

Pompe à chaleur hybride et énergie renouvelable dans le bâtiment

Oussama IBRAHIM^{1,2*}, Farouk FARDOUN¹, Rafic YOUNES³, Hasna LOUAHLIA-GUALOUS²,

¹University Institute of Technology, GIM, Lebanese University, Saida, Lebanon

²Université de Caen Base Normandie, LUSAC/site de Saint Lô, Saint Lô, France

³Faculty of Engineering, Lebanese University, Beirut, Lebanon

* (auteur correspondant : oibrahimul@hotmail.com)

Résumé - La production d'eau chaude sanitaire contribue à une forte consommation d'énergie dans le bâtiment. Dans le but de diminuer la consommation d'énergie résidentielle, un système de chauffage d'eau hybride est proposé et modélisé. La performance énergétique de ce système est évaluée dans des conditions d'utilisation à Beyrouth, capitale du Liban. Les résultats montrent que le système présenté pourrait fournir toute l'eau chaude nécessaire en été et en hiver. En outre, le facteur de couverture renouvelable pour le chauffage de l'eau sanitaire est de 100% pour l'été et 75% pour l'hiver, ce qui est très attractive dans la réduction de la consommation énergétique résidentielle.

Nomenclature

A	surface, m ²	$\bar{\gamma}$	taux de vide moyen
COP	coefficient de Performance	ρ	densité, kg/m ³
C	capacité de batterie, W h	τ	transmittance
c_p	chaleur spécifique, J/kgK	η	efficacité
dt	Pas de temps, s	<i>Indices et exposants</i>	
E	énergie, kW h	bat	batterie
FCR	facteur de couverture renouvelable	c	condenseur
I	rayonnement solaire, W/m ²	cs	coupe transversale
k	conductivité thermique, W/mK	e	évaporateur
\dot{m}	débit massique, kg/s	HP	Pompe à chaleur HP
P	pression, Pa	HTF	fluide de transfert de chaleur
p	périmètre, m	i	interne
Q	capacité calorifique, W	l	partie inférieure
r	rayon, m	L	load
T	température, K ou °C	o	out
t	temps	r	réfrigérant
U	coefficient global de transfert thermique, W/m ² K	st	stockage
x	coordonnées spatiales	u	partie supérieure
<i>Symboles grecs</i>		w	paroi
α	coefficient de transfert de chaleur par convection, W/m ² K	WT	éolienne
		wat	L'eau dans le réservoir de stockage

1. Introduction

La vie sur terre est menacée à cause de trois problèmes majeurs, à savoir : (i) l'augmentation spectaculaire de la demande d'énergie liée à l'augmentation de la population mondiale ainsi que le développement du niveau de vie, (ii) la consommation aléatoire et croissante des combustibles fossiles non renouvelables et aussi (iii) le réchauffement

climatique et la pollution de l'environnement. Ces problèmes pourraient être considérablement atténués en augmentant la part d'utilisation des énergies renouvelables.

La production d'eau chaude sanitaire constitue une partie importante de la consommation d'énergie dans le secteur résidentiel. Par conséquent, satisfaire les besoins en eau chaude dans l'habitat en utilisant des énergies renouvelables de manière significative se situe comme étant le point clé qui permettra d'assurer une forte progression dans la résolution des problèmes environnementaux liés à l'épuisement des ressources naturelles d'énergie primaire.

Cet article présente la modélisation dynamique d'un système hybride pour la production d'eau chaude dans l'habitat. Le modèle développé est ensuite utilisé pour évaluer sa performance énergétique.

2. Description du système hybride

Ce système hybride est composé d'un capteur solaire, une pompe à chaleur air-eau, une éolienne, une batterie de stockage, et un réservoir de stockage d'eau chaude (figure 1). La pompe à chaleur est connectée en parallèle au capteur solaire et à la cuve de stockage d'eau. Les deux systèmes peuvent fonctionner simultanément pour fournir de la chaleur à l'eau. Le capteur solaire est déclenché lorsque la différence entre les températures du fluide à la sortie du capteur et de l'eau dans le réservoir est supérieure à 8 K. D'autre part, ce déclenchement est annulé si cette différence de température est inférieure à 2 K. L'éolienne produit de l'électricité à partir de l'énergie du vent disponible et la stocke dans la batterie. A son tour, la batterie alimente la pompe à chaleur avec la charge électrique nécessaire, mais lorsque la capacité n'est pas suffisante, la part d'électricité nécessaire est assurée par le réseau.

Le collecteur est utilisé pour transférer de la chaleur à l'eau aussi longtemps que l'énergie solaire est suffisante. La température du fluide caloporteur est inférieure à son point d'ébullition. La pompe à chaleur fonctionne lorsque la température moyenne de l'eau dans le réservoir de stockage est inférieure à 48 °C et s'arrête dès que cette température est supérieure à 55°C.

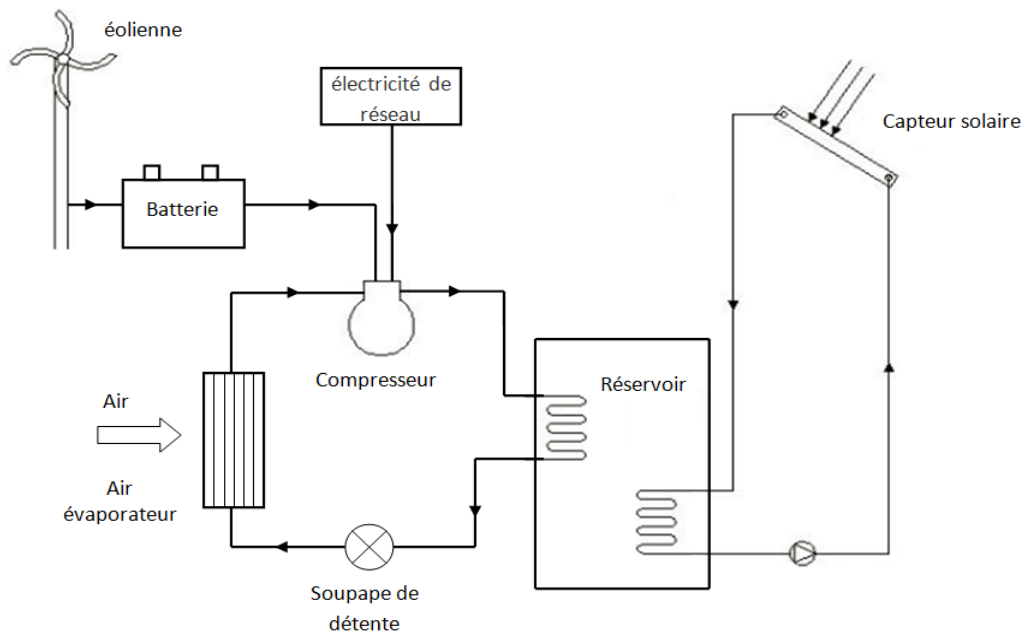


Figure 1. Schéma de principe de l'installation.

La figure 2 montre la répartition des flux énergétiques entre les sous-systèmes du système hybride proposée :

- E_{HP} et E_{solar} sont les énergies utiles fournies directement à l'eau dans le réservoir de stockage par la pompe à chaleur et le capteur solaire respectivement.
- $E_{grid-HP}$ and E_{st-HP} sont les quantités d'énergie délivrées à la pompe à chaleur par le réseau électrique et la batterie de stockage respectivement.
- E_{w-st} est la quantité d'énergie fournie à la batterie par l'éolienne.

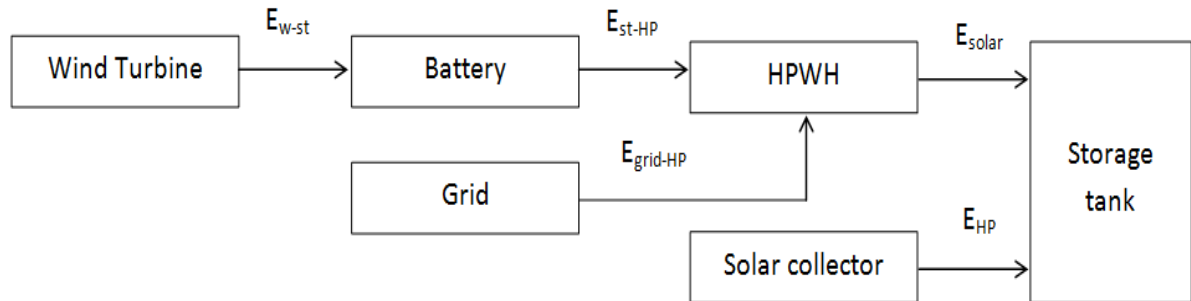


Figure 2 : Répartition énergétique entre les sous-systèmes.

Le modèle mathématique adopté pour chaque source énergétique est définie par :

2.1. Source 1 : capteur solaire

Un capteur solaire thermique à tubes sous vide est modélisé dans cette section. Le collecteur se compose de rangées parallèles de tubes à vide reliés à deux têtes, une tête inférieure qui distribue le fluide caloporteur entre les tubes parallèles et une tête supérieure qui recueille le fluide caloporteur avant d'être transféré dans un réservoir d'eau par un échangeur de chaleur du manteau. La surface d'aperture du capteur simulé est de $2m^2$ et le débit massique total caloporteur est de $0,015 \text{ kg/s}$. La méthode numérique de différences finies est utilisée où chaque tube est divisé en plusieurs volumes de contrôle. Les hypothèses suivantes sont envisagées:

- la chute de pression le long du tube est négligée,
- au cours de chaque pas de temps, la densité de flux est constante. En outre, le débit massique est constant,
- le même débit massique à travers les tubes parallèles est considéré,
- la moitié de la surface supérieure du tube est exposée à un rayonnement solaire
- l'écoulement du fluide caloporteur est unidimensionnel
- la conduction thermique axiale est négligée
- la conduction thermique axiale à l'intérieur des parois du tube ainsi que la conduction entre les parties supérieure et inférieure de moitié parois des tubes sont considérés

Le bilan énergétique de la moitié supérieure et la moitié inférieure du tube ainsi que celle du fluide caloporteur sont donnés par les équations 1, 2 et 3 respectivement.

$$(\rho A_{cs} c_p)_{wu} \frac{\delta T_{wu}}{\delta t} = (\tau a)_{eq} I \pi r_o + (k A_{cs})_w \frac{\delta^2 T_{wu}}{\delta x^2} + \frac{2k_w(r_o - r_i)(T_{wl} - T_{wu})}{\pi r_o} + \alpha_i \pi r_i (T_{HTF} - T_{wu}) + U \pi r_o (T_a - T_{wu}) \quad (1)$$

$$(\rho A_{cs} c_p)_{wl} \frac{\delta T_{wl}}{\delta t} = (k A_{cs})_w \frac{\delta^2 T_{wl}}{\delta x^2} + \frac{2k_w(r_o - r_i)(T_{wu} - T_{wl})}{\pi R_o} + \alpha_i \pi r_i (T_{HTF} - T_{wl}) + U \pi r_o (T_a - T_{wl}) \quad (2)$$

$$(\rho A_{cs} c_p)_{HTF} \frac{\delta T_{HTF}}{\delta t} = \alpha \pi r_i (T_{wu} - T_{HTF}) + \alpha \pi r_i (T_{wl} - T_{HTF}) - (\dot{m} c_p)_{HTF} \frac{\delta T_{HTF}}{\delta x} \quad (3)$$

2.2. Pompe à chaleur air-eau

Les modèles statiques sont choisis pour simuler les composants de l'actionneur depuis la dynamique des compresseurs et des dispositifs d'extension sont en général beaucoup plus rapides que ceux des échangeurs de chaleur [1,2]. Le compresseur est considéré comme un composant adiabatique rotatif. Il a une puissance d'entrée nominale de 930 W et un volume balayé de 16,5 cm³. Une soupape de détente thermostatique est considérée comme dispositif d'étranglement. En ce qui concerne les échangeurs de chaleur, l'évaporateur est modélisé comme étant un tube à ailettes, tandis que le condenseur est supposé comme étant un tube en cuivre lisse, immergé dans un réservoir d'eau. En outre, le réfrigérant R22 est utilisé comme fluide de travail.

La dynamique d'un système de compression de vapeur est dominée par la dynamique des échangeurs de chaleur. Les modèles dynamiques des échangeurs de chaleur sont généralement classés en trois groupes: les modèles de paramètres localisés, les modèles de volumes finis et des modèles de frontière mobile. Dans ce travail, l'approche frontière mobile est choisi pour modéliser l'évaporateur et le condenseur, principalement en raison de sa capacité à gérer tous les changements de charge transitoire. Dans notre cas, les caractéristiques de la charge d'eau chaude peuvent changer en quantité et aussi en température. En outre, cette approche est capable de capturer des dynamiques importantes en raison du comportement échangeur de chaleur complexe [3] et des simulations informatiques rapides [4,5,6], tout en préservant la simplicité des modèles de paramètres localisés [3] et la précision des volumes finis / modèles aux différences finies [4].

Rasmussen et Alleyne [3] ont développé un modèle de frontière mobile pour les échangeurs de chaleur à plusieurs phases pour une pompe à chaleur air. Dans ce travail, cette approche sera appliquée pour système de pompe à chaleur eau. Les formulations mathématiques des modèles d'échangeurs de chaleur sont conçues en tenant compte des hypothèses simplificatrices suivantes:

- l'écoulement du réfrigérant à travers le tube échangeur de chaleur est monodimensionnel,
- un transfert par conduction axiale négligé dans le fluide frigorigène,
- la chute de pression le long de l'échangeur de chaleur est négligée,
- la résistance des parois du tube est négligée,
- la température moyenne de l'air à travers l'évaporateur est prise en compte,
- l'échangeur de chaleur est divisé en un certain nombre de volumes de contrôle en fonction de l'état du fluide caloporteur. L'évaporateur est divisé en deux régions : une zone diphasique et une zone monophasique et surchauffée. Le condenseur est divisé en trois zones : une zone monophasique surchauffée, une zone diphasique, et une zone monophasique sous-refroidie,
- les propriétés du fluide, dans les régions à deux phases, sont déterminées en supposant un taux de vide moyen,

En utilisant les hypothèses qui sont énoncées ci-dessus, les équations différentielles aux dérivés partielles sont illustrées dans les équations 4 et 5. En outre, le bilan énergétique dans la paroi du tube est donné par l'équation (6) [3]:

$$\frac{\partial(\rho A_{cs})}{\partial t} + \frac{\partial(\dot{m})}{\partial x} = 0 \quad (4)$$

$$\frac{\partial(\rho A_{cs} h - A_{cs} P)}{\partial t} + \frac{\partial(\dot{m} h)}{\partial x} = p_i \alpha_i (T_w - T_r) \quad (5)$$

$$(c_p \rho A)_w \frac{\partial T_w}{\partial t} = p_i \alpha_i (T_r - T_w) + p_o \alpha_o (T_a - T_w) \quad (6)$$

2.3. Modèle de l'énergie éolienne

Une petite éolienne est modélisée par sa puissance de sortie en fonction de la vitesse du vent. Cette puissance est évaluée en utilisant l'équation (7) [7]:

$$Q_{WT} = \begin{cases} Q_{WT, rated} [(u_{wind}^2 - u_{cut_in}^2)/(u_{rated}^2 - u_{cut_in}^2)] & \text{if } u_{cut_in} < u_{wind} < u_{rated} \\ Q_{WT, rated} & \text{if } u_{rated} < u_{wind} < u_{cut_off} \\ 0 & \text{if } u_{wind} < u_{cut_in} \text{ or } u_{wind} > u_{cut_off} \end{cases} \quad (7)$$

Où u_{cut_in} , u_{cut_off} et u_{rated} sont respectivement les vitesses caractéristiques du vent.

2.4. Modèle de la batterie

Une batterie plomb-acide est utilisée en tant que partie du système hybride étudié. Il emmagasine de l'énergie électrique produite par l'éolienne et fournit de l'énergie électrique nécessaire au compresseur de la pompe à chaleur. L'énergie excédante produite par l'éolienne est stockée dans la batterie. Dans ce cas, la capacité disponible de la batterie est calculée par l'équation (8) [8]:

$$C_{bat}(t) = C_{bat}(t-1) + \left[Q_{WT}(t) \eta_{AC/DC} - \frac{Q_L(t)}{\eta_{DC/AC}} \right] \eta_{ch} dt \quad (8)$$

D'autre part, lorsque l'énergie de sortie de l'éolienne est inférieure à l'énergie de charge, la batterie est dans l'état de décharge et sa capacité est calculée par l'équation (9) [9]:

$$C_{bat}(t) = C_{bat}(t-1) - \frac{\left[\frac{Q_L(t)}{\eta_{DC/AC}} - Q_{WT}(t) \eta_{AC/DC} \right] dt}{\eta_{dch}} \quad (9)$$

En outre, lorsque ni la sortie de l'énergie éolienne, ni les capacités de stockage de la batterie ne sont suffisantes, l'énergie électrique du réseau est utilisée.

Les efficacités de chargement et de déchargement (η_{ch} & η_{dch}) de la batterie sont considérés comme 75% et 100%, respectivement. En outre, les rendements de conversion ($\eta_{AC/DC}$ & $\eta_{DC/AC}$) sont considérés égaux 92%.

La capacité de la batterie est limitée entre les valeurs minimale et maximale de capacité de stockage. Dans cette étude, la quantité de charge maximale de la batterie est définie comme la capacité nominale de la batterie. La capacité minimale est déterminée en utilisant la profondeur maximale autorisée de décharge (DOD):

$$C_{bat, minimum} = (1 - DOD) C_{bat, nominal} \quad (10)$$

Selon les spécifications des fabricants, la durée de vie maximale de la batterie peut être atteinte avec un 30-50% DOD [9]. Dans cette étude, une valeur de 50% est considérée.

2.5. Réservoir de stockage d'eau

Le réservoir de stockage d'eau chaude a une forme cylindrique recouvert par une enveloppe d'échangeur de chaleur relié au capteur solaire. Il présente un volume de 220 L et contient de l'eau à température uniforme. Le bilan énergétique pour le réservoir est donnée par l'équation (11):

$$\frac{d(mC_pT)_{wat}}{dt} = (Q_c + Q_{solar} - Q_L - Q_{perte}) \quad (11)$$

L'eau chaude sortante du réservoir est mélangée à l'eau du robinet avant d'être utilisée. Son débit est déterminé à partir de l'équation de conservation d'énergie suivante (12):

$$g(t) [(C_pT)_{wat} - (C_pT)_{tap}] = h(t) [(C_pT)_{consume} - (C_pT)_{robinet}] \quad (12)$$

Dans cette étude, la température de l'eau chaude consommée ($T_{consume}$) est considérée à 45°C et celle de l'eau du robinet ($T_{robinet}$) est égale à 20°C. Le tableau 1 présente les valeurs de certains paramètres utilisés dans la simulation

	L	r_i	r_o	ρ	k	C_p	A_o
	m	mm	mm	kg.m ⁻³	W/mk	J/kgK	m ²
Collecteur solaire à tubes sous vide	1,66	6,35	9,35	8960	401	390	
condenseur	50	4,57	4,95	8960		390	
Evaporateur	7,5	4,5	4,76	8960		652	6,17
Réservoir de stockage d'eau	1,38	230	290				

Tableau 1 :valeurs de certains paramètres utilisés dans la simulation.

3. Résultats de simulation

Des simulations pour les saisons d'été et d'hiver à Beyrouth, capitale du Liban, sont menées. Les données climatiques pour les jours d'hiver et d'été typiques sont obtenues en utilisant un logiciel meteonorm [10]. En outre, le profil de la consommation d'eau chaude est déduit de la référence [11]. Des simulations sont effectuées pour toute la journée à partir de minuit et considérant une température initiale de l'eau de 55°C.

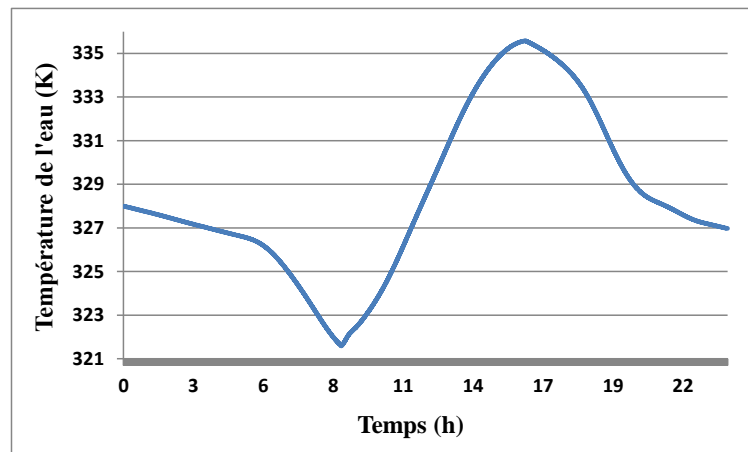


Figure3 : Variation de la température de l'eau pour une journée d'été à Beyrouth.

Les figures 3 et 4 montrent la variation de la température de l'eau du réservoir pendant les journées typiques de l'été et d'hiver à Beyrouth, respectivement. L'eau dans le réservoir n'atteint la température de consigne inférieure (321 K) que deux fois en hiver et qu'une fois en été. Ceci est interprété par une augmentation de la consommation d'eau chaude en hiver, ainsi que des pertes plus élevées dans l'air ambiant qui est à des températures plus basses en hiver qu'en été. En conséquence, ce système de chauffage-eau hybride est capable de fournir tous les besoins en eau chaude à Beyrouth, toute l'année.

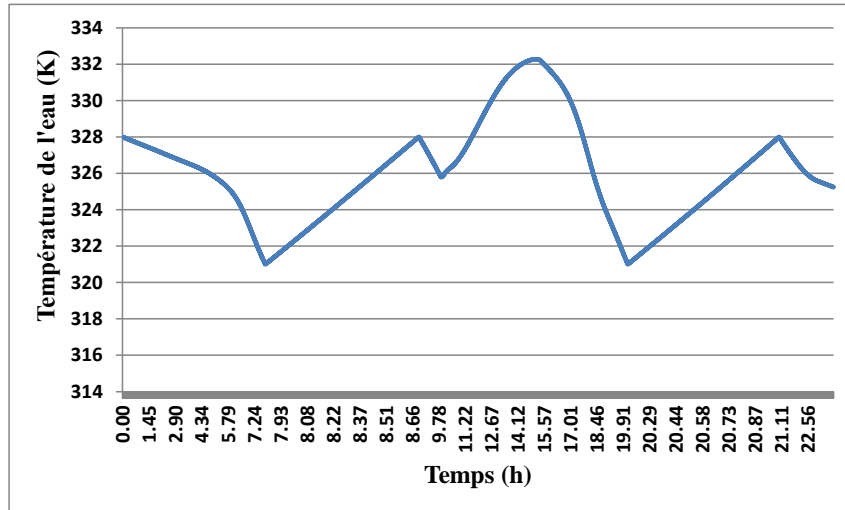


Figure4 : Variation de la température de l'eau dans une journée d'hiver à Beyrouth.

En été, le système de chauffage d'eau hybride est à zéro consommation électrique car toute l'énergie nécessaire pour le chauffage d'eau provient des sources d'énergie renouvelable. Cependant, en hiver, la pompe à chaleur consomme de l'énergie électrique comme le montre la figure 5.

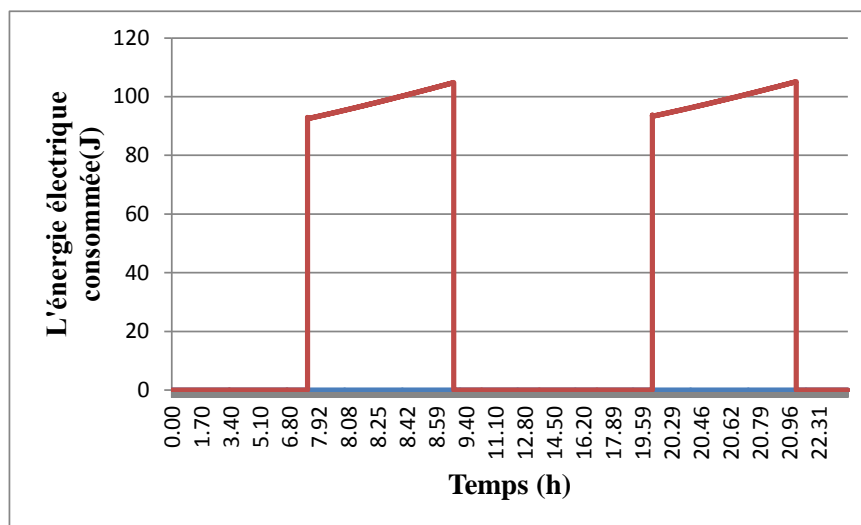


Figure5 : Variation d'énergie délivrée à la pompe à chaleur par le réseau électrique en hiver.

Le facteur de couverture renouvelable (FCR) pour le chauffage de l'eau sanitaire est défini comme le rapport de l'énergie renouvelable et l'énergie totale absorbée par l'eau dans le réservoir de stockage. Il est évalué à partir de l'équation (13) pour le système hybride proposé.

$$FCR = \frac{E_{solar} + E_{HP} - E_{grid} - HP}{E_{solar} + E_{HP}} \quad (13)$$

En utilisant l'équation (13), le facteur FCR pour les saisons d'hiver et d'été à Beyrouth sont environ 75% et 100%, respectivement. Ainsi, en utilisant le système hybride, le facteur FCR est très élevé en le comparant à celui d'un chauffe-eau électrique classique, en supposant que l'électricité est produite par des centrales thermiques.

4. Conclusion

Cet article présente la modélisation dynamique d'un système de chauffage de production d'eau chaude hybride. Le modèle développé est utilisé pour simuler les performances du système dans le climat de Beyrouth, capitale du Liban. Les résultats montrent que le système présenté pourrait fournir toute la quantité d'eau chaude nécessaire en été et en hiver. En outre, le facteur de couverture renouvelable est de 100% pour l'été et 75% pour l'hiver, ce qui est un pourcentage d'énergie renouvelable très élevé.

Références

- [1] F. Fardoun, O. Ibrahim et A. Zoughaib, Dynamic Modeling of an Air Source Heat Pump Water Heater, 10th International Energy Agency (IEA) Heat Pump Conference, Tokyo, Japan, (2011)
- [2] F. Fardoun, O. Ibrahim O et A. Zoughaib, Quasi-Steady State Modeling of an Air Source Heat Pump Water Heater, Energy Procedia, 6 (2011), 325-330
- [3] B.P. Rasmussen et A.G. Alleyne, Dynamic Modeling and Advanced Control of Air Conditioning and Refrigeration System, ACRC, technical report (2006).
- [4] S. Bendapudi, J.E. Braun et E.A. Groll, A comparison of moving-boundary and finite-volume formulations for transients in centrifugal chillers, International journal of refrigeration, (2008), 1437-1452.
- [5] B. Li, et A.G. Alleyne, A Full Dynamic Model of a HVAC Vapor Compression Cycle Interacting with a Dynamic Environment, American Control Conference, St. Louis, USA, (2009).
- [6] T.L. McKinley, et A.G. Alleyne, An advanced nonlinear switched heat exchanger model for vapor compression cycles using the moving-boundary method, International journal of refrigeration, (2008), 1253-1264.
- [7] R. Pallabazzer, Evaluation of wind generator potentiality, Solar Energy, 55 (1995), 49-59.
- [8] G. Notton, S. Diaf et L. Stoyanov, Hybrid Photovoltaic/Wind Energy Systems For Remote Locations, Energy Procedia, 6 (2011), 6666-6677.
- [9] B. Ai, H. Yang, H. Shen et X. Liao, Computer-aided design of PV/wind hybrid system, Renewable Energy, 28 (2003), 1491-1512.
- [10] Meteonorm, Global Meteorological Database, version 7
- [11] A. Hourri, H. Salloum, A. Ali, A.K. Abdel Razik et L. Hourri, Assessment of energy and financial performance of a solar hot water system in a single family dwelling: Case study from Marjeyoun-South Lebanon, LCEC-The Lebanese Center for Energy Conservation, 2009