 4 : Comparaison entre simulation et expérience pour les températures en sortie du champ solaire et l'énergie cumulée pour quatre séquences expérimentales différentes.

La démarche de comparaison entre données expérimentales et simulées est reproduite pour l'ensemble des autres séquences expérimentales (B), (C) et (D), qui sont plus complexes que la séquence (A). Globalement, un accord satisfaisant est constaté entre simulations et expériences, même si les PMAE sur les températures en sortie du champ solaire pour ces conditions d'études sont plus importants et peuvent atteindre 8%. Sur un travail portant sur la validation d'un modèle TRNSYS d'une installation à capteurs TSV sur des séquences courtes, Ayompe et al. [11] considèrent le modèle valide pour des valeurs de PMAE de température de sortie de 6,9 % à 16,9% .

Tableau 1 : PMAE sur les températures en sortie du champ solaire et PE sur l'énergie cumulée pour quatre séquences expérimentales différentes.

Séquence	A (Ciel clair débit stable)	B (Ciel clair débit instable)	C (Ciel variable débit stable)	D (Ciel variable débit instable)
PMAE (T_{out})	3,7%	4,7%	8%	7,4%
PE(E_{sol})	-15%	+8%	-9%	+29%

Les conditions de ciel clair conduisent à une valeur de l'indicateur PMAE plus favorable que celles observées sous un ciel variable. En revanche, la nature du profil de tirage du fluide caloporteur affecte visiblement la réponse du modèle : les séquences à débit fluctuant montrent une surestimation de T_{out} par le modèle, tandis que les séquences à débit stable affichent une

tendance à la sous-estimation. Cet effet est plus marqué sur les deux séquences à tirage stable où le PE sur l'énergie cumulé est de -9% (ciel variable) et -15% (ciel clair).

4. Conclusion

Une démarche expérimentale et numérique est proposée pour étudier les performances d'une installation de 14 capteurs solaires à tubes sous vide de type WiG avec stockage intégrant un échangeur interne.

Une instrumentation a permis le suivi du comportement thermique de l'eau morte solaire dans différents réservoirs et du fluide caloporteur entre l'entrée et la sortie du champ solaire. Les bilans de la production solaire, sur des périodes de 2 jours à 2 mois, ont donné des valeurs de rendement de conversion solaire entre 0,48 et 0,54, ce qui est comparable à l'efficacité moyenne des capteurs WiG (0,5 à 0,6) [2]. La poursuite du suivi de cette installation permettra d'appréhender son fonctionnement sur une période plus longue et de confirmer ces performances.

Un modèle TRNSYS de l'installation est développé, et sa réponse est confrontée aux données expérimentales sur 4 séquences types d'éclairement et de soutirage. Les températures simulées en sortie de champ solaire s'ajustent avec plus ou moins de fidélité aux mesures, le PMAE variant entre 3,7% dans le cas le plus favorable (ciel clair et tirage stable) et 8% dans le cas le moins favorable (ciel variable et tirage stable). En revanche, le modèle est moins précis sur la prédition de l'énergie cumulée produite. Pour expliquer l'origine de ces écarts, une étude de sensibilité est envisagée pour affiner l'approche de modélisation.

Références :

- [1] E. Zambolin et D. Del Col, « Experimental analysis of thermal performance of flat plate and evacuated tube solar collectors in stationary standard and daily conditions », *Sol. Energy*, vol. 84, n° 8, p. 1382-1396, août 2010.
- [2] M. Hayek, J. Assaf, et W. Lteif, « Experimental Investigation of the Performance of Evacuated-Tube Solar Collectors under Eastern Mediterranean Climatic Conditions », *Energy Procedia*, vol. 6, p. 618-626, 2011.
- [3] P. Singh, M. K. Gaur, G. N. Tiwari, et A. Kumar, « Thermal Modeling of Water-in-Tube Type Evacuated Tube Solar Collectors to Predict Outlet Water Temperature: An Experimental Validation », *J. Sol. Energy Eng.*, vol. 145, n° 2, p. 021004, avr. 2023.
- [4] G. L. Harding et Y. Zhiqiang, « Thermosiphon circulation in solar water heaters incorporating evacuated tubular collectors and a novel water-in-glass manifold », *Sol. Energy*, vol. 34, n° 1, p. 13-18, janv. 1985.
- [5] I. Budihardjo, G. L. Morrison, et M. Behnia, « Natural circulation flow through water-in-glass evacuated tube solar collectors », *Sol. Energy*, vol. 81, n° 12, p. 1460-1472, déc. 2007.
- [6] J. Gambade, H. Noël, P. Glouannec, et A. Magueresse, « Numerical model of intermittent solar hot water production », *Renew. Energy*, vol. 218, p. 119368, déc. 2023.
- [7] J. Ghaderian *et al.*, « Performance of copper oxide/distilled water nanofluid in evacuated tube solar collector (ETSC) water heater with internal coil under thermosyphon system circulations », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 121, p. 520-536, juill. 2017.
- [8] P. M. E. Koffi, B. K. Koua, P. Gbaha, et S. Touré, « Thermal performance of a solar water heater with internal exchanger using thermosiphon system in Côte d'Ivoire », *Energy*, vol. 64, p. 187-199, janv. 2014.
- [9] Cody Unrau, « NUMERICAL INVESTIGATION OF ONE-DIMENSIONAL STORAGE TANK MODELS AND THE DEVELOPMENT OF ANALYTICAL MODELLING TECHNIQUES », 2017.
- [10] J. Gambade, H. Noël, P. Glouannec, et A. Magueresse, « In-situ assessment of a solar vacuum tube collectors installation dedicated to hot water production », *Energy Rep.*, vol. 8, p. 605-615, nov. 2022.
- [11] L. M. Ayompe, A. Duffy, S. J. McCormack, et M. Conlon, « Validated TRNSYS model for forced circulation solar water heating systems with flat plate and heat pipe evacuated tube collectors », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 31, n° 8-9, p. 1536-1542, juin 2011.