



Simulation et analyse d'une installation du froid solaire.

Auteurs : Hafidha Maouel^{1,2}, Kamal Mohammedi²

1. Faculté de génie de la construction, département de génie mécanique, Tizi Ouzou,,Algérie
2. Laboratoire d'Energétique Mécanique et Ingénieries, Université M'Hamed Bouguerra Boumerdes, Algérie.

Email: hafidhamaouel@yahoo.com

Email: mouhamedik@gmail.com

Abstract : This paper has a study model of an absorption cycle trithermal integrating a sensor plane. The mathematical model is based on the principles and laws of thermodynamics and the heat transfer equations and mass cast for the refrigeration cycle. To these are added the internal and external irreversibility of the machine absorption. Des simulations under the TRNSYS environment on the installation of solar cooling, the numerical results developed in this study reveals a good agreement with the results of the developed model.

Mots clés : Cycle à absorption, Bromure de Lithium/eau, modélisation, simulation, capteur plan, TRNSYS.

1. INTRODUCTION

Durant la dernière décennie, l'augmentation du niveau de vie, le renforcement de l'isolation des bâtiments (Réglementation Thermique), une demande de confort accrue et l'augmentation des températures estivales ont conduit à un fort développement de la climatisation, avec le développement de l'économie mondiale, la consommation d'énergie dans les bâtiments a augmenté et représente 30% de l'énergie totale utilisée. [1,2]. Aujourd'hui, le secteur du bâtiment est responsable du quart des émissions de gaz à effet de serre [3]. Peu à peu, la contribution des énergies renouvelables devient indispensable pour atteindre les objectifs de réduction fixés par les différentes autorités.

L'intérêt du refroidissement solaire réside dans la simultanéité de la demande de froid et de l'ensoleillement. Lorsque la chaleur nécessaire au fonctionnement de la machine frigo est fournie par le soleil, le froid fourni est gratuit (pas de coût, pas de pollution).

Prédire le comportement instationnaire du système dans son ensemble et induit par le caractère variable inhérent au fonctionnement de chacun des sous systèmes et des sources/puits auxquels ils sont raccordés. Les différentes dynamiques mises en jeu concernent successivement :

- la source solaire,
- le moyen par lequel elle est captée (nature et technologie du capteur : plan, sous vide) et avec quelle qualité (en terme de température et de puissance),
- la configuration du groupe frigorifique chargé de transformer l'effet calorifique en effet frigorifique au moyen d'une machine tritherme à absorption,
- la nature du besoin en rafraîchissement (charges frigorifiques).
- Analyser son comportement et pouvoir en déduire les performances à tout instant ainsi qu'en quantifier l'efficacité saisonnière.

La modélisation et la simulation des cycles frigorifiques à absorption ont toujours été une préoccupation constante en matière de recherche dans le domaine de la climatisation et la production de froid. Dans ce travail, nous présentons un modèle d'un cycle à absorption, fonctionnant entre trois sources de chaleur. Les résultats obtenus, seront confrontés à ceux d'une simulation numérique complète de la machine à absorption réelle opérant au couple bromure du lithium/eau.

2. Principe de fonctionnement

2.1 Principe de l'absorption

Les machines frigorifiques à absorption liquide fonctionnent grâce à la faculté de certains liquides d'absorber (réaction exothermique) et de désorber (réaction endothermique) une vapeur. Elles utilisent également le fait que la solubilité de cette vapeur dans le liquide dépend de la température et de la pression. Les couples les plus utilisés sont l'Ammoniac+Eau ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, où l'ammoniac est le fluide frigorigène), et l'Eau+Bromure de Lithium ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$, l'eau étant le fluide frigorigène). Le premier permet de faire du froid négatif pour des besoins de climatisation ou de froid industriel alors que le second, qui est le couple utilisé dans notre étude, ne peut faire que du froid positif (point triple à 0°C) donc il est exclusivement destiné au rafraîchissement de bâtiment. le cycle de transformation est décrit comme suit:

La vapeur d'eau créée dans l'évaporateur est amenée à l'**absorbeur**. Il contient la solution absorbante (LiBr) qui est continuellement pompée dans le fond du récipient pour y être pulvérisée. Le LiBr absorbe la vapeur d'eau hors de l'évaporateur et y maintient ainsi la basse pression nécessaire à la vaporisation du réfrigérant. Au fur et à mesure qu'elle absorbe la vapeur d'eau, la solution absorbante est de plus en plus diluée. Elle finirait par être saturée et ne plus rien pouvoir absorber. La solution est donc régénérée dans le **concentrateur** (réchauffée à environ 85°C) et une partie de l'eau s'évapore. La solution régénérée retourne à l'absorbeur. Enfin, la vapeur d'eau extraite du concentrateur est amenée dans le **condenseur**, où elle est refroidie par une circulation d'eau froide. L'eau condensée retourne à l'évaporateur.

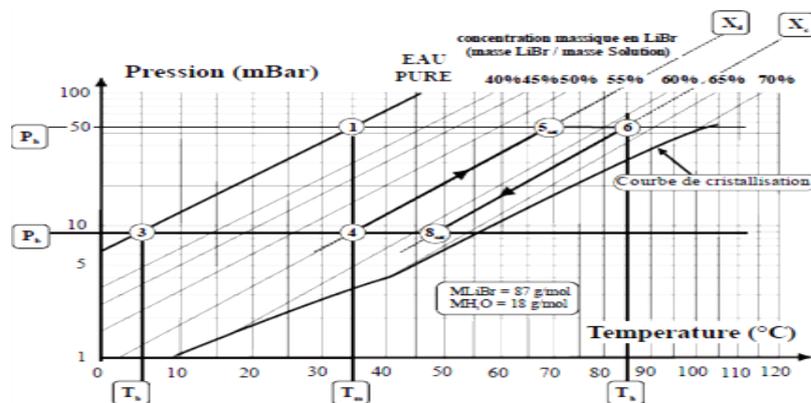


Fig. 1. Représentation du cycle à absorption sur un diagramme d'Oldham, couple $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$.

Les températures des sources T_m (environnement) et T_b (production de froid) fixent les deux pressions P_h et P_b . Ces deux pressions correspondent aux pressions de vapeur saturante de l'eau (isotitre $x_{\text{LiBr}} = 0$) aux températures T_m (point 1) et T_b (point 3).

Variation du titre au cours du cycle

Le titre x_c de la solution concentrée en sortie de désorbeur est donné par l'intersection de l'isotherme T_h et de l'isobare P_h (point 6). D'une manière analogue, le titre x_d de la solution diluée en sortie d'absorbeur correspond à l'intersection de l'isotherme T_m et de l'isobare P_b (point 4). L'absorbeur reçoit la solution concentrée provenant du désorbeur, après que celle-ci ait été détendue dans le détendeur (6-8). Cette chute de pression se traduit par une baisse de la température due à une vaporisation partielle de la solution. L'absorbeur reçoit donc un mélange de solution liquide et de vapeur (8), dont il n'est pas possible, à l'aide de ce diagramme de préciser ni la température, ni la masse relative des deux phases. A l'entrée de l'absorbeur, ce mélange est refroidi, d'une part par mélange avec la vapeur froide arrivant de l'évaporateur, d'autre part, directement par le fluide caloporteur.

2. 2 Principe de fonctionnement de l'installation solaire

Le schéma de principe d'une installation de rafraîchissement solaire est présenté en figure1. La chaleur produite par le champ de capteurs solaires thermiques (1) est stockée dans le ballon d'eau chaude (2) avant d'alimenter le générateur de la machine à absorption (3). L'eau froide produite au niveau de l'évaporateur de la machine à absorption est stockée dans le ballon d'eau froide (4) avant d'être distribuée dans le bâtiment à rafraîchir (6). Enfin, l'absorbeur et le condenseur de la machine à absorption sont refroidis par la tour de refroidissement (5).

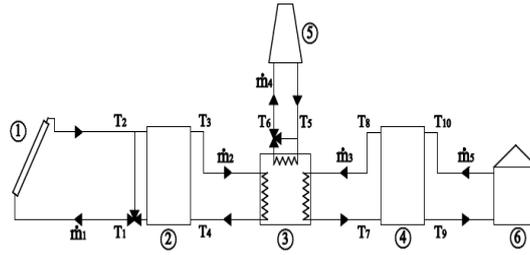


Fig. 2. Schéma de principe d'une installation de rafraîchissement solaire ; 1. Champ de capteurs solaires ; 2. Ballon d'eau chaude ; 3. Machine à absorption ; 4. Ballon d'eau froide ; 5. Tour de refroidissement ; 6. Bâtiment

3. Modélisation de l'installation:

L'objectif final de cette modélisation est d'estimer la production frigorifique et les performances globales de notre installation de rafraîchissement solaire en fonction des sollicitations extérieures (rayonnement solaire, température extérieure, occupation du bâtiment...). Ces paramètres étant très variables d'un instant à un autre, la modélisation en régime dynamique paraît inévitable pour pouvoir tenir compte le plus précisément possible de tous les phénomènes physiques liés à notre problème.

3.1. Hypothèses simplificatrices appliquées au modèle

Pour l'application des principes de la thermodynamique sur un cycle réel, on utilise les conditions et les hypothèses de bases suivantes [12] :

- Les températures dans les échangeurs (générateur, condenseur, évaporateur et absorbeur) sont supposées uniformes sur tout le volume considéré.
- le fluide dans le condenseur et l'évaporateur est composé d'eau pure ;
- l'équilibre thermodynamique est atteint dans chaque composant ;
- on suppose que le fluide liquide dans chaque composant sort à état saturé ;
- les variables sont supposées uniformes dans l'espace.

3.2. Modélisation des éléments de l'installation :

La tour de refroidissement

Pour modéliser la tour de refroidissement, nous avons considéré un échangeur de chaleur à contre courant. Le fluide primaire (1) qui circule à l'intérieur de l'échangeur est l'eau à refroidir, tandis que l'air, le fluide secondaire (2), souffle autour de celui-ci. Nous avons choisi d'utiliser la méthode de l'efficacité dont la formule est la suivante :

$$\begin{aligned} \phi_{\text{échangé}} &= \left(\dot{m} \cdot C_p \right)_{\min} \cdot \eta \cdot \Delta T_{\max} = \dot{m}_2 \cdot C_2 \cdot (T_{2s} - T_{2e}) \\ &= -\dot{m}_1 \cdot C_1 \cdot (T_{1s} - T_{1e}) \end{aligned} \quad (1)$$

$$\Delta T_{\max} = T_{1e} - T_{2e} \quad (2)$$

$$\left(\dot{m} \cdot C_p \right)_{\min} = \min \left(\dot{m}_1 \cdot C_1, \dot{m}_2 \cdot C_2 \right) \quad (3)$$

$$\eta = \frac{1 - e^{-N \cdot (1-C)}}{1 - C \cdot e} \quad (4)$$

$$N = \frac{U \cdot S}{\left(\dot{m} \cdot C_p \right)_{\min}} \quad C = \frac{\left(\dot{m} \cdot C_p \right)_{\min}}{\left(\dot{m} \cdot C_p \right)_{\max}}$$

La machine à absorption

Pour modéliser la machine à absorption nous avons utilisé les courbes de fonctionnement données par le constructeur [4]. Grâce à ces courbes et en fonction de la température d'eau à l'entrée du générateur, nous allons pouvoir déterminer la puissance frigorifique de la machine, la puissance au générateur et la puissance de refroidissement.

Le champ de capteurs solaires

La modélisation de notre capteur solaire est basée sur la méthode du rendement. L'équation du rendement [1] est donnée par le constructeur et dépend des températures d'entrée et de sortie du capteur, et des conditions climatiques (la température extérieure T_{ext} et l'ensoleillement E) :

$$\eta_{\text{capteur}} = 0.798 - 2.275 \cdot \frac{T_{\text{moy}} - T_{\text{ext}}}{E} - 0.022 \cdot \frac{(T_{\text{moy}} - T_{\text{ext}})^2}{E} \quad (5)$$

$$T_{\text{moy}} = \frac{T_{\text{capteur}} + T_{\text{scapteur}}}{2}$$

$$\Delta U = \phi_{\text{reçu}} - \phi_{\text{transmis}} \quad (6)$$

$$\phi_{\text{reçu}} = \eta_{\text{capteur}} \cdot S_{\text{capteur}} \cdot E$$

$$\phi_{\text{transmis}} = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_e - T_s)$$

$$dU = M_{\text{eau}} \cdot C_{p_{\text{eau}}} \cdot \frac{dT}{dt} = \eta_{\text{capteur}} \cdot S_{\text{capteur}} \cdot E - \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_e - T_s)$$

Les ballons de stockage

Pour modéliser les ballons de stockage, nous allons procéder de la même manière en appliquant le premier principe de la thermodynamique. Exemple pour le ballon d'eau chaude :

$$M \cdot C_p \frac{dT_{\text{eauballon}}}{dt} = \phi_{\text{transmis}} - \phi_{\text{perdu}} - \phi_{\text{générateur}} \quad (7)$$

Les hypothèses sont les suivantes :

- La température et la densité du fluide dans chaque strate sont uniformes et constantes à chaque pas de temps,
- La perte de chaleur vers l'extérieur de la cuve et la conduction dans les parois du réservoir est suffisamment faible pour éviter la formation de gradients de température sur les deux autres dimensions,
- La pompe du circuit générateur se déclenche lorsque $T_{\text{eau ballon}} > 80 \text{ C}$.
- Les débits sur le circuit solaire et générateur sont constants lorsque les pompes fonctionnent,
- On considère que les tuyauteries sont parfaitement calorifugées (pas de pertes thermiques).

LE BATIMENT

Nous présentons ici une modélisation simplifiée du bâtiment. Pour cela nous allons considérer un bâtiment mono-zone dont voici ses principales caractéristiques :

Longueur = 13m Vitrage : Simple vitrage ($S = 25\text{m}^2$) Occupants : 105 personnes; Largeur = 13m; Mur : béton armé (épaisseur = 16cm); Eclairage : 22 néons de 58W

Hauteur = 3m; Infiltration d'air = 1 vol/h; Occupation : de 8h00 à 18h00

Appliquons maintenant le premier principe :

$$dU = \phi_{\text{apport extérieur}} + \phi_{\text{charge internes}} - \phi_{\text{rafraîchissement}} \quad (8)$$

4. Environnement de simulation

On a choisi de simuler un modèle d'installation de rafraîchissement solaire sous l'environnement TRNSYS. ce modèle choisi est fonctionnel au niveau de l'Institut de Génie civil à l'université de la Réunion en France. Pour fonctionner, le modèle à besoin des données climatiques (ensoleillement et température extérieure), le site choisi pour ces données est celui de Béchar en Algérie. la configuration simulée est la suivante:

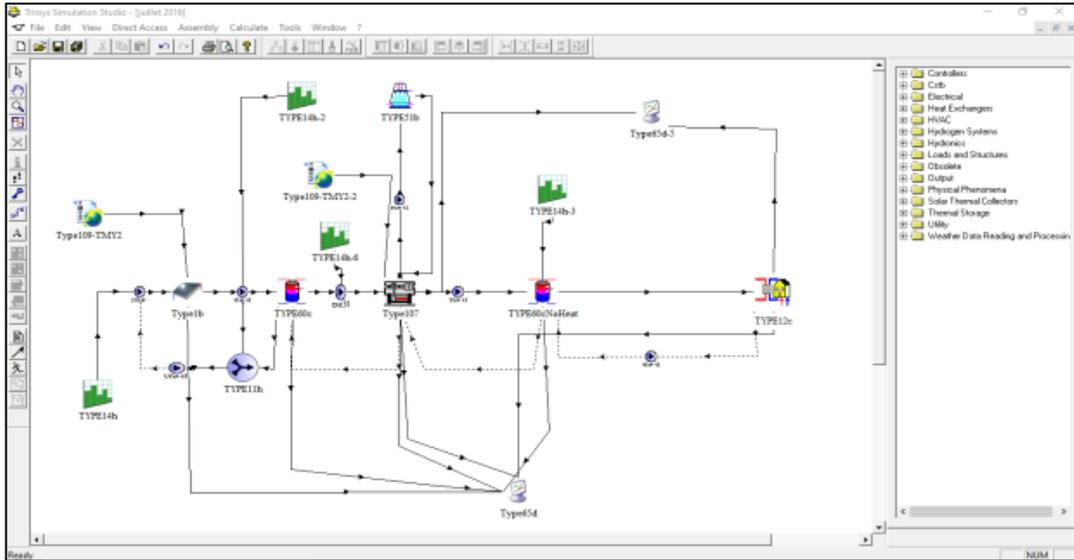


FIGURE 3. Modèle de l'installation du rafraîchissement solaire sous TRNSYS.

Coefficient de performance COP:

Coefficient de performance COP est donné par la relation:

$$COP = \frac{Q_{evap}}{Q_{gen}}, \text{ Alors: } COP = \frac{T_e}{T_g} * \frac{T_g - T_e}{T_c - T_e} \quad (9)$$

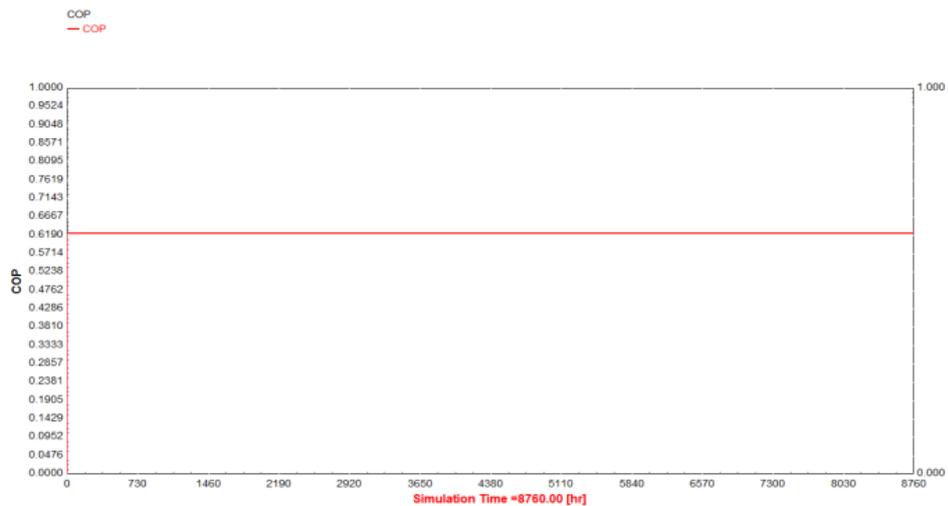


FIGURE 4. Coefficient de performance de la machine

Le coefficient de performance COP de la machine à absorption est représenté dans la figure 4, il est de 0,6254. on constate qu'il y à deux régimes, le premier est un régime transitoire au démarrage de la machine, et le deuxième est un régime permanent représentant le fonctionnement normal de la machine. Ainsi les températures des différents organes de la machine sont illustrées sur la figure suivante:

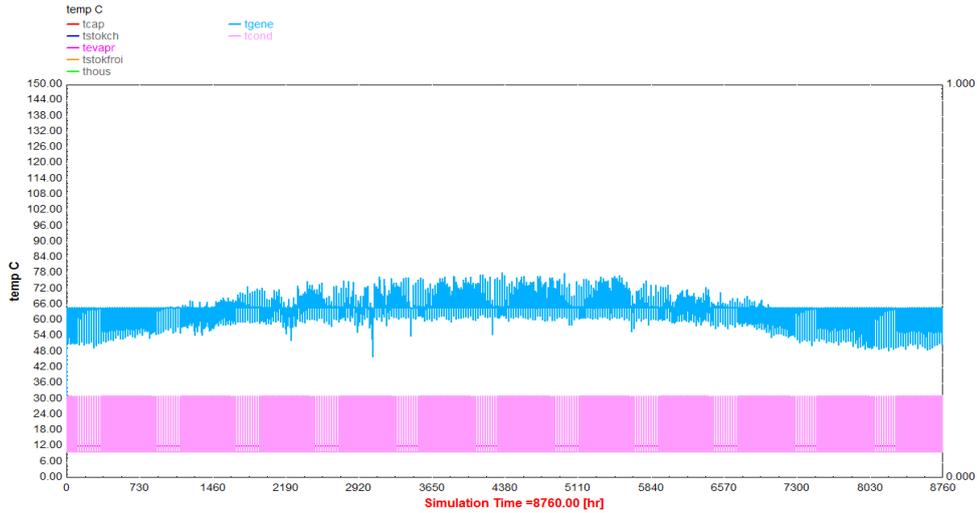


FIGURE 5. Températures des différents organes de la machine.

Pour la température du générateur, elle règne entre 45 et 86 C, celle du condenseur elle est comprise entre 15 et 40 C quand à celle de l'évaporateur entre 8 et 14 C. Le problème majeur qui se pose dans ce cas de machine frigorifique est la cristallisation de la solution de Bromure de Lithium/Eau, pour remédier à ce problème, un contrôle de la température du générateur est imposé et la limite à 90C, celle du condenseur est limitée à 45C [4]. La différence de température entre l'évaporateur et l'intérieure est de 12 °C, ce qui permet de centraliser le climat à l'intérieure du local. Cette différence est suffisante à l'évaporateur tout en assurant une sensation de confort thermique dans le local.

La figure 7 représente la variation annuelle des températures intérieure et extérieure (T) du local étudié. Cette même figure nous montre les besoins de climatisation. On observe que, quelque soit la température extérieure, la température interne est de l'ordre de 24 °C (température de confort). A noter que pour le cas hiver et automne, nous avons activé le bilan d'hiver.

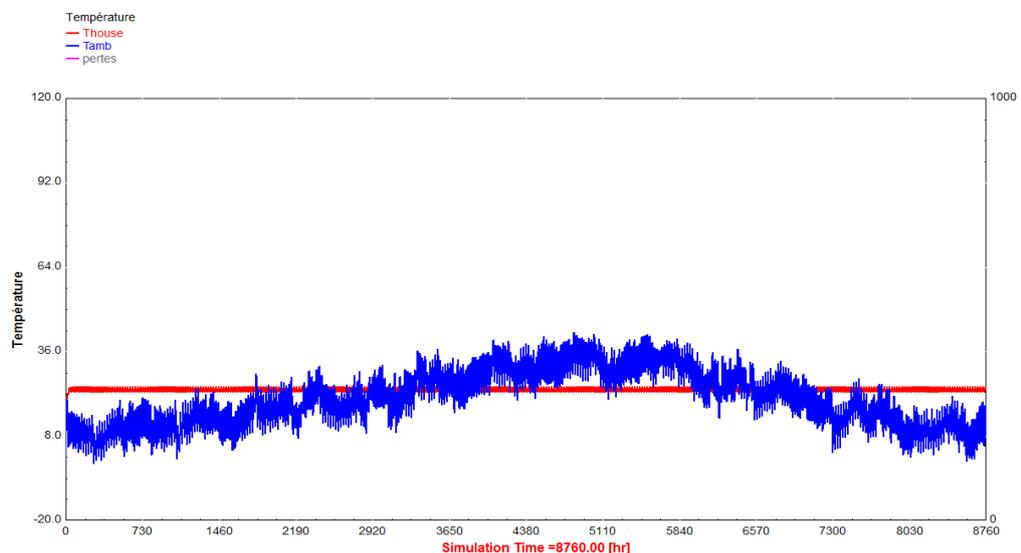


FIGURE 6. Températures intérieure et extérieure

Effet de la surface du capteur sur la température sortie capteur et celle du générateur.

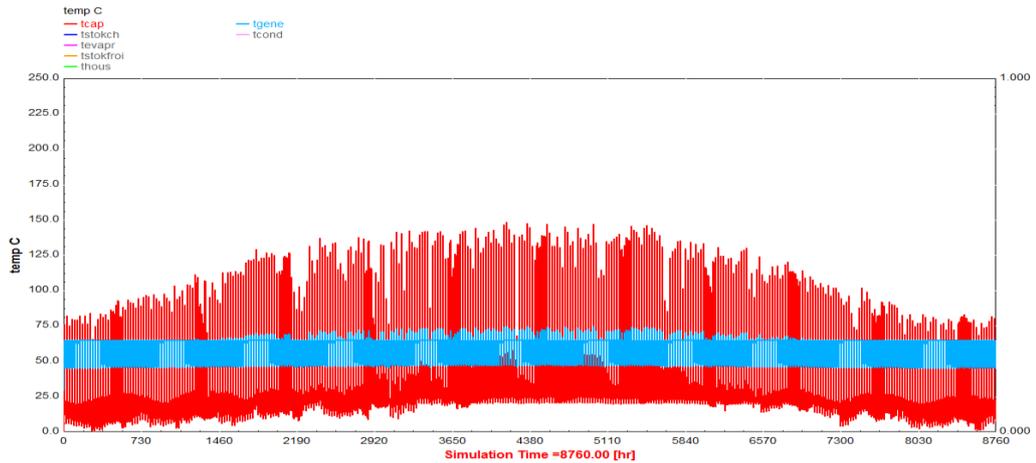


Fig. 7 Influence de la surface de captage sur la température du capteur et du générateur pour une surface de captage de 2 m²

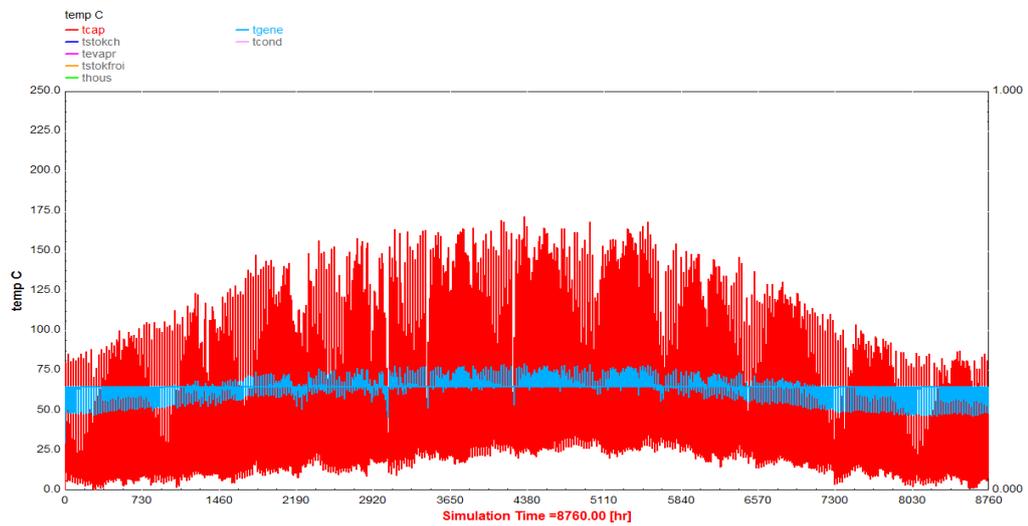


Fig. 8 Influence de la surface de captage sur la température du capteur et du générateur pour une surface de captage de 10 m²

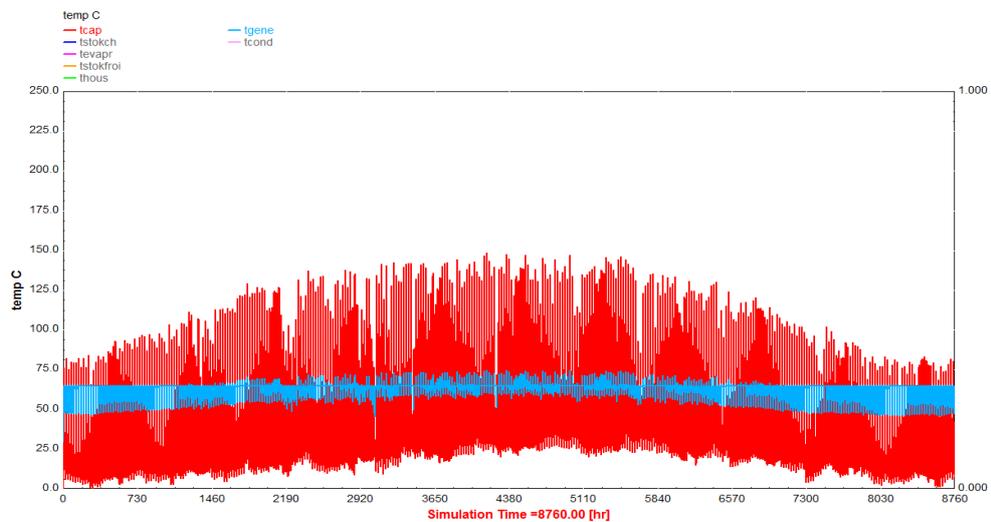


Fig. 9 Influence de la surface de captage sur la température du capteur et du générateur pour une surface de captage de 20 m²

On constate qu'au fur et à mesure on augmente la surface de captage, les températures augmentent car le fluide caloporteur a assez de temps pour et change la chaleur absorbée par l'absorbeur du capteur solaire.

Effet du coefficient de pente du capteur sur la température du capteur, du générateur et celle du ballon de stockage :

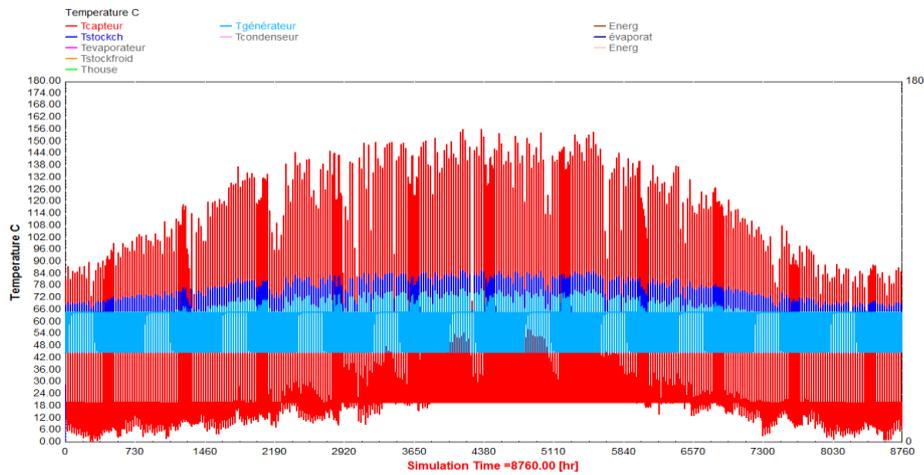


Fig 10. Température du capteur, du générateur et celle du ballon de stockage pour un coefficient de pente de 18.

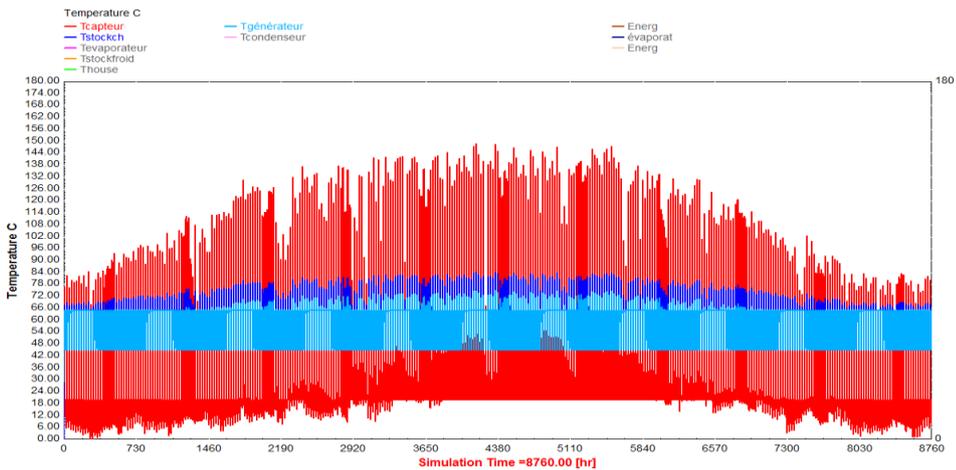


Fig 11. Température du capteur, du générateur et celle du ballon de stockage pour un coefficient de pente de 22.

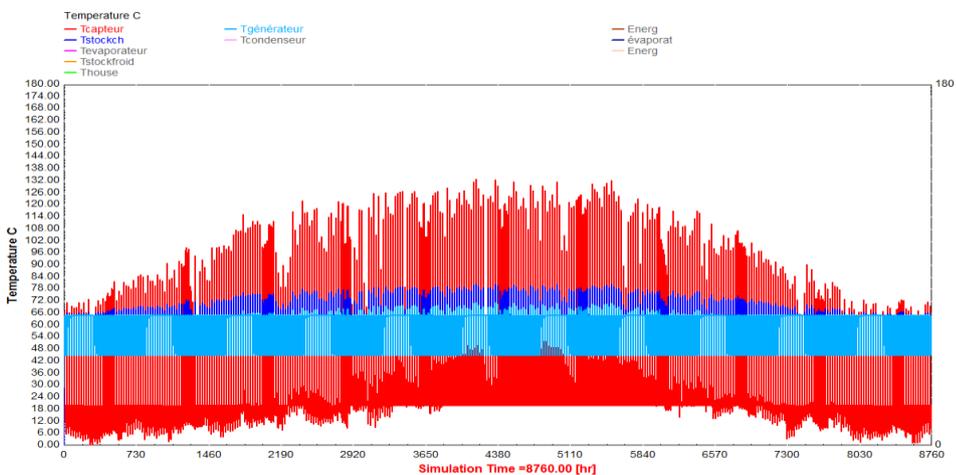


Fig 12. Température du capteur, du générateur et celle du ballon de stockage pour un coefficient de pente de 25.

On constate qu'au fur et à mesure on augmente le coefficient de pente du capteur, la température du capteur diminue ce qui engendre une diminution de la température du ballon de stockage ainsi que celle du générateur. Les résultats de simulation ont permis de tracer les variations du COP suivantes:

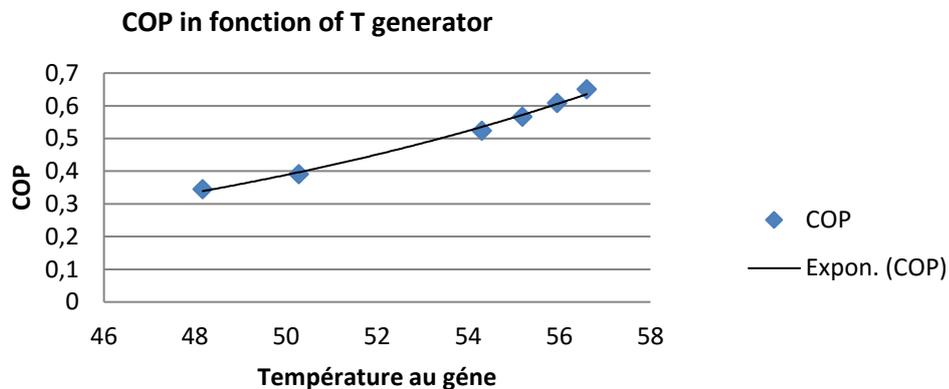


Fig 13. variation du COP en fonction de la température du générateur.

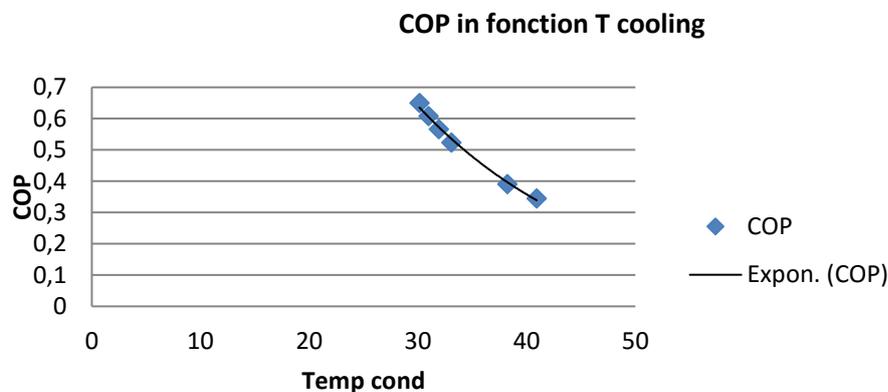


Fig 14. variation du COP en fonction de la température du condenseur.

D'après ces deux graphes, on constate que le COP augmente avec l'augmentation de la température du générateur tandis qu'il diminue avec l'augmentation de la température du condenseur.

Conclusion

Les simulations étudiées lors de ce travail nous ont permis de tirer les conclusions suivantes:

- Les résultats obtenus montrent que le C.O.P du système d'absorption est environ 0,6254 qui correspond à une température de fonctionnement inférieure à 80 °C assurant le fonctionnement de l'installation dans le site choisi.
- la balance de la température du bâtiment par rapport au surgissement et le vespérale de soleil et la stabilisation par l'effet d'évaporateur. La température d'évaporateur est composée de deux régimes, transitoire qui présente l'absorption de la chaleur et permanent qui présente la vaporisation totale.
- En variant la surface de captage, les températures du capteur et du générateur oscillent entre 80 °C à 160 °C respectivement. Cette constatation montre le bon fonctionnement de la machine.
- L'augmentation du coefficient de pente du capteur entraîne une diminution de la température de sortie du ballon de stockage ainsi que celle du générateur. Ceci nous conduit à proposer une bonne orientation du capteur afin d'assurer l'augmentation de température de sortie et par conséquent les besoins d'utilisations.
- Les conditions climatiques le site de BECHAR nous ont permis d'avoir des résultats intéressants, une économie d'énergie (énergie gratuite), sans oublier la contribution à la protection de l'environnement.

- Le COP proportionnel à la température du générateur et inversement proportionnel à la température du condenseur.

Nomenclature

Symbols :

\dot{m} , <i>deb</i>	Débit massique, kg.s-1	Air _{Bat}	Air dans le bâtiment
C_p	Capacité calorifique, J.kg-1.K-1	e	Entrée
T	Température, °C	s	Sortie
M	Masse, kg	capt	Capteur
Φ	Flux de chaleur, r W	gen	Générateur
S	Surface, m ²	cond	Condenseur
U	Energie interne, J	evap	Evaporateur
Lettres grecs		ext	Extérieur
η	Rendement	bal_ch	Ballon d'eau chaude
ε	Erreur moyenne, %	bal_fr	Ballon d'eau froide
Indices			
eau _{sol}	Eau dans circuit capteurs		
eau _{Ballon}	Eau dans le ballon		

Références

- [1] B. Aebischer, M. Jakob, G. Henderson, G. Catenazzi (2007). Impact of climate change on thermal comfort, heating and cooling energy demand in Europe. Proceedings eceee 2007 Summer Study, Saving Energy, Just do it! 4–9 June 2007, La Colle sur Loup, France. ISBN: 978-91-633-0899-4,
- [2] L. GRIGNON-MASSE, Développement d'une méthodologie d'analyse coût-bénéfice en vue d'évaluer le potentiel de réduction des impacts environnementaux liés au confort d'été : cas des climatiseurs individuels fixes en France métropolitaine, thèse soutenue le 20 mai 2010 à l'école des Mines de Paris,
- [3] ADEME, les chiffres clés du bâtiment, énergie, environnement, éditions 2010,
- [4] Schüco, (2007). Documentation constructeur relative à la machine à absorption LB 30.
- [5] Lucas F., (2006). Présentation du projet ORASOL : Optimisation de procédés de rafraîchissement solaire.
- [6] Schüco, (2007). Documentation constructeur relative au capteur solaire SchücoSol U5 DG.
- [7] J. CASTAING-LASVIGNOTTES, O. MARC, E. FRANQUET, S. GIBOUT. Modélisation et simulation dynamique d'une machine frigorifique à absorption H₂O/LiBr : application solaire. Colloque COFRET'08, 11 – 13 juin 2008, Nantes – France