

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et populaire

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique

Université du 20 Août 55 Skikda

Faculté de Technologie

Département: Génie Mécanique

Réf: D012118011D



جامعة 20 أوت 55 سكيكدة

كلية التكنولوجيا

قسم: الهندسة الميكانيكية

المرجع : D012118011D

Thèse Présentée en Vue de l'Obtention
du Diplôme de

Doctorat en sciences en Génie Mécanique

Option : Maintenance Industrielle

Présentée par :

Redha MENECEUR

Thème :

**Contribution à l'étude et l'optimisation d'un système
hybride photovoltaïque-thermique (PV/T)**

Soutenue publiquement le 12 /06/2018, devant le jury composé de :

Président :	Salim Haddad	MCA. Université 20 Août 1955, Skikda.
Rapporteur :	Kamel Khounfais	MCA. Université 20 Août 1955, Skikda.
Co-rapporteur:	Djillani Ben Attous	Prof. Université d'EL-Oued.
Examineurs :	Ben Moussa Hocine	Prof. Université de Batna.
Examineurs :	Metatla Abderrezak	MCA. Université 20 Août 1955, Skikda.
Examineurs :	Ammar Soukkou	MCA. Université de Jijel.



REMERCIEMENTS

Avant tout, je remercie **ALLAH** الله le Seigneur de l'Univers de m'avoir donné le courage, la force et la patience de mener à bien ce modeste travail.

Je tiens à exprimer mes sincères remerciements à **Mr. Kamel KHOUNFAIS**, Maître de conférences à l'université de 20 août 1955- Skikda, pour la confiance qu'il m'a témoigné en acceptant de diriger et encadrer les travaux de cette thèse. Je lui réitère ici mes remerciements les plus vifs pour sa patience, son aide et ses directives. Ainsi que **Mr. D. Ben ATTOUS**, Professeur à l'université Echahid Hamma Lakhdar d'El-Oued.

Mes remerciements s'adressent à **Mr. S. HADDAD**, Maître de conférences à l'université de 20 août 1955- Skikda, d'avoir accepté de présider ce jury de soutenance.

Pareillement, Je tiens à remercier **Mr. H. BENMOUSSA**, Professeur à l'université Hadj Lakhdar - Batna, **Mr. A. SOUKKOU**, Maître de Conférences à l'université de Jijel, et **Mr. A. METATLA**, Maître de conférences à l'université de 20 août 1955- Skikda d'avoir accepté d'évaluer mon travail de thèse.

Enfin, je tiens à remercier tous qui m'ont aidé.

Redha MENECEUR

Dédicace

Je dédie ce modeste travail à ma Mère, mon Père, ma

Chère petite famille,

Ainsi qu'à tous mes proches & amis...

Redha

RESUME

Le but de cette thèse est d'étudier numériquement les performances dynamiques d'une nouvelle implémentation du système PV/T, équipée d'un dispositif de refroidissement à caloduc en boucle et d'un appareil de chauffage d'eau moyennant une pompe à chaleur. Cette étude a été réalisée via un ensemble d'analyses thermo-fluides, et a permis de développer des modèles pour être simulés. Dans ce cadre, un bilan énergétique a été établi concernant le système PV/LHP considéré pour clarifier les processus de transfert et de conversion d'énergie associés. Outre l'analyse de la limite de transfert de chaleur du LHP, qui est requise avant l'étude du système intégré, la valeur maximale de transfert de chaleur du LHP a également été déterminée, la taille et la capacité des autres composants du système ont également été déterminées.

Les résultats trouvés dans ce travail indiquent que les performances du système LHP étaient élevées, car il a une capacité élevée de pompage capillaire. De plus, son fonctionnement était robuste. La modélisation permanente du LHP est également discutée lorsqu'elle était basée sur les équations de conservation pour chaque composante du LHP. Afin de valider le modèle numérique, une comparaison par rapport aux résultats expérimentaux présents dans la littérature, a été faite.

Le modèle simulé développé dans ce mémoire a pour but de prédire les performances dynamiques de différentes configurations de systèmes, de lignes et de conditions de fonctionnement à base de PV/LHP. En effet, nous nous sommes engagés à minimiser la résistance thermique existant entre la couche PV et l'absorbeur thermique par l'insertion d'une feuille revêtue d'alliage d'aluminium afin d'améliorer les échanges de chaleur. En outre, notre système photovoltaïque comprenant un panneau solaire et ABC-MPPT a été simulé et évalué, ce qui a montré des performances supérieures et a attiré beaucoup d'énergie, résultant en une réponse rapide aux changements de conditions de travail. De plus, nous avons appliqué une formule précise récente pour l'angle d'inclinaison du panneau PV/LHP afin de maintenir un angle d'incidence des rayons solaires aussi bas que possible pendant la journée. Les résultats de la simulation ont montré une bonne cohérence entre le présent modèle étudié et les résultats des simulations antérieures, en raison d'une amélioration significative des performances.

Mots-clefs : Energie solaire, Photovoltaïque, Caloducs en boucle, Optimisation numérique.

ABSTRACT

The aim of this thesis is to numerically study the dynamic performance of a novel PV/T system implementation, equipped with a loop heat pipe cooling device and based-heat pump water heating. This study was carried out via a set of thermo-fluid analyzes, and allowed to develop models to be simulated. In this context, an energy balance has been established for the PV/LHP system considered to clarify the associated energy transfer and conversion processes. In addition to the analysis of the LHP heat transfer limits, which is required prior to the integrated system study, the maximum heat transfer value of the LHP was also determined, the size and capacity of the other components of the system have been determined.

The results found in this work indicate that the performance of the LHP system was high because it has a high capacity for capillary pumping. In addition, its operation was robust. Permanent LHP modeling is also discussed when it was based on conservation equations for each LHP component. In order to validate the numerical model, a comparison with the experimental results present in the literature was carried out.

The purpose of the simulated model developed in this manuscript is to predict the dynamic performance of different PV/LHP system configurations, lines, and operating conditions. Indeed, we are committed to minimize the thermal resistance between the PV layer and the heat absorber by inserting an aluminum alloy coated fin-sheet to improve heat exchange. Furthermore, our photovoltaic system including a solar panel and ABC-MPPT was simulated and evaluated, which showed superior performances and a maximum amount of attracted energy, resulting in a quick response to changing working conditions. In addition, we applied a recent accurate formula for the tilt angle of the PV/LHP panel to maintain as low an angle of sunlight incidence as possible during the daytime. The results of the simulation showed a good coherence between the present model studied and the previous simulations results, owed to the significant performances improvement.

Keywords: Solar energy, Photovoltaic, Loop heat pipe, Numerical Optimization.

المخلص

الهدف من هذه الأطروحة هو دراسة عددية للأداء الديناميكي لتصميم نظام PV/T، مع جهاز تبريد باستعمال الأنابيب الحرارية الحلقية مع مضخة حرارية لتسخين المياه باستغلال الحرارة الملقاة. وقد أجريت هذه الدراسة من خلال مجموعة من التحليلات الحرارية السوائل، وسمحت بتطوير نماذج للمحاكاة. وفي هذا السياق، أنجزت توازنات للطاقة للأنظمة الكهروضوئية/الأنابيب الحرارية الحلقية (PV/LHP) المدروسة لتوضيح عمليات انتقال الطاقة والتحويلات المرتبطة بها. بالإضافة إلى تحليل لتحديد حدود انتقال الحرارة لنظام LHP، كما تم أيضا تحديد الحد الأقصى لقيمة نقل الحرارة من LHP وتم تحديد حجم وقدرة المكونات الأخرى للنظام.

وأظهرت نتائج هذه الدراسة أن أداء نظام LHP مرتفع لأنه يتمتع بقدرة عالية على الضخ بواسطة الخاصية الشعرية. وبالإضافة إلى ذلك، كان عملها دقيقا. كما ناقشت مختلف نماذج LHP المستعملة عند استغلال هذه التقنية. ومن أجل التحقق من صحة النموذج العددي، أجريت مقارنة مع النتائج التجريبية.

والغرض من النموذج المحاكى في هذه المذكرة هو التنبؤ بأداء مختلف تكوينات النظام PV/LHP وخطوط وظروف التشغيل. في الواقع، مع أخذ بعين الاعتبار الحد من المقاومة الحرارية بين طبقة PV و نظام LHP عن طريق إدراج سبائك الألومنيوم المغلفة كسطح ممتد ناقل لتحسين التبادل الحراري. وبالإضافة إلى ذلك، فإن نظام الكهروضوئية في لوحة للطاقة الشمسية قد خضع للدراسة باستخدام خوارزمية مملكة النحل (ABC)، وقد أثبت أنه أكثر نجاعة وأكثر كفاءة مما اعطى أداء أفضل وكمية أقل من استهلاك الطاقة. وبالإضافة إلى ذلك، لدينا صيغة حديثة لزوايا الميل للوحة PV/LHP للحفاظ على أمثل زاوية الورود الممكنة خلال النهار. وأظهرت نتائج المحاكاة اتساقا جيدا بين النموذج الحالي ونتائج المحاكاة السابقة.

كلمات مفتاحية : طاقة شمسية، كهروضوئية، الأنابيب الحرارية الحلقية، الامتثال العددي.

TABLE DES MATIÈRES

DEDICACE	
REMERCIEMENTS	
RESUME EN FRANCAIS	
RESUME EN ANGLAIS	
RESUME EN ARABE	
TABLE DES MATIÈRES	
LISTE DES FIGURES.....	i
LISTE DES TABLEAUX.....	ii
ABRÉVIATIONS.....	iii
NOMENCLATURE.....	iv
INTRODUCTION GENERALE.....	1
CHAPITRE I	
GENERALITES ET REVUE DE LA LITTERATURE	
I.1. Introduction.....	4
I.2. Concepts de base, théorie, classification et évaluation des performances de la technique PV/T.....	4
I.2.1. Concept de base et théorie derrière le fonctionnement PV/T... ..	4
I.2.2. Classification de la technologie PV/T	7
I.3. Etat de l’art sur les systèmes PV/T et PV/LHP.....	12
I.3.1. Systèmes hybrides (PV/T)	12
I.3.2. Systèmes hybrides (PV/LHP).....	14
I.3.3. Analyse des travaux examinés.....	18
I.4. Développement de la nouvelle technique PV/T induite par la présente thèse.....	21

I.5. Conclusion.....22

CHAPITRE II

MOTIFS CONCEPTUELS DU SYSTEME PV/LHP

II.1. Introduction.....23

II.2. Description du système et principe de fonctionnement.....23

II.3. Paramètres du nouveau système PV/LHP muni de pompe à chaleur.....27

II.4. Conception paramétrique des composants du système.....28

II.4.1. Couverture de vitrage 28

II.4.2. Couche PV à base d'alliage d'aluminium 28

II.4.3. LHP avec ailette en feuille d'aluminium..... 28

II.4.4. Échangeur de chaleur à plaque plane 30

II.4.5. Pompe à chaleur 30

II.4.6. Matériau d'isolation 31

II.4.7. Système de contrôle et de stockage électrique 31

II.5. Conclusion.....32

CHAPITRE III

ANALYSE THEORIQUE, MODELISATION ET VALIDATION DES MODELES DE SIMULATIONS

III.1. Introduction.....33

III.2. Modèle analytique pour la limite de transfert de chaleur du LHP.....33

III.2.1. Objectif de modélisation pour la limite de transfert de chaleur du LHP..... 33

III.2.2. Théorie des fluides thermiques et équations mathématiques associées du modèle de transfert de chaleur du LHP 33

III.2.3. Algorithme pour l'exploitation du modèle de transfert thermique LHP..... 43

III.3. Modèle stationnaire pour l'étude thermohydraulique du système LHP.....44

III.3.1. Objectif de modélisation thermohydraulique du système LHP 44

III.3.2. Théorie des fluides thermiques et équations mathématiques associées du modèle thermohydraulique du LHP 44

III.3.3. Validation du modèle	51
III.4. Modèle dynamique pour l'évaluation des performances du système.....	54
III.4.1. Objectif de modélisation pour la performance dynamique du système	54
III.4.2. Théorie des fluides thermiques et équations mathématiques associées du modèle dynamique du système	54
III.4.3. Clarification de l'ensemble des modèles de radiation.....	61
III.4.4. Discrétisation et résolution du système d'équations différentielles	64
III.4.5. Efficacité énergétique globale.....	65
III.4.6. Algorithme pour l'exploitation du modèle dynamique du système.....	66
III.4.7. Les caractéristiques électriques des modules photovoltaïques	67
III.4.7.1 Modélisation d'un générateur photovoltaïque	67
III.4.7.2 Caractéristique courant-tension d'un module photovoltaïque	69
III.4.8. Approche d'optimisation par l'algorithme ABC (Artificial Bee Colony).....	71
III.4.8.1. Algorithme ABC par comportements élémentaires.....	71
III.4.8.2. Etapes de l'algorithme ABC	73
III.4.8.3. Application de ABC- MPOP.....	74
III.4.9. Validation du modèle dynamique	74
III.5. Conclusion.....	75

CHAPITRE IV

RESULTATS ET DISCUSSIONS

IV.1. Introduction.....	79
IV.2. Limites de transfert de chaleur du LHP déterminées.....	80
IV.2.1. Impact de la température de fonctionnement.....	80
IV.2.2. Impact de la structure de la mèche.....	81
IV.2.3. Impact du diamètre de l'évaporateur	81
IV.2.4. Impact de la longueur de l'évaporateur	82
IV.2.5. Impact de l'angle d'inclinaison de l'évaporateur	82
IV.3. Investigation du modèle thermohydraulique du système LHP.....	83
IV.3.1. Impacts de l'angle d'inclinaison sur les performances du système LHP	83
IV.3.2. Impacts des flux thermiques imposés sur les performances du système LHP	83
IV.3.3. Profils de la température et de pression le long de la ligne vapeur	88

IV.4. Investigation dynamique du modele PV/ LHP considéré.....	89
IV.4.1. Evolution de la température du système.....	89
IV.4.2. Efficacité électrique et production d'énergie instantanées.....	89
IV.4.3. Efficacité thermique et production d'énergie instantanées	90
IV.4.4. Efficacité de refroidissement correspondant au rendement global	92
IV.4.5. Evolution temporelle du profil de température dans l'ailette feuilletée en aluminium...96	96
IV.4.6. Gain calorifique pour l'eau et débit massique de fluide frigorigène.....	98
IV.5. Optimisation numérique du modèle analytique du générateur PV.....	99
IV.5.1. Influence de la température et de l'éclairement.....	97
IV.5.2. Application de l'algorithme ABC à la recherche de la MPPT	100
IV.6. Conclusion.....	104
CONCLUSION GENERALE.....	105
BIBLIOGRAPHIE	107
ANNEXE.....	116

LISTE DES FIGURES

Fig. 1- 1: Relation efficacité-température établie [4].....	5
Fig. 1- 2: Réseau de différentes technologies de conversion solaire.	5
Fig. 1- 3: Schéma d'une section transversale focalisée d'un module PV/T typique.	6
Fig. 1- 4: Coupes transversales de modules PV/T à base d'air [7].....	8
Fig. 1- 5: Coupes transversales de modules PV / T à base d'eau [7].....	8
Fig. 1- 6: Coupe transversale d'un panneau de toit d'évaporateur PV [8].....	9
Fig. 1- 7: Schéma d'un caloduc conventionnel.	10
Fig. 2-1: (a) Vue schématique de la conception et du fonctionnement du LHP, et (b) Schéma synoptique d'un système de chauffage solaire utilisant le dispositif de pompe à chaleur PV / LHP.	24
Fig. 2- 2: (a) Conception du collecteur PV/LHP, et (b) configuration de la couche PV [11].	25
Fig. 2- 3: Cycle thermodynamique de la pompe à chaleur dans un diagramme de T-S.....	26
Fig. 2- 4: Schéma du système de contrôle et de stockage électrique solaire.	32
Fig. 3- 1: Schéma des couplages thermiques et hydrodynamiques dans le LHP [11].....	34
Fig. 3- 2: Paramètres des mèches et des pores dans l'évaporateur et le condenseur.....	37
Fig. 3- 3: Organigramme de calcul des limites de transfert de chaleur du LHP.....	43
Fig. 3- 4: Vue schématique de la conception et du fonctionnement du LHP	45
Fig. 3- 5: Schéma de l'évaporateur et analogie électrique.....	46
Fig. 3- 6: Schéma de la ligne vapeur.	48
Fig. 3- 7: Schéma du système PV /LHP hybride et des couches de lamination PV.....	55
Fig. 3- 9: Grille de maillage pour l'ailette en feuille le long de sa largeur [11]	57
Fig. 3- 9: Organigramme pour le calcul du modèle dynamique.....	66
Fig. 3- 10: Schéma du circuit du modèle PV.	67
Fig. 3- 11: Caractéristique courant-tension d'un module photovoltaïque [103].....	69
Fig. 3- 12: Caractéristique I(V) et P(V) d'un module photovoltaïque [103]	69
Fig. 4- 1: Variation du débit de la vapeur d'eau en fonction de la puissance dissipée.....	84
Fig. 4- 2: Variation de la température de la vapeur dans le canal pour différents angles d'inclinaison	84
Fig. 4- 3 Variation de la température de la paroi de l'évaporateur pour les différents angles d'inclinaison	85
Fig. 4- 4: Résistance thermique de la paroi de l'évaporateur en fonction de la puissance imposée, pour les différents angles d'inclinaison.....	86

Fig. 4- 5: Résistance thermique de la vapeur dans le canal en fonction de la puissance imposée, pour les différents angles d'inclinaison	87
Fig. 4- 6: Variation de la température de vapeur en fonction de la longueur du canal vapeur, pour différents flux imposés, (où $\theta=90^\circ$, et $T_{amb}=20^\circ C$)	88
Fig. 4- 7: Chute de la pression de la vapeur en fonction de longueur du canal vapeur, pour différents flux imposés, (où $\theta=90^\circ$, et $T_{amb}=20^\circ C$)	88
Fig. 4- 8: Profils de (a) la température et de (b) la pression le long de la ligne vapeur, pour ($Q_{in}=100W$ $\theta=90^\circ$, et $T_{amb}=20^\circ C$)	89
Fig. 4- 9: Irradiation solaire et température de l'air ambiant mesurées en temps réel pour la région d'Alger.	89
Fig. 4-10: Évolution de la température dans divers composants PV / LHP.	90
Fig. 4- 11: Efficacité électrique instantanée et variations de la production d'énergie.....	91
Fig. 4- 12: Variations instantanées de l'efficacité thermique et de la production d'énergie.....	92
Fig. 4- 13: Efficacité de refroidissement et comportement d'efficacité totale.....	93
Fig. 4- 14: PV / LHP a évalué les efficacités énergétiques.....	93
Fig. 4- 15: Profile de distribution de température dans une ailette en aluminium feuilletée.	95
Fig. 4- 16: Profile 3D de distribution de la température dans la feuille métallique.	96
Fig. 4- 17: Gain en chaleur pour l'eau et débit massique de fluide frigorigène le long de la journée.	96
Fig. 4- 18: Variation de la MPOP avec la température ambiante.....	99
Fig. 4- 19: Variation de la MPOP avec l'ensoleillement du jour 3/1/2015.....	98
Fig. 4-20: Variation de la MPOP avec l'ensoleillement et la température ambiante en même temps à partir des caractéristiques P-V.	99
Fig. 4- 21: Courant et tension optimaux d'un jour ensoleillé.	102
Fig. 4- 22: Puissance optimale d'un jour ensoleillé.....	103

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1- 1: <i>La comparaison des caractéristiques de différents types de PV / T.</i>	11
Tableau 2- 1: <i>Résumé des différents paramètres pour une caractérisation plus poussée.</i>	27
Tableau 2- 2: <i>Autres paramètres pour les couvercles de vitrage [11].</i>	28
Tableau 2- 3: <i>Paramètres de conception du panneau PV à base d'alliage d'aluminium [11].</i>	28
Tableau 2- 4: <i>Structure de la mèche dans l'évaporateur LHP [11].</i>	29
Tableau 2- 5: <i>Paramètres de conception de l'opération LHP [11].</i>	
Tableau 2- 6: <i>Propriétés thermodynamiques de l'eau avec des températures de fonctionnement.</i>	30
Tableau 2- 7: <i>Paramètres de conception de l'échangeur de chaleur à plaques planes [11].</i>	30
Tableau 2- 8: <i>Exemples de propriétés thermodynamiques du réfrigérant R134a dans la pompe à chaleur</i>	31
Tableau 2- 9: <i>Propriétés thermiques de quelques matériaux isolants [59].</i>	31
Tableau 3- 1: <i>Comparaison entre les résultats de la simulation LHP et les données de test publiées</i>	
Tableau 3- 2: <i>Comparaison de données et de résultats moyennés.</i>	75
Tableau 3- 3: <i>analyses de performance et méthodes d'évaluation de certaines études.</i>	75
Tableau 4- 1: <i>Impact de la température de fonctionnement sur les performances de transfert de chaleur du LHP.</i>	80
Tableau 4- 2: <i>Impact de la structure de la mèche (couche poreuse) sur les performances de transfert de chaleur du LHP</i>	81
Tableau 4- 3: <i>Impact du diamètre de la conduite (évaporateur) sur les performances de transfert de chaleur du LHP.</i>	81
Tableau 4- 4: <i>Impact de la longueur de la conduite (l'évaporateur) sur les performances de transfert de chaleur du LHP</i>	82
Tableau 4- 5: <i>Impact de l'angle d'inclinaison de l'évaporateur sur les performances de transfert de chaleur du LHP</i>	82
Tableau 4- 6: <i>Résultat de l'optimisation avec une température variable et un éclaircissement constant à 1000 W/m²</i>	98
Tableau 4- 7: <i>Résultats de l'optimisation avec différents éclaircissement et température constante</i>	98

ABRÉVIATIONS

Al	Aluminium
BFD	Formule de différenciation en arrière
BIPV	Bâtiment photovoltaïque intégré
COP	Coefficient de performance
CPT	Coût de remboursement
EPBT	Temps de récupération d'énergie
EVA	Ethylène-acétate de vinyle
FDM	Méthode des différences finies
HVAC	Chauffage, ventilation et climatisation
IM	Méthode itérative
IPVTS	Système photovoltaïque / thermique intégré
LHP	Caloduc en boucle
ODE	Équation différentielle ordinaire
OHP	Caloduc d'oscillant
EDP	Équation différentielle partielle
PV	Photovoltaïque
PV / e	Photovoltaïque / évaporateur
PV / FPHP	Photovoltaïque / caloduc plat
PV / LHP	Photovoltaïque / caloduc en boucle
PV / SAHP	Pompe à chaleur solaire photovoltaïque
PV / T	Photovoltaïque / thermique
TPT	Tedlar-Polyester-Tedlar

NOMENCLATURE

A	surface (m ²)	φ	angle d'inclinaison
c_p	chaleur spécifique à pression constante (J/kg-K)	Les indices	
C	constant; coût	a	air
D	diamètre (m)	abs	absorption
f	fraction solaire; facteur de frottement	aG	pression hydrostatique axiale
F	coefficient de frottement	b	base; bulles
F'	facteur d'efficacité	bos	équilibre du système
F_f	efficacité de l'ailette standard	BL	limite d'ébullition
F_R	facteur d'élimination de la chaleur	c	couverture; collectionner; compresseur
F_{th}	facteur d'efficacité thermique	c,max	capillaire maximum
g	accélération de la gravité (m/s ²)	c,r	zone transversale du fluide frigorigène
h	coefficient de transfert de chaleur (W/m-K)	c,t	énergie de condensation
h_c	coefficient de transfert de chaleur par convection (W/m-K)	c_1	feuille de couverture interne
h_{fg}	chaleur latente de vaporisation (J /kg)	c_2	feuille de couverture externe
h_m	angle d'heure (rad)	CL	limite capillaire
h_R	coefficient de transfert de chaleur radiatif (W/m-K)	e	électricité; évaporateur
H	enthalpies thermiques (kJ/kg)	ei	isolation électrique
H_h	hauteur de la plaque d'échangeur de chaleur (m)	el	électrique
I	intensité du rayonnement solaire (W/m ²)	en	électricité nette
k	conductivité thermique (W/m ² -K)	exp	expérience
K	coefficient d'extinction de la couverture en verre	EL	limite d'entraînement
K_p	perméabilité de mèche (m ²)	f	feuille d'ailette; rainure
L	longueur (m)	fc	centre de la feuille d'aileron
L_m	latitude locale	fe	bord de la feuille d'aileron
		fl	liquide rempli
		fs	isolation autour de la feuille d'ailette
		FL	limite de masse de remplissage liquide

m	débit massique (kg/s); moléculaire	g	rainure
M	masse (kg); nombre de Mach	g,pv	verre de limitation PV
n	nombre de maillage; nombre d'itération	G	gravité
n_g	rapport de l'indice de réfraction	hp	caloduc
N	nombre	hp,in	paroi intérieure du caloduc
Nu	nombre de Nusselt	hp,o	paroi extérieure de caloduc
P	pression (Pa)	hp,w	paroi de caloduc
P_o	puissance de sortie mesurée (W)	hx	échangeur de chaleur
Pr	nombre de Prandtl	hx,hp	échangeur de chaleur pour caloduc
q	flux d'énergie par unité de surface (W/m ²)	hx,in	échangeur de chaleur intérieur
Q	flux d'énergie (W)	hx,o	échangeur de chaleur externe
r	résistance thermique par surface (m ² -K/W)	hx,r	réfrigérant dans l'échangeur de chaleur
rh,s	rayon hydraulique du port de mèche (m)	i	nœud de longueur différentielle; entrée; couche
r_e	rayon capillaire efficace (m)	k	nœud de temps différentiel
R	résistance thermique (K/W)	l	liquide
Ra	nombre Rayleigh	lf	film liquide
Re	nombre de Reynold	L	perte
R_o	constante de gaz universelle (kJ/kmol-K)	m	signifier; module
R_v	constante de vapeur (kJ/kg-K)	mtl	remplacer les matériaux
t	temps (s)	o	global; couche externe
T	température (K)	out	sortie
Tsu	température solaire à 6000 K	p	PV; pression
U	coefficient de perte de chaleur (W/m ² -K)	PV/T	PV/thermique
V	vitesse (m/s)	r	réfrigérant
W	largeur (m)	rc	température de référence
x	paramètre de largeur; paramètre à la masse de remplissage liquide	r,e	évaporateur de réfrigérant
x_r	taux de saturation du frigorigène	r,l	réfrigérant liquide

r,m mean réfrigérant

Lettres grecques

α	taux d'absorption; largeur à longueur	<i>s</i>	pression hydrostatique radiale
βp	facteur d'emballage PV	<i>s,g</i>	rainure solide
βPV	coefficient de température d'efficacité	<i>sim</i>	simulation
γ	rapport de chaleur spécifique de vapeur	<i>s,ms</i>	écran de maille solide
$r_{//}$	composants parallèles du rayonnement non polarisé pour les surfaces lisses	<i>s,sp</i>	poudre frittée solide
r_{\perp}	Composants perpendiculaires du rayonnement non polarisé pour les surfaces lisses	<i>SL</i>	limite sonique
δ	épaisseur (m)	<i>th</i>	thermique
δm	angle de déclinaison (rad)	<i>u</i>	utile
ε	émissivité; porosité; la résistance	<i>v</i>	vapeur
E	sortie d'énergie	<i>v,e</i>	noyau de vapeur dans l'évaporateur
ξ	efficacité exergetique	<i>vt</i>	vapeur dans un raccord à trois voies
Z	réduction des gaz à effet de serre	<i>vtl</i>	ligne de transport de vapeur
η	efficacité énergétique	<i>vtl,in</i>	ligne de vapeur intérieure
θ	pente de collecteur (rad)	<i>vtl,o</i>	ligne de vapeur externe
θe	angle de contact de l'évaporateur (rad)	<i>VL</i>	limite visqueuse
θI	angle d'incidence (rad)	<i>w</i>	eau
$\theta 2$	angle de réfraction du faisceau solaire direct (rad)	<i>wi</i>	mèche
μ	viscosité dynamique (kg/m-s)	<i>wi,g</i>	groove mèche
ν	viscosité cinématique (m ² /s)	<i>wi,ms</i>	mèche d'écran de maille
ρ	densité (kg / m ³)	<i>wi,sp</i>	mèche de poudre frittée
σ	Stefan-Boltzmann constante; coefficient de tension superficielle (N/m)	<i>wm</i>	milieu de travail
Σ	énergie incarnée	<i>ws</i>	isolation du réservoir d'eau
τ	transmittance	<i>ws,in</i>	isolation du réservoir interne
$\tau_{c,a}$	transmittance pour l'absorption	<i>ws,o</i>	isolation de réservoir externe

INTRODUCTION GENERALE

INTRODUCTION GENERALE

Les cellules solaires agissent comme de bons collecteurs de chaleur dans les systèmes hybrides photovoltaïque-thermiques (PV/T) et peuvent être intégrés et optimisés pour utilisation dans les habitations en fournissant simultanément du courant continu DC et de la chaleur considérés comme énergies renouvelables. Pendant les quatre dernières décennies, de nombreux systèmes PV/T et produits innovants ont été optimisés et documentés. La littérature est abondante en matière de l'évaluation académique et professionnelle de ces innovations, la gamme de modèles théoriques et les données expérimentales validées.

A l'heure actuelle, la majorité des réalisations pratiques des systèmes hybrides PV/T est encore limitée à des applications expérimentales. Un collecteur d'un système hybride PV/T représente seulement une partie d'une application énergétique donnée. Si on veut préparer de l'eau chaude domestique avec un système bien défini, ce système comprend le stockage thermique, la tuyauterie, l'unité de pompage et de contrôle. Les applications intégrées dans les habitations font l'objet de diverses investigations et examens détaillés, telles que les caloducs en boucles (LHP), les pompes à chaleur PV/T intégrées et les concentrateurs hybrides PV/T.

Le dispositif photovoltaïque le plus répandu dans le monde est le panneau photovoltaïque, dont la sortie électrique dépend de la température de fonctionnement. On sait qu'une augmentation de 1°C de la température de la cellule PV entraîne une réduction de 0.5% du rendement électrique pour une cellule à base de silicium cristallin, et de 0.25% pour une cellule à base de silicium amorphe.

Pour contrôler la température de la cellule, plusieurs mesures ont été appliquées pour éliminer la chaleur accumulée sur la surface arrière des modules PV et pour utiliser davantage de la chaleur évacuée. Cette approche, connue sous le nom de technologie photovoltaïque/thermique (PV/T), permet la double fonction de collecte solaire dans un module pour la production d'électricité et de chaleur. Comme une sorte de systèmes PV/T, la technologie hybride photovoltaïque /caloduc a conclu par plusieurs études récentes comme le système le plus compromettant en termes de prix / efficacité et a le potentiel de surmonter les difficultés persistantes des systèmes PV/T.

Introduction générale

Plusieurs travaux de recherche ont conclu que l'application du caloduc en boucle (LHP) dans le système PV/T pourrait permettre de surmonter les difficultés persistantes. Le LHP est considéré comme un type particulier de caloduc qui est connu par sa grande capacité de transfert thermique à distance et passivement via la circulation d'un fluide caloporteur (de travail) dans la boucle fermée. Il a déjà été largement utilisé dans les contrôles thermiques dans les satellites, engins spatiaux, l'électronique et les systèmes de refroidissement/chauffage, tandis que son introduction et son application dans le domaine de l'énergie solaire a été récemment proposées.

Contrairement aux précédents travaux d'études du PV/LHP, une nouvelle feuille en alliage d'aluminium revêtue utilisée comme base pour échanger de la chaleur, en remplaçant la base traditionnelle fabriquée en couches du Floride polyvinyle (PVF) et du polyester appelée Tedlar-Polyester-Tedlar (TPT) afin d'améliorer le transfert de chaleur du module PV à l'absorbeur thermique, puis à LHP, mais encore élève relativement la résistance thermique sous la couche PV en résultat de la conductivité thermique modérée de la couche en film d'éthylène-acétate de vinyle dite film EVA, ce qui signifie qu'une partie considérable de la chaleur sera toujours piégée à l'intérieur du module PV. D'ailleurs, d'autres travaux ont proposé une couche EVA dopée au nitrure de bore dédiée aux systèmes PV/T afin d'assurer une bonne conductivité thermique dans le module PV, mais encore, la rentabilité de cette nouvelle technique est encore faible si elle est utilisée avec la base TPT classique en raison de sa faible conductivité thermique, ainsi pour ces raisons qu'on a proposé d'insérer la nouvelle feuille en alliage d'aluminium revêtue comme base des cellules PV pour augmenter le flux de chaleur. En outre, la méthode appelée algorithme ABC pour la détermination du MPPT a été appliquée à notre système simulé, et a été évaluée pour montrer des performances supérieures de fonctionnement, et a éprouvé un beaucoup de gain d'énergie, résultant en une réponse rapide aux changements de conditions de travail.

L'objectif de cette thèse, consiste en la détermination concise en ample précision de la meilleure rentabilité du rayonnement solaire, et dans l'investigation de l'application de deux idées innovantes pour ce système. La première vise à améliorer la conduction thermique dans tout le système et évacue rapidement de la chaleur du panneau photovoltaïque, ce qui va certainement améliorer les performances du système. La deuxième consiste en l'utilisation d'un angle d'inclinaison permettant plus de temps d'ensoleillement pendant la journée. Nos résultats visés de cette recherche apporteront une certaine valeur ajoutée au développement de la

Introduction générale

technologie PV/T, et encourageront la poursuite des travaux de conception et d'expérimentation du système proposé.

Le présent mémoire de thèse sera divisé comme suit :

Introduction : ceci décrit brièvement le contexte de recherche, la signification, les objectifs, le concept de recherche, la méthodologie et la nouveauté du sujet de thèse.

Chapitre I - Généralités et revue de la littérature : il s'agit d'un examen des technologies PV/T existantes, y compris la théorie de base, la méthodologie de recherche, l'historique PV/T et PV/LHP, suivis d'analyse de synthèses des travaux déjà examinés.

Chapitre II - Motifs conceptuels du système PV/LHP : décrivant le principe de fonctionnement de base du système, et en créant une conception schématique pour les composants clés. Les structures, les matériaux, les paramètres géométriques et les conditions de fonctionnement du système sont synthétisés pour être introduits ultérieurement dans la simulation du modèle théorique.

Chapitre III - Analyse théorique, modélisation et validation des modèles de simulations : dans ce chapitre on a développé un ensemble de modèles de simulation numériques dédiés au dispositif LHP et à l'ensemble du système PV/LHP en analysant les équations fondamentales des bilans énergétiques, de l'irradiation (rayonnement) solaire, du transfert de chaleur au sein du dit système, du fluide caloporteur et de la génération photovoltaïque. Ainsi qu'une brève approche appliquant la méthode d'optimisation baptisée Algorithme ABC, pour déterminer le point maximal de puissance électrique (MPPT).

Chapitre IV - Résultats et discussion : il s'agira de discuter des résultats de la simulation du système dans des conditions climatiques réelles, de comparer les résultats avec des expériences précédemment publiées de systèmes similaires et d'interpréter en détail les parcelles obtenues, puis de tirer des conclusions.

Chapitre I :

GENERALITES & REVUE DE LA

LITTERATURE

GENERALITES ET REVUE DE LA LITTERATURE

I.1. Introduction

Ce chapitre effectuera un examen critique des progrès de la recherche et développement (R&D) et de l'application pratique des techniques solaires PV/T. Les objectifs principaux sont brièvement donnés comme suit :

- 1) Présenter le concept de la technique PV/T et la théorie qui la sous-tend.
- 2) Illustrer une revue complète de la littérature dans l'histoire de la R&D.
- 3) Analyser la revue dans les catégories du type PV/T.
- 4) Identifier les principales caractéristiques, les faits saillants de la recherche et les obstacles techniques existants des divers techniques PV/T.

I.2. Concepts de base, théorie, classification et évaluation des performances de la technique PV/T

I.2.1. Concept de base et théorie derrière le fonctionnement PV/T

Les cellules PV sont bien connues en tant que semi-conducteurs produisant de l'électricité solaire, où l'efficacité solaire est un paramètre critique pour justifier leur performance, qui dépend largement des matériaux et de la température des cellules. Globalement, le rendement électrique du PV est compris entre 6% et 18%, valeur mesurée à la température nominale de la cellule opératoire (0,8 kW/m² du rayonnement solaire, 20°C de température ambiante et 1 m/s de la vitesse de l'air) [1]. Il est bien connu que l'efficacité électrique d'une cellule PV diminue suite à une augmentation de sa température de fonctionnement, comme le montre la figure.1-1. Le photon de plus grandes longueurs d'onde frappant les cellules solaires génère beaucoup de chaleur que celle des paires électrons-trous. L'augmentation de 1°C de la température d'une cellule PV entraîne une réduction de 0,4% à 0,5% du rendement électrique pour les cellules au silicium cristallin [2] - [3] et de 0,25% pour les cellules amorphes au silicium (Si) [4].

Un collecteur hybride photovoltaïque/thermique (en abrégé PV/T) est la combinaison d'un collecteur PV sur le dessus et d'un collecteur thermique sur le fond. L'idée derrière la combinaison de ces deux est d'augmenter l'efficacité électrique de PV et de faire la pleine utilisation du rayonnement solaire en faisant circuler un fluide, qui va extraire la chaleur de la surface cachée de PV et rassembler la chaleur résiduelle efficacement.

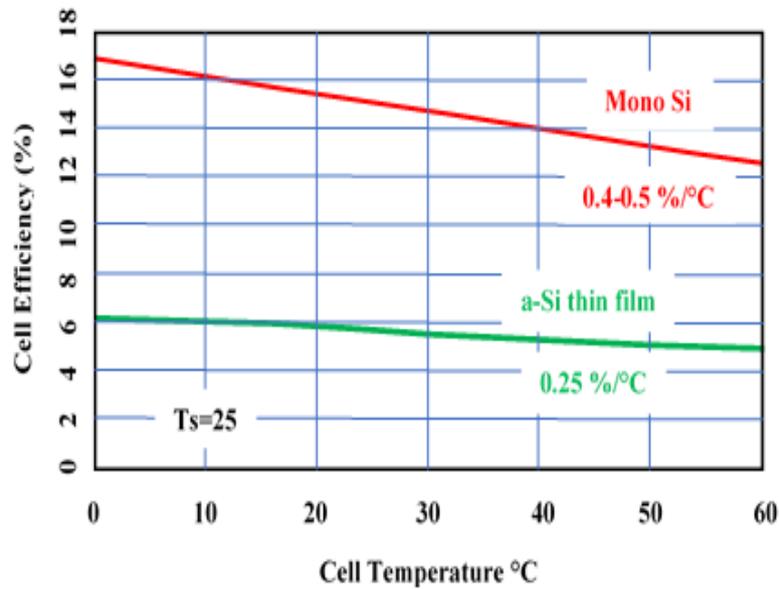


Fig. 1-1: Relation efficacité-température établie [4].

De plus, dans les cas où un chauffage est requis, la chaleur extraite des modules PV constitue un deuxième avantage, avec l'augmentation des performances du module PV. Ainsi, ce capteur solaire hybride peut obtenir un rendement solaire global amélioré et constituer une méthode efficace pour l'utilisation de l'énergie solaire [5]. Le dispositif PV/T représente une nouvelle direction pour le chauffage renouvelable et la cogénération d'énergie (figure.1-2).

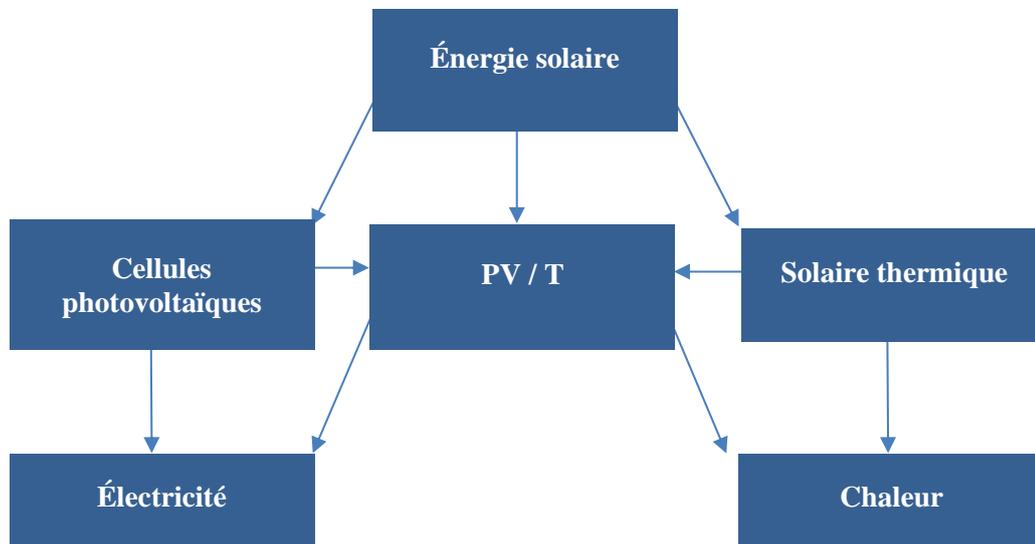


Fig. 1-2 : Réseau de différentes technologies de conversion solaire.

Un module PV/T typique est une structure en comprenant plusieurs couches : un vitrage transparent à plaque plate en tant que couche supérieure, une couche de cellules photovoltaïques ou une stratification PV commerciale sous le couvercle avec un petit entrefer, un absorbeur

thermique adhérant étroitement à la couche PV, et une couche thermiquement isolée située immédiatement au-dessous des canaux d'écoulement. Toutes les couches sont fixées dans un cadre en utilisant des pinces et des connexions adéquates. La figure. 1-3 montre un schéma d'une structure de module PV/T typique.

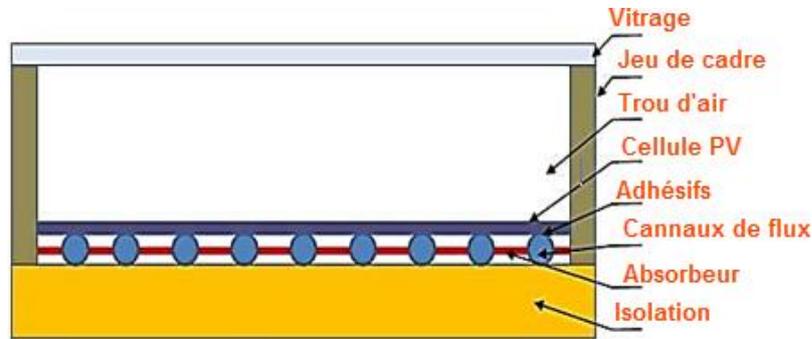


Fig. 1-3: Schéma d'une section transversale focalisée d'un module PV/T typique.

L'efficacité globale est la somme de l'efficacité thermique du capteur et de l'efficacité électrique PV.

$$\eta_0 = \eta_{th} + \eta_e \quad (\text{I. 1})$$

où, η_0 est l'efficacité globale, η_{th} et η_e représentent les rendements thermique et électrique respectivement.

(1) Efficacité thermique

Énergie thermique utile pour l'irradiation globale de l'incident et donnée par :

$$\eta_{th} = \frac{Q_u}{IA_c} \quad (\text{I. 2})$$

où Q_u est l'énergie thermique utile (W), I est l'irradiation incidente (W/m^2) et A_c est la zone de collecte du module (m^2).

La chaleur recueillie par le capteur PV/T plat peut être donnée par :

$$Q_u = mc_p(T_{out} - T_i) \quad (\text{I. 3})$$

où m est le débit massique du fluide de travail (kg/s), c_p est la capacité calorifique spécifique à une pression constante du milieu de travail (J/kg-K), T_{out} et T_i sont les températures de la sortie et de l'entrée du module (K).

où pourrait simplement être exprimée par la différence dans le rayonnement solaire absorbé, la perte de chaleur et l'énergie électrique produite :

$$Q_u = A_c [I(\tau\alpha) - U_L(T_{p,m} - T_a) - q_e] \quad (\text{I. 4})$$

où $\tau\alpha$ est le coefficient de transmittance-absorption de la couverture de vitrage, U_L est le coefficient de perte de chaleur ($\text{W/m}^2\text{-K}$), $T_{p,m}$ et T_a sont les températures du module PV et de la température ambiante (K), q_e est la production électrique du module par unité de surface (W/m^2).

(2) Efficacité électrique

L'efficacité électrique d'un module PV diminue avec l'augmentation de la température de fonctionnement de la cellule [6]. Sa formule est donnée par :

$$\eta_e = \eta_{rc} [1 - \beta_{PV}(T_p - T_{rc})] \quad (\text{I. 5})$$

où, η_{rc} est le rendement électrique initial à la température de référence, β_{PV} est le coefficient de température d'efficacité cellulaire ($1/\text{K}$), T_p et T_{rc} sont respectivement la température de la cellule PV et sa température de référence (K).

En variante, le rendement électrique (η_e) d'un module PV est représenté par l'énergie électrique générée, Q_e (W), par rapport au rayonnement solaire global incident, donnée par

$$\eta_e = \frac{Q_e}{IA_c} \quad (\text{I. 6})$$

I.2.2. Classification de la technologie PV/T

Les modules PV/T peuvent être classés en différents groupes en termes de configuration, de fluide de refroidissement, de niveau de température et de fonction. Du point de vue du refroidissement, ils existent actuellement quatre types de capteurs PV/T, à savoir les dispositifs développés à partir d'air, d'eau, de fluides frigorigènes et de caloducs.

(1) Technologie PV/T à base d'air

Habituellement, ce système PV/T est conçu pour les utilisateurs finaux qui ont besoin d'air chaud, de chauffage des locaux, de séchage agricole / herbacé ou de ventilation accrue. Pour ce type de module, l'air peut être délivré par le haut, par le bas ou des deux côtés de l'absorbeur PV, comme indiqué sur la figure 1-4.

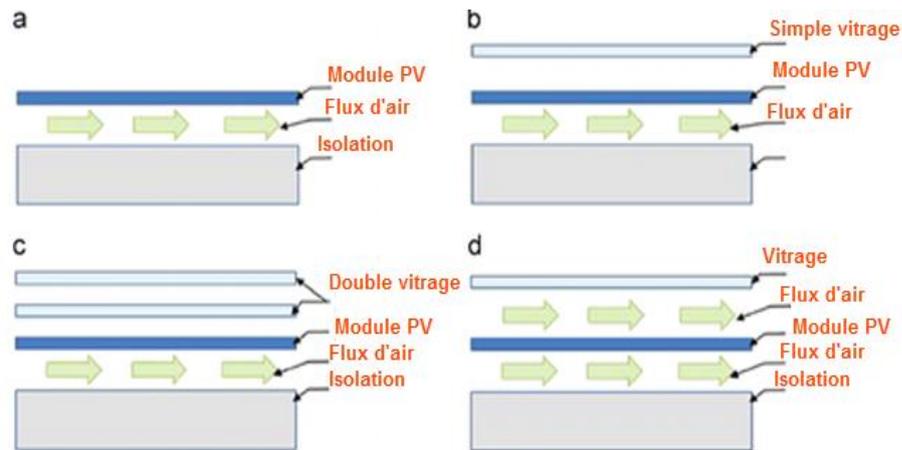


Fig. 1-4: Coupes transversales de modules PV/T à base d'air [7].

(2) Technologie PV/T à base d'eau

Un module PV/T à base d'eau a une structure similaire à celle d'un capteur solaire classique à plaque plate. L'absorbeur est atteint avec de nombreuses cellules photovoltaïques qui sont connectées en série ou en parallèle et fixées sous une serpentine ou une série de tubes parallèles. L'eau est obligée de circuler à travers les tubes et, si la température de l'eau reste basse, les cellules PV seront refroidies, ce qui conduira à une efficacité électrique accrue. Zondag et al. [7] ont abordé plusieurs modèles d'écoulement de l'eau pour les collecteurs PV/T, la feuille et le tube, le canal, le flux libre et deux types d'absorbeurs, qui sont représentés schématiquement sur la figure 1-5.

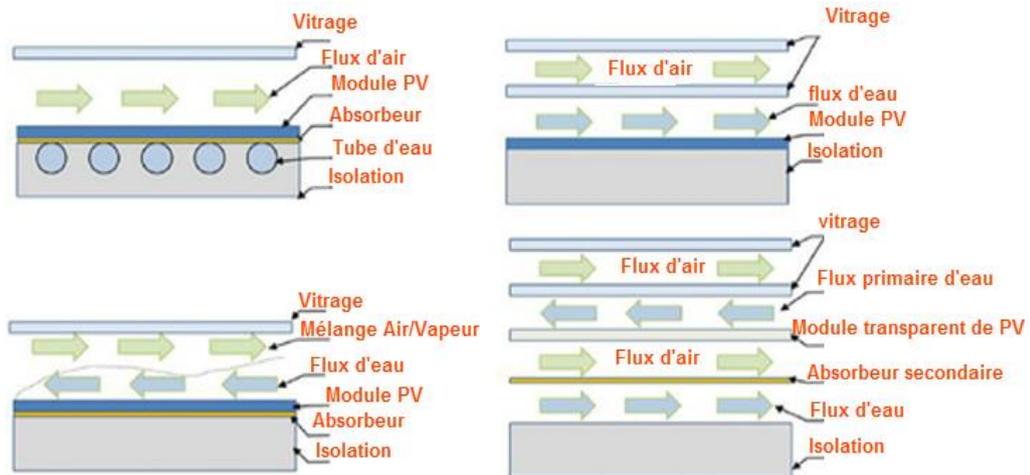


Fig. 1- 5: Coupes transversales de modules PV / T à base d'eau [7].

(3) Technologie PV/T à base de réfrigérant

Une étude récente a suggéré un nouveau concept de module PV/T pour l'application de pompe à chaleur. Cette technologie solaire met en place des serpentins d'évaporation à expansion directe sous les modules PV, ce qui permet d'évaporer un fluide frigorigène lors du passage des modules. De cette façon, les serpentins agissent comme le secteur d'évaporation de la pompe à chaleur, ce qui permet au réfrigérant de s'évaporer à une température remarquablement basse. En conséquence, les cellules PV sont refroidies à basse température similaire. Le compresseur de la pompe à chaleur augmente la pression de la vapeur générée par les panneaux et la délivre au condenseur pour assurer le chauffage. La figure. 1-6 donne une vue en coupe d'un panneau de toit d'un évaporateur PV vitré (PV/e) [8].

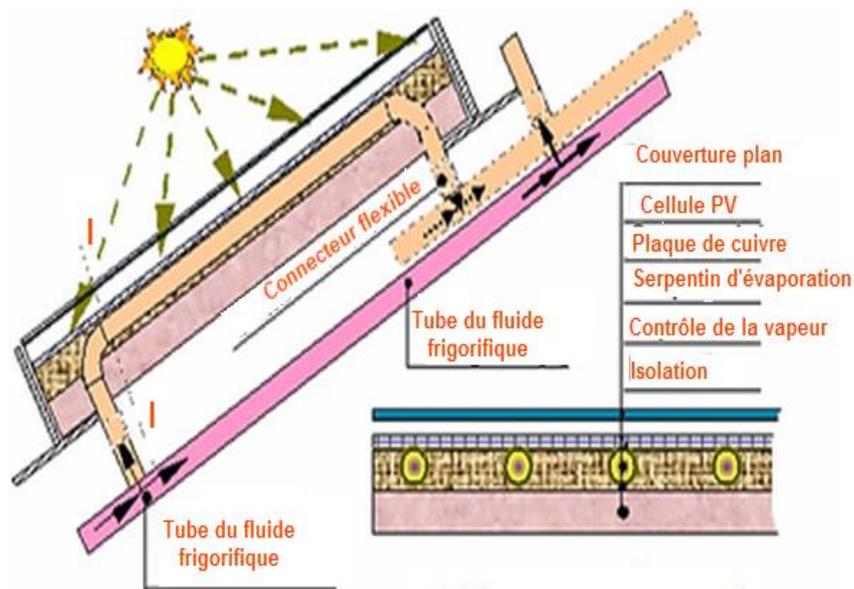


Fig. 1- 6: Coupe transversale d'un panneau de toit d'évaporateur PV [8].

(4) Technologie PV/T à base de caloduc

Considéré comme le mécanisme de transfert de chaleur le plus efficace qui combine les principes de la conductivité thermique et de la transition de phase. Un caloduc typique, comme indiqué sur la figure. 1-7 [9], est constitué de trois sections : une section d'évaporation (évaporateur), une section adiabatique et une section de condensation (condenseur), et une solution idéale pour l'évacuation et la transmission de la chaleur.

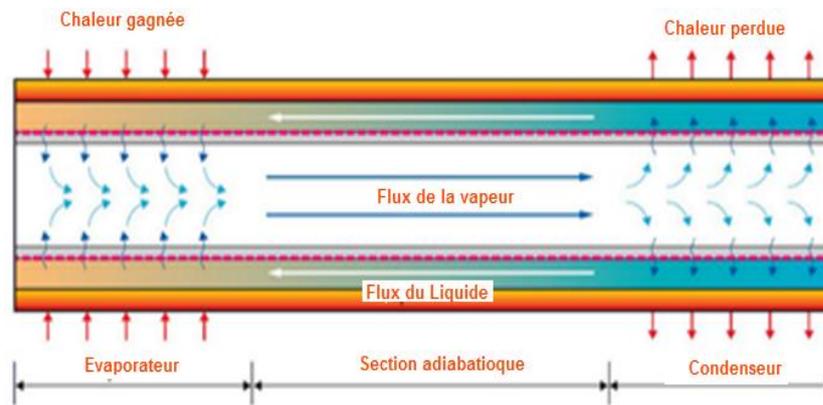


Fig. 1- 7: Schéma d'un caloduc conventionnel.

De nombreuses études ont été menées sur le système PV/caloduc à partir de résultats remarquables. Le plus récent, Zhang et al. [11] ont proposé un nouveau système de pompe à chaleur à base de modules solaires photovoltaïques / caloduc en boucle (PV/LHP) conçu et fabriqué pour la production d'électricité et d'eau chaude. Un nouveau tube à trois voies (la structure de séparation vapeur-liquide) a été appliquée comme système de séparation entre le retour de vapeur et de liquide dans la ligne de transport utilisée et une feuille d'alliage d'aluminium (alliage d'aluminium) a été appliquée. Cellules PV pour une meilleure dissipation de la chaleur dans l'environnement. L'ensemble du système prototype a ensuite été évalué dans des conditions météorologiques extérieures pendant une période consécutive pendant environ une semaine. L'efficacité PV était d'environ 9,18%, soit près de 0,26% de plus que celle du type TPT.

(5) Caractéristiques techniques des types PV/T actuellement disponibles

Une comparaison générale des quatre types de PV/T actuellement disponibles a été faite en termes de caractéristiques techniques. L'efficacité globale du module pour différents types de PV/T a été calculée avec les mêmes conditions solaires/météorologiques externes (conditions météorologiques le 22 décembre dans la région du Midwest du Royaume-Uni) et les conditions opérationnelles ($0,01 \text{ kg/m}^2\text{-s}$ de masse) débit, 10% de l'efficacité PV initiale). Les modèles de calcul utilisés étaient les suivants: (1) un modèle simulateur d'intérieur (IS) pour la PV/T à base d'air [12]; (2) un modèle de système PV/T intégré (IPVTS) pour les PV/T à base d'eau [13]; (3) un modèle de pompe à chaleur solaire photovoltaïque (PV-SAHP) pour PV/T à base de réfrigérant [14]; et (4) un modèle de caloduc PV/plat-plaque (PV/FPHP) pour PV/T calorifuges [15]. Le tableau 1-1 donne une description spécifique des résultats caractérisés.

Tableau 1- 1: La comparaison des caractéristiques de différents types de PV / T.

Modèles PV/T	Efficacité	Avantages	Inconvénients
Type PV/T à base d'air [12]	24%–47%	<ul style="list-style-type: none"> - Faible coût - Structure simple 	<ul style="list-style-type: none"> - Faible masse calorifique - Volume d'air important - Dissipation thermique faible - Perte de chaleur importante
Type PV/T à base d'eau [13]	33%–59%	<ul style="list-style-type: none"> - Faible coût - Contribution directe - Importante masse calorifique - Débit volumique faible 	<ul style="list-style-type: none"> - Haute température - Dissipation thermique instable - Structure complexe - Gel possible dans les conduites
Type PV/T à base de réfrigérant [14]	56%–74%	<ul style="list-style-type: none"> - Basse température - Performance stable - Grande efficacité - Dissipation thermique efficace 	<ul style="list-style-type: none"> - Risque de fuite - Distribution de liquide déséquilibrée - Coût élevé - Difficile à utiliser
Type PV/T à base de caloducs [15]	42%–68%	<ul style="list-style-type: none"> - Basse température - Performance stable - Rendement solaire élevé - Élimination thermique efficace - Puissance d'entrée réduite 	<ul style="list-style-type: none"> - Coût élevé - Risque de dommage - Structure complexe

I.3. Etat de l'art sur les systèmes PV/T et PV/LHP

I.3.1. Systèmes hybrides (PV/T)

Des nombreuses recherches ont été menées pour étudier les performances de différentes configurations PV/T, optimiser leurs tailles géométriques et recommander les paramètres opérationnels les plus appropriés. En conséquence, une quantité suffisante d'expérience a été obtenue et ceci est sélectivement indiqué comme suit.

Hendrie [16] a développé un modèle théorique pour les capteurs solaires plats PV/T à plaques et en utilisant le modèle. Il a conclu que les unités à base d'air et de liquide ont obtenu des rendements thermiques et un rendement électrique respectifs de 40,4% et de 32,9%.

Cox et Raghuraman [17] ont exploré de nombreuses caractéristiques de conception des capteurs PV/T à plaques planes à base d'air afin de déterminer leur efficacité sur la base d'une simulation par ordinateur. Ils ont constaté que les types PV/T d'air sont généralement moins efficaces que les liquides, en raison du faible facteur d'isolation des cellules PV, de l'absorption solaire faible, de l'émittance infrarouge élevée et du faible coefficient d'absorption de l'air par rapport au transfert thermique.

Huang et al. [18] ont étudié une installation de systèmes photovoltaïques-thermiques intégrés (IPVTS). Les résultats testés ont montré que le collecteur PV/T solaire constitué d'un panneau de polycarbonate ondulé peut atteindre un rendement d'environ 61,3% d'économie d'énergie primaire, tandis que la différence de températures entre l'eau du réservoir et le module PV était d'environ 41°C.

Bergene et Lovvik [19] ont développé un modèle mathématique du système PV/T. Leur modèle était basé sur l'analyse des transferts d'énergie incluant la conduction, la convection et le rayonnement initiée par Duffie et Beckman [20], et le résultat du fonctionnement du modèle suggéraient que l'efficacité globale des capteurs PV/T se situait entre 60 et 80%.

Les chercheurs Grag et Agarwal [21] en 1995, ont développé un modèle de simulation pour examiner les résultats de la conception et les paramètres opérationnels d'un système hybride PV/T de chauffage de l'air. Ils ont constaté que le système PV/T de chauffage de l'air dépendait en grande partie de ses températures de conception, car la couverture de verre

supplémentaire peut entraîner des pertes de transmission accrues et, au-delà d'un point critique, la couverture de verre peut recueillir plus de chaleur.

Sopian et al. [22] ont développé les modèles en régime permanent pour analyser les performances des collecteurs d'air PV/T à simple et double passage. Ils ont conclu que le collecteur solaire thermique photovoltaïque à double passage produit de meilleures performances que le module à une seule passe ayant un débit massique opérationnel normal.

Certains chercheurs [23] - [25] ont réalisé des essais d'une chaudière solaire PV/T avec un réservoir de stockage d'eau au Pays-Bas et ont trouvé que le système de tôle et de tubes couverts était le concept PV/T le plus prometteur pour le chauffage de l'eau du robinet. Ce système PV/T pourrait atteindre des efficacités solaires annuelles moyennes comprises entre 34% et 39% pour les conceptions couvertes et 24% pour la conception non couverte

Kalogirou [26] a réalisé la modélisation et la simulation de la performance d'une eau solaire PV/T hybride. Les résultats ont montré que le système hybride augmente le rendement annuel moyen du système PV d'eau solaire de 2,8% à 7,7% et couvre en outre 49% des besoins en eau chaude dans une maison, augmentant ainsi le rendement annuel moyen à 31,7%.

Jones et Underwood [27] ont étudié le profil de température du module photovoltaïque (PV) dans un état non stationnaire par rapport au temps. Ils ont effectué des expériences pour des conditions claires et nuageuses et ont observé que la température du module PV varie entre 300 et 325 K (27-52°C) pour une température de l'air ambiant de 297,5 K (24.5°C).

Huang et al. [28] ont étudié expérimentalement le système solaire photovoltaïque et thermique intégré non vitré (IPVTS) pour le chauffage de l'eau en mode de fonctionnement naturel. Ils ont observé que l'efficacité d'économie d'énergie primaire IPVTS dépasse 0.60, ce qui est plus élevé que pour un chauffe-eau solaire classique ou un système PV pur.

Dans un article de recherche daté en 2007, Kalogirou et Tripanagnostopoulos [29] a étudié les performances mensuelles du système PV/T hybride non vitré en mode forcé de fonctionnement pour les conditions climatiques du sud de Chypre et observé une augmentation du rendement annuel moyen du système solaire PV de 2,8 à 7,7% avec un rendement thermique de 49%, respectivement.

Sandnes et Rekstad [30] ont observé le comportement d'un collecteur combiné photovoltaïque thermique (PV/T) qui a été construit en collant des cellules de silicium

monocristallin sur un absorbeur de chaleur solaire en plastique noir (système PV/T non vitré). Ils ont recommandé que le concept PV/T combiné soit utilisé pour une application thermique à basse température afin d'augmenter l'efficacité électrique du système PV, par exemple le chauffage d'un bâtiment.

En 2003, Chow [31] a réalisé l'analyse du collecteur d'eau PV/T à simple vitrage en régime transitoire. Le tube sous la plaque plate avec collecteur de liaison métallique a été utilisé. Il a observé que l'efficacité de conversion photovoltaïque à la température réduite est augmentée de 2% à un débit massique de 0,01 kg/s pour un coefficient d'échange de chaleur par convection de la plaque de 10^4 W/m².K. Une efficacité thermique supplémentaire de 60% a également été observée.

Tiwari et Sodha [32] ont développé un modèle thermique pour un système intégré de capteurs solaires photovoltaïques et thermiques (IPVTS) et l'ont comparé avec le modèle d'un chauffe-eau solaire classique d'Huang et al. Les simulations ont prédit une efficacité d'économie d'énergie primaire quotidienne d'environ 58%, ce qui était en bon accord avec la valeur expérimentale (61,3%) obtenue par Huang et al [13].

I.3.2. Systèmes hybrides (PV/LHP)

Un caloduc est un dispositif de transfert de chaleur qui combine les principes de la conductivité thermique et de la transition de phase pour gérer efficacement le transfert de chaleur entre deux interfaces solides [33]. Le principe de fonctionnement original du caloduc a été développé par R. S. Gaugler de General Motors Corporation en 1942. La technique moderne du caloduc a été conçue par le laboratoire scientifique de Los Alamos par G. Grover en 1963. Quelques années plus tard, Y. Eastman de la firme Advanced Cooling Technologies (acronyme ACT) décrit la théorie et l'histoire de la technique du caloduc dans un article publié dans Scientific American le volume du mai 1968. Depuis, la technique du caloduc a évolué du refroidissement des tubes à vide à la puce du processeur moderne. Les caloducs refroidissent même les satellites électroniques en orbite gravitationnelle. Les caloducs sont des conducteurs de chaleur très efficaces et peuvent, dans certains cas, transporter 1000 fois mieux qu'un conducteur en cuivre massif [34].

Un caloduc en boucle (LHP) est un dispositif de transfert de chaleur à deux phases qui utilise une action capillaire pour retirer la chaleur d'une source et la déplacer passivement vers un condenseur ou un radiateur. Les LHP sont similaires aux caloducs, mais ont l'avantage de

pouvoir assurer un fonctionnement fiable sur de longues distances et la capacité de fonctionner contre la gravité. Ils peuvent transporter une grande charge thermique sur une longue distance avec une petite différence de températures. Différents modèles de LHP allant de puissants LHP de grande taille à des LHP miniatures. La boucle diphasique à pompage thermocapillaire, appelée communément (Loop Heat Pipe ou LHP) a été inventé en 1974 dans l'ex Union Soviétique.

Le brevet pour les LHP a été déposé aux États-Unis en 1982 [35]. Des études approfondies sur ses applications pratiques et des essais de démonstration ont été menés, en particulier dans les années 1980, l'apparition de la LHP était une réponse aux défis de plus en plus accroissant pour les contrôles thermiques efficaces de satellites, d'engins spatiaux, de l'électronique et les systèmes de refroidissement/chauffage. Un travail antérieur considérable a été élaboré dans le domaine de l'utilisation des boucles à pompage capillaire (LHP) comme systèmes de refroidissement, il a été développé par Gerasimov et al. [36]. Par la suite, Maydanik et al. [37], ont étendu la recherche pour plusieurs systèmes de LHP spécifiques en utilisant le principe de base du transfert de chaleur.

Maydanik et al [38]. De plus, comme les transferts de chaleur ont lieu avec changement de phase, un tel système est également capable d'uniformiser la température du composant et d'éliminer les points chauds. Les boucles diphasiques offrent plusieurs avantages par rapport aux caloducs classiques, Maydanik et al [39]: elles ont un fonctionnement plus robuste, en particulier lorsqu'elles sont soumises à des forces volumiques externes de gravité ou d'accélération, la densité de flux maximale est plus élevée et elles sont plus facilement intégrables dans des systèmes électroniques de géométrie complexe. Actuellement, les LHP sont envisagées pour le refroidissement des ordinateurs portables. Dans ce type d'applications, les LHP, de taille miniature Delil et al. [40], Pastukhov et al. [41], Maydanik [42], s'opposent à d'autres technologies concurrentes comme les mini-caloducs, les micro-caloducs ou les diffuseurs thermiques diphasiques. Usuellement, une LHP est considérée comme miniature si le diamètre externe de l'évaporateur est inférieur à 8mm, le diamètre des conduites inférieur à 3mm, et la longueur effective comprise entre 200 et 1000mm. Il existe plusieurs types de mini-LHP, qui se distinguent par la géométrie de l'évaporateur, cylindrique ou plane.

Lorsque l'évaporateur est plan, la surface en contact avec le composant peut être rectangulaire ou circulaire. Les évaporateurs plans sont plaqués directement contre le composant à refroidir alors que dans le cas d'un évaporateur cylindrique, il est nécessaire

d'interposer une semelle entre les deux parois, ce qui crée une résistance thermique supplémentaire. Le LHP cylindrique a été testée par Maydanik [43]. Une LHP cuivre/eau à structure capillaire en cuivre, a un diamètre externe de 6 mm et transfère une puissance de 150 W sur cette distance. Une LHP cuivre/eau à évaporateur plan, de dimensions $20 \times 18 \times 3.2 \text{ mm}^3$, a également été développée. Elle transfère une puissance de 160 W sur la même distance.

Vershinin et al. [44] ont montré l'influence de la charge sur l'apparition des oscillations de température, alors que Chen et al. [45] mettaient en évidence l'influence de l'orientation du condenseur par rapport à l'évaporateur (élévation) et du réservoir par rapport à l'évaporateur (inclinaison).

Les études expérimentales montrent que la LHP est un système complexe, dans lequel les mécanismes thermiques et hydrodynamiques entre les différents composants de la boucle sont fortement couplés. Par exemple, des instabilités de température et de pression sont parfois observées après un changement des conditions de fonctionnement (puissance imposée ou température de la source froide) Ku et al. [46], Mishkinis et al. [47], Zhang et al. [48], ou au démarrage. Dans certaines conditions, la LHP atteint un régime stationnaire oscillatoire Ku [49], Cheung et al. [50]. De tels comportements peuvent induire des surchauffes au niveau de paroi de l'évaporateur, qui sont néfastes au bon fonctionnement des composants électroniques.

De nombreux travaux de recherche portant sur les LHP peuvent être recensés dans la littérature. Il existe des synthèses bibliographiques sur ce sujet, comme celles de Ku et al. [51], Launay et al. [52]. Dans le cadre de la thèse, nous nous intéresserons à la comparaison entre les LHP et les CPL, au principe de fonctionnement d'une LHP et à ses limites de fonctionnement. Nous étudierons également les méthodes de détermination de la conductivité thermique des mèches poreuses.

Les travaux mentionnés ci-dessus montrent l'importance et la perspective du caloduc en boucle LHP comme un système de refroidissement performant, cette performance est assurée en termes de hauts flux de chaleur dissipés et de la flexibilité accordée à l'emplacement de l'évaporateur et du condenseur au sein de la boucle. Ils ont conclu que l'application du caloduc en boucle (LHP) dans le système PV/T à pourrait permettre de surmonter les difficultés persistantes. Le LHP est considéré comme un type particulier de caloduc qui est connu par sa grande capacité de transfert thermique à distance et passivement via la circulation d'un fluide de travail dans la boucle fermée.

Gang et al. [53] ont réalisé des études numériques et expérimentales sur les systèmes PV/T de refroidissement par caloducs. Outre la conception et la construction de caloducs innovants photovoltaïque/thermique. Où ils ont trouvé un rendement électrique et thermique quotidien de 9,4% et 41,9%, tandis que les gains moyens de chaleur et d'électricité à 276,9 et 62,3 W/m². En essayant de passer outre de tels défis, Dai et al. [54] ont étudié numériquement un hybride photovoltaïque/caloduc en boucle avec l'aide d'un système de production d'eau chaude par pompe à chaleur (PV-SALHP/HP). Le système était une combinaison du mode caloduc en boucle (LHP) et du mode pompe à chaleur (HP), les deux modes pouvant être exécutés individuellement ou simultanément en fonction des conditions météorologiques. Ils ont simulé et comparé le mode de fonctionnement de la pompe à chaleur indépendante (HP) avec les performances du mode hybride LHP/HP. Ils ont trouvé que l'efficacité PV/thermique globale du mode LHP/HP hybride de 0,496 et 33,7% inférieur à ceux du mode HP indépendant, pendant le chauffage de 150 L d'eau de 15 °C à 50 °C sous un temps ensoleillé typique au printemps ou en automne, où la puissance consommée par le processus de chauffage du mode hybride LHP/HP était d'environ 0,853 kWh, ce qui a permis d'économiser 40,6% de la puissance du compresseur par rapport au mode LHP/HP indépendant. Mais en hiver, il était difficile de faire fonctionner le mode LHP de façon persistante en raison de la courte durée d'ensoleillement et de l'irradiation solaire plus faible, concluant que le mode HP indépendant est un meilleur mode de fonctionnement pour l'hiver. De plus, en utilisant ce dernier mode, l'efficacité photovoltaïque/thermique moyenne mensuelle variait entre 0,697 et 0,776, ce qui était plus élevé par rapport au mode LHP/HP, alors que la consommation moyenne mensuelle du mode LHP/HP était en fait 13,9% inférieure à Mode HP.

Zhang et al. [55] établi un nouveau système hybride PV-SALHP/HP utilisant des modes de fonctionnement distincts. Leurs résultats ont montré que l'efficacité thermique du système LHP et du système HP était respectivement de 35,55% et de 74,49%. De plus, Zhang et al. [11] ont conçu, fabriqué et étudié expérimentalement un système de pompe à chaleur solaire PV/LHP, où ils ont étudié la performance dynamique de ce dispositif. En outre, ils ont inséré une nouvelle feuille d'alliage d'aluminium revêtue comme plinthe de cellules PV pour une meilleure dissipation de la chaleur dans l'environnement. Au cours des essais en plein air, la moyenne quotidienne de l'énergie électrique, thermique et de l'efficacité globale correspondante du module PV-LHP a été quantifiée à 9,13%, 39,25%, 48,37% et 15,02%, respectivement. Il a constaté que le coefficient de performance du système thermique de base (COP_{th}) était de 5,51 et que le coefficient de performance du système avancé ($COP_{PV T}$) était proche de 8,71.

Récemment, Zhang et al [56] ont mené une étude sur les performances dynamiques d'un nouveau système de pompe à chaleur solaire photovoltaïque/ caloduc en boucle (PV-LHP) pour une utilisation potentielle dans le chauffage ou la production d'eau chaude. Les méthodes utilisées comprennent la simulation informatique théorique, la vérification expérimentale, l'analyse et la comparaison. Les résultats de la recherche indiquent que dans les conditions extérieures d'essai, les efficacités énergétique quotidienne, thermique et énergétique globale et exégétique moyennes du module PV/LHP étaient de 9,13%, 39,25%, 48,37% et 15,02% respectivement, et les valeurs moyennes de COP_{th} et $COP_{PV/T}$ étaient 5,51 et 8,71. Le module PV/LHP a montré une efficacité exégétique solaire supérieure de 3 à 5% à celle des systèmes photovoltaïques standards et un rendement énergétique solaire global supérieur d'environ 7% à celui du capteur solaire indépendant. Comparé aux systèmes de pompe à chaleur solaires / air conventionnelle, le système de pompe à chaleur PV/LHP pourrait atteindre une valeur COP d'environ 1,5 à 4 fois celle des systèmes conventionnels. Il a conclu que le modèle informatique est capable de prévoir avec une précision raisonnable la performance dynamique du système.

Plus récemment dans une étude numérique, Rittidech et al. [57] ont utilisé le modèle mathématique pour prédire la performance d'un système de caloduc installé par collecteur solaire et comparer les résultats du modèle mathématique et des données expérimentales. Leurs résultats de comparaisons entre le modèle mathématique et les données expérimentales ont montré que le modèle était capable de donner des prédictions satisfaisantes. Ils affirment que les résultats du flux de transfert de chaleur et de l'efficacité du modèle mathématique et des données expérimentales du système de caloducs installé par collecteur solaire étaient similaires

I.3.3. Analyse des travaux examinés

En ce qui concerne les types PV/T, la recherche se divise en quatre catégories : (1) PV/T à base d'air ; (2) PV/T à base d'eau ; (3) PV/T à base de frigorigène ; et (4) la technique PV/T à base de caloducs. Parmi ces systèmes, les types à base d'air et d'eau sont relativement matures et ont déjà été largement utilisés dans des projets pratiques. Les systèmes à base de frigorigène et de caloduc sont encore au stade de la recherche/du laboratoire et certaines barrières techniques/économiques subsistent.

(1) Technologie PV/T à base d'air

Le PV/T à base d'air est l'un des techniques PV/T les plus couramment utilisées et a été développé en unités commerciales et utilisé dans de nombreuses pratiques d'ingénierie. Un type

typique PV/T à base d'air peut atteindre jusqu'à 8 % d'efficacité électrique et 39 % d'efficacité thermique [12]. Ses performances dépendent en grande partie de la vitesse du flux d'air et de la température. Le problème majeur avec le système à base d'air réside dans son efficacité d'évacuation de chaleur relativement médiocre en raison des faibles propriétés thermodynamiques de l'air, telles que la densité, la capacité calorifique spécifique et la conductivité thermique.

(2) Technologie PV/T à base d'eau

Le PV/T à base d'eau est un autre dispositif commun de cogénération solaire thermique et électrique, et a gagné en utilisation pratique ces dernières années. Les performances du PV/T à base d'eau varient en fonction de la température de l'eau, du débit, de la géométrie et des dimensions du canal d'écoulement de l'eau et du type de PV, ainsi que des conditions climatiques externes. Un type typique PV/T à base d'eau peut atteindre jusqu'à 9,5% d'efficacité électrique et 50% d'efficacité thermique [13]. Ses performances dépendent en grande partie de la température de l'eau, du débit, de la géométrie du canal d'écoulement de l'eau, du type de PV et des conditions climatiques externes.

En comparaison avec un type PV/T à base d'air, un système PV/T à base d'eau pourrait améliorer le rendement électrique des modules PV et, par conséquent, augmenter l'utilisation de l'énergie thermique solaire. Cependant, l'amélioration est limitée en raison de certaines difficultés techniques inhérentes. Premièrement, l'efficacité d'évacuation de la chaleur de l'eau est faible dans la pratique, car l'eau monte continuellement en température pendant la période de fonctionnement et ne parvient pas à améliorer le rendement solaire lorsqu'elle fonctionne à une température élevée de l'eau ; deuxièmement, des dispositifs de chauffage de secours supplémentaires (pour atteindre la température de l'eau requise) augmenteraient la complexité du système et réduiraient son efficacité).

(3) Technologie PV/T à base de réfrigérant

La technique PV/T à base de frigorigène est une technique émergente et la recherche sur ce sujet montre que ce type d'appareils pourrait améliorer considérablement le taux d'utilisation du solaire par rapport aux systèmes à air et à eau et, par conséquent, remplacer les deux systèmes dans un proche avenir. Le système fonctionne généralement en conjonction avec une pompe à chaleur, et ses performances sont justifiées par les rendements électriques et thermiques des modules PV/T et de COP du système de pompe à chaleur PV/T. Ces paramètres (rendements

et COP) varient en fonction du débit du fluide frigorigène, de son évaporation et de la température-pressure de condensations prédéfinies, des canaux d'écoulement, des dimensions géométriques, du type de PV et des conditions climatiques externes. Un type typique de PV/T à base de réfrigérant peut atteindre jusqu'à 10% d'efficacité électrique et 65 % d'efficacité thermique [14].

En comparaison avec les systèmes à base d'air/eau, un système à base de réfrigérant pourrait améliorer de manière significative l'efficacité électrique des cellules photovoltaïques et augmenter l'utilisation de l'énergie thermique solaire. Cette initiative représente un pas en avant dans la technique de refroidissement PV mais son aspect pratique reste confronté à de nombreux défis: par exemple, le cycle de la tuyauterie de réfrigérant doit être parfaitement étanche pour maintenir différentes pressions dans différentes sections afin d'éviter l'aspiration d'air dans le système est très difficile à réaliser en raison du grand nombre de joints de soudure. Il y a également des risques élevés de fuite de réfrigérant et le problème de la distribution équilibrée de réfrigérant entre les multiples serpentins installés dans une grande zone de panneaux PV est techniquement difficile.

(4) Technologie PV/T à base de caloduc

Le PV/T basé sur caloduc est également une technique relativement nouvelle et la recherche sur ce sujet est très limitée. À ce jour, les caloducs plats et oscillants ont été étudiés pour une utilisation potentielle dans le refroidissement PV et les résultats indiquent que les caloducs peuvent potentiellement surmonter les problèmes existant dans un système à base de réfrigérant, par exemple, la fuite possible de réfrigérant, déséquilibre dans la distribution du flux de réfrigérant, et la difficulté de conserver les états de pressurisation ou de dépressurisation dans différentes parties du système.

Ce système fonctionne généralement en conjonction avec une pompe à chaleur ou un cycle de chauffage, et sa performance est justifiée par les rendements électriques et thermiques du module PV/T et la capacité de transfert de chaleur du caloduc. Ces paramètres de performance varient avec la structure / matériau et le degré de vide du caloduc, le type de fluide caloporteur, la température et le débit du fluide secondaire, le type de PV et les conditions climatiques externes. En général, un type typique PV/T à caloduc [15] peut atteindre 10 % d'efficacité électrique et 58 % d'efficacité thermique.

En comparaison avec un système à base de réfrigérant, un système à base de caloduc pourrait atteindre une performance équivalente si les caloducs fonctionnent à une température adéquate. Ce système peut surmonter les difficultés qui existent dans un système à base de réfrigérant et devenir la prochaine génération de technologies pour éliminer la chaleur des cellules PV et utiliser efficacement cette partie de la chaleur. Cependant, ce type de système présente également certains inconvénients qui nécessitent une résolution supplémentaire, par exemple, le coût élevé des caloducs et un contrôle fiable de la performance du caloduc.

I.4. Développement de la nouvelle technique PV/T induite par la présente thèse

Au sommaire et conformément aux résultats de recherche précédentes, et aux futures opportunités potentielles dans le développement de la technique PV/T, le projet induit par la présente thèse aborderait les aspects suivants: **(1)** réduire la résistance thermique entre le panneau PV et l'absorbeur thermique par l'application d'une feuille d'alliage d'aluminium revêtue comme base du panneau PV [11], tout en utilisant un agent EVA d'étanchéité renforcé thermiquement [58]; **(2)** l'utilisation d'un LHP récemment développé comme absorbeur thermique [11]; **(3)** le développement d'une gamme complète de modèles de simulation par ordinateur, pour réaliser divers objectifs y compris la conception initiale, et son optimisation numérique; et **(4)** étude applicative de la nouvelle technique PV/LHP soumise à des conditions climatiques locales réelles (Bouzerréah, Alger - Algérie). Ses travaux visaient à réaliser le développement systématique d'une nouvelle technique PV/T et à couvrir certains des points manquants dans les recherches précédemment citées en bibliographie.

Zhang et al. [11] ont utilisé une nouvelle feuille d'un alliage d'aluminium revêtue comme base pour améliorer le transfert de chaleur du module PV vers le système LHP en jouant le rôle d'une d'ailette feuilletée (absorbeur thermique), mais comme la couche en film d'EVA possède une très faible conductivité thermique ce qui signifie qu'une partie considérable de la chaleur restera toujours piégée à l'intérieur du module PV. D'autre part, Allan et al. [58] ont proposé d'utiliser une couche d'EVA dopée au nitrure de bore pour assurer une bonne conductivité thermique dans le module PV, mais la conductivité reste faible grâce à la base classique fabriquée en TPT, il est donc judicieux de proposer et d'employer cette idée innovante pour l'amélioration de système en augmentant la conduction thermique (par insertion d'une surface d'échange ayant une bonne conductivité thermique) à travers tout le système, et en évacuant rapidement de la chaleur du module PV. Les résultats de la recherche actuelle apporteront une certaine valeur ajoutée au développement de la technique PV/T.

I.5. Conclusion

Une revue critique des travaux de R&D a été réalisée. Les résultats du travail ont aidé à comprendre l'état actuel du développement de la technique PV/T, identifier les difficultés et les éventuels obstacles restant dans ce secteur, développer de potentiels sujets de recherche pour améliorer la performance de la technique PV/T, et à établir des plans stratégiques associés.

Bien que de nombreuses recherches aient été effectuées dans le domaine de la technique PV/T, l'industrie est toujours confrontée à divers problèmes techniques inhérents, tels que l'efficacité de l'élimination de la chaleur, l'augmentation de la température du fluide de travail, l'éventuel gel du dernier, le déséquilibre dans la distribution du liquide. Pour surmonter ces obstacles techniques, les possibilités de développement ultérieur de la technique PV/T ont été discutées, y compris **(1)** la réduction de la résistance thermique à l'intérieur du module PV, entre le module PV et l'absorbeur thermique ; **(2)** développer un nouvel absorbeur thermique à base de caloducs; **(3)** le développement d'une gamme complète de modèles de simulation; **(4)** évaluer les performances du système dans des conditions climatiques réelles.

Les résultats de l'examen des références bibliographiques concernant les systèmes PV/T et PV/LHP ont aidé à **(1)** identifier les obstacles technologiques existant dans la technique PV/T actuelle, **(2)** établir une méthodologie scientifique pour la recherche PV/T, et **(3)** proposer de nouvelles opportunités de recherche, ce qui construit le contexte de recherche pour les chapitres suivants de ce mémoire de thèse.

Chapitre II :
MOTIFS CONCEPTUELS
DU SYSTEME PV/LHP

MOTIFS CONCEPTUELS DU SYSTEME PV/LHP

II.1. Introduction

Ce chapitre décrit le nouveau concept PV/T pour la production d'eau chaude en incorporant ; une nouvelle couche d'éthylène-acétate de vinyle (EVA) dopé avec des particules de nitrure de bore (BN 60% w/w) pour coller les couches PV spécialement pour système PV/T (la conductivité thermique d'EVA sera améliorée de 0,23 à 2,85 W/m.K) [58], une feuille d'alliage d'aluminium revêtue et une pompe à chaleur format ainsi un dispositif LHP innovant [11]. Ce chapitre est destiné à éclaircir les points suivants :

- 1) Présenter les croquis des composants primaires du système étudié.
- 2) Décrivez le principe de fonctionnement de base de l'ensemble du système.
- 3) Identifier les besoins en transfert de chaleur de l'absorbeur de LHP pour plus de conception et de simulation, ainsi que plusieurs autres paramètres relatifs à la performance du système, y compris la conception (structure, géométrie et matériaux), les paramètres de fonctionnement internes et externes.
- 4) Fournir une conception paramétrique des différents composants du système pour d'autres analyses théoriques.

II.2. Description du système et principe de fonctionnement

Le système de chauffage de l'eau de la pompe à chaleur PV/LHP est représenté schématiquement sur la figure. 2-1(a). Le système comprend un collecteur PV/LHP modulaire (appelé « module PV/LHP »), une unité de contrôle / stockage de l'électricité, des conduites de transport de vapeur/liquide, un échangeur de chaleur à plaques plates servant de condenseur pour le LHP et l'évaporateur. La pompe à chaleur, un réservoir d'eau chaude, un compresseur, un condenseur de type serpentin intégré dans le réservoir d'eau et un détendeur. L'absorbeur LHP est un LHP spécifique configuré avec des ailettes externes, des mèches internes et un tube à trois voies positionnées en haut (la structure de séparation vapeur-liquide). Ce tuyau permet à l'évaporation de l'eau de se produire sur sa surface interne lorsqu'il reçoit une irradiation solaire sur sa surface extérieure. Pour maintenir le fonctionnement continu de ce processus, le tube supérieur à trois voies est une conception spécifique, comme indiqué schématiquement sur la figure. 2-1 (b), pour la distribution uniforme de films d'eau à travers la surface de la paroi interne du tube, empêchant ainsi le potentiel de « dessèchement » de l'eau à travers la surface de la mèche. Un morceau de tube de cuivre en forme avec des bords expansés est intérieurement

relié à un raccord en cuivre à trois voies raffinées. Lors de la compression du bord inférieur de la valve d'expansion contre la structure de la mèche, le liquide renvoyé est réparti uniformément à partir du haut de l'évaporateur sur la surface de la mèche en raison de la force capillaire équivalente dans la structure de la mèche. Le tube à trois voies, quant à lui, peut également délivrer la vapeur vers le haut à l'échangeur à plaques plates de l'intérieur à travers la ligne de transport de vapeur. Cela crée une séparation nette entre les flux de liquide et de vapeur dans le caloduc.

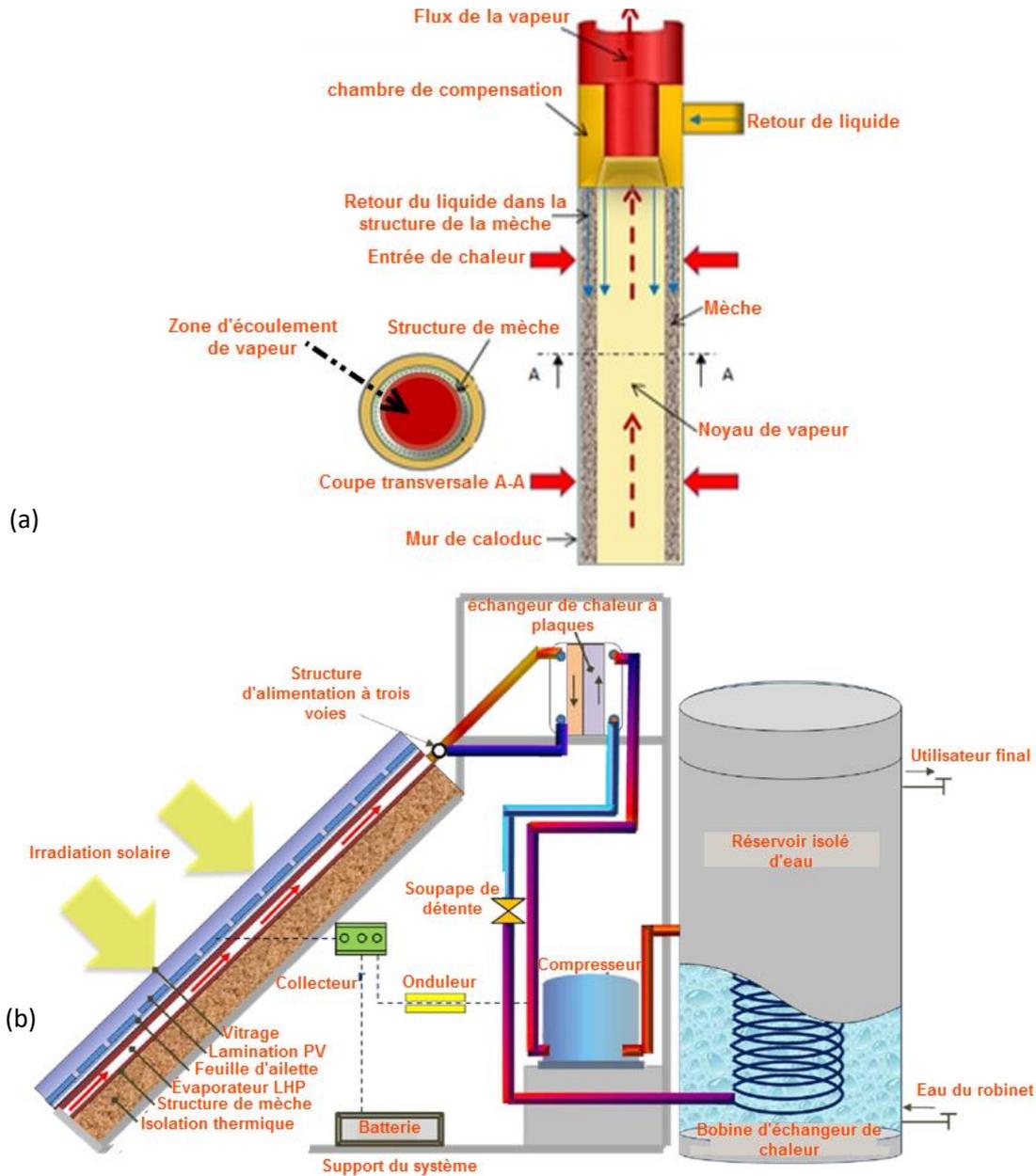


Fig. 2- 1: (a) Vue schématique de la conception et du fonctionnement du LHP, et (b) Schéma synoptique d'un système de chauffage solaire utilisant le dispositif de pompe à chaleur PV/LHP.

Dans le module PV/LHP, le dispositif LHP unique est installé sous la couche PV, comme le montre la figure. 2-2 (a). Pendant le fonctionnement, la chaleur est fournie à l'échangeur de chaleur à plaques planes, à l'intérieur duquel le caloduc transmet sa chaleur au réfrigérant de la pompe à chaleur, conduisant à la condensation du fluide caloporteur. Le liquide condensé retourne à l'absorbeur LHP via la conduite de transport de liquide, complétant ainsi la circulation du fluide caloporteur. En outre, une feuille d'alliage d'aluminium revêtue de film d'oxydation anodique a également été utilisée pour remplacer la plinthe TPT conventionnelle des cellules photovoltaïques pendant le processus de stratification des modules afin d'augmenter le transfert thermique global, en plus de la conductivité thermique EVA améliorée. La figure. 2-2 (b) indique la configuration de la couche PV à base d'alliage d'aluminium. Il se compose d'un verre trempé propre sur le dessus, d'un groupe de cellules PV au milieu, d'une feuille d'alliage Al traitée à l'arrière et de deux couches de scellant EVA dopé BN pour connecter les trois composants.

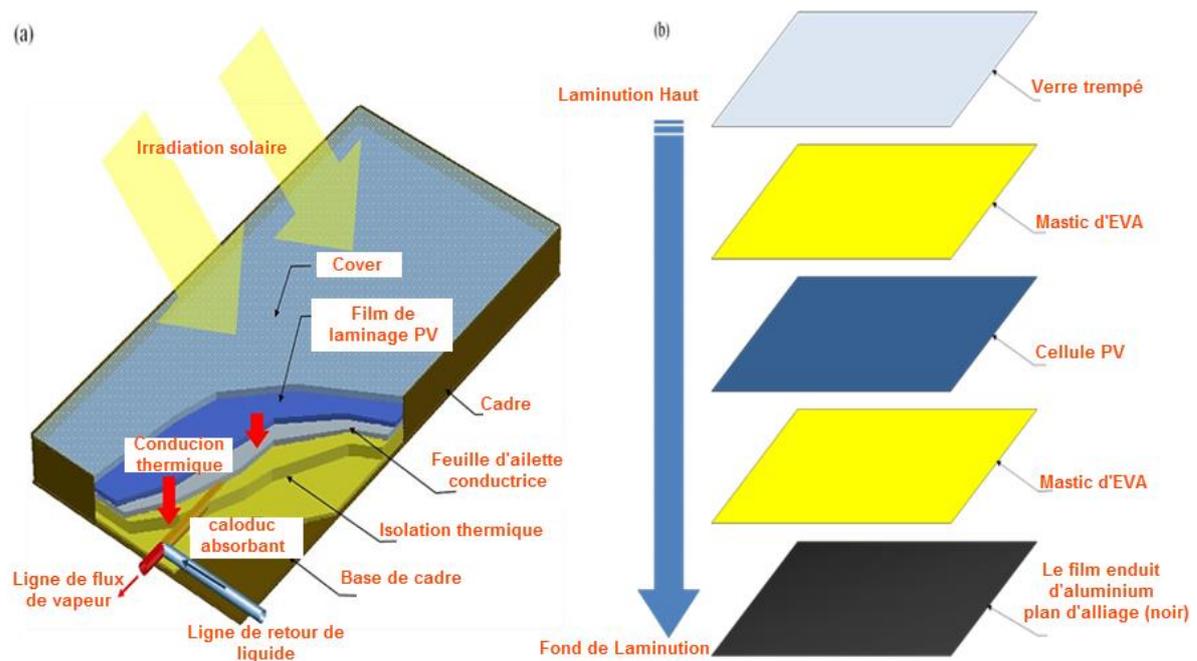


Fig. 2- 2: (a) Conception du collecteur PV/LHP, et (b) configuration de la couche PV [11].

Dans le cycle de la pompe à chaleur, le réfrigérant liquide est vaporisé dans l'échangeur de chaleur qui, sous pressurisation du compresseur, est ensuite converti en vapeur sursaturée à plus haute pression et transfère ainsi l'énergie thermique dans l'eau du réservoir via l'échangeur pour le cycle de la pompe à chaleur), entraînant une augmentation de la température dans l'eau du réservoir. Le processus de transfert de chaleur à l'intérieur de l'échangeur à serpentin entraîne

également la condensation de la vapeur sursaturée à haute pression qui, lorsqu'elle traverse le détendeur, est dégradée en un réfrigérant liquide à basse pression. Ce fluide frigorigène subit un processus d'évaporation au sein de l'échangeur de chaleur à plaques planes (l'évaporateur pour le cycle de la pompe à chaleur), complétant ainsi l'ensemble du cycle de la pompe à chaleur.

Un diagramme température-entropie (T-S) basé sur le cycle thermodynamique du réfrigérant dans le cycle de la pompe à chaleur est affiché schématiquement sur la figure. 2-3, où l'efficacité isentropique est prise en compte au compresseur pour l'analyse, car une puissance supplémentaire sera consommée dans l'opération pratique.

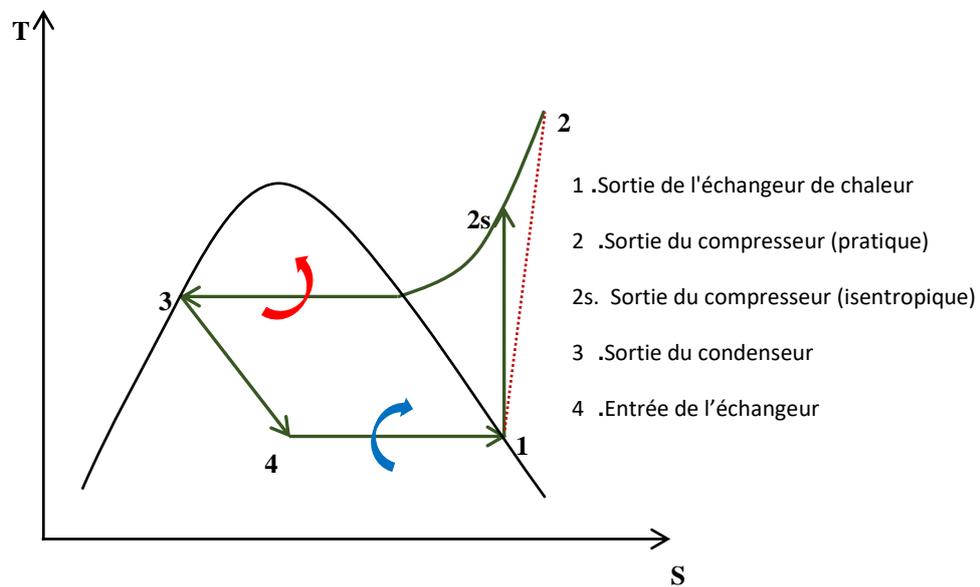


Fig. 2- 3: Cycle thermodynamique de la pompe à chaleur dans un diagramme T-S.

Les caractéristiques distinctives du système de pompe à chaleur PV/LHP sont les suivantes: (1) la température du fluide de travail du LHP peut être réglée à un niveau inférieur grâce au réglage de la pression d'évaporation du réfrigérant dans le cycle de la pompe à chaleur; cela conduira à une réduction de la température des cellules PV, à une augmentation de l'efficacité électrique et thermique des PV et à une augmentation de la production solaire par unité de surface absorbante; (2) la température et la pression du réfrigérant seront augmentées au niveau requis en utilisant un compresseur pour permettre le transfert de chaleur du réfrigérant vers l'eau chaude; (3) la puissance désirée pour le fonctionnement du compresseur peut être fournie par l'électricité générée par PV, créant ainsi une opération de chauffage au carbone faible (zéro).

II.3. Paramètres du nouveau système PV/LHP muni de pompe à chaleur

Les variables utilisées dans l'analyse théorique subséquente sont résumées dans le tableau 2-1.

Tableau 2- 1: Résumé des différents paramètres pour une caractérisation plus délicate.

Type de paramètre	Variables pour la caractérisation	
Paramètres de conception	Structure	(1) Couverture de vitrage
		(2) Type de mèche LHP
		(3) Nombre de LHP
	Géométrie	(1) LHP diamètre de l'évaporateur
		(2) LHP longueur de l'évaporateur
		(3) Diamètre de la colonne de vapeur LHP dans un raccord à trois voies
		(4) Différence de hauteur entre l'évaporateur et le condenseur
Matériel	(1) Base (socle) PV	
Paramètres de fonctionnement	(1) Température de fonctionnement du LHP	
	(2) Angle d'inclinaison de l'évaporateur LHP (angle d'inclinaison)	
	(3) LHP remplissant la masse liquide	
	(4) Température d'évaporation de pompe à chaleur	
	(5) Solution de montage PV	
Conditions externes	(1) Rayonnement solaire	
	(2) Température de l'air	
	(3) Vitesse du vent	
	(4) Temps de fonctionnement	

II.4. Conception paramétrique des composants du système

II.4.1. Couverture de vitrage

Le vitrage du module PV/LHP est important pour l'absorption globale de l'énergie solaire et protège également le module PV/LHP des dommages externes.

Tableau 2- 2: Autres paramètres pour les couvercles de vitrage [11].

Type de vitrage	Émissivité	Transmittance	Épaisseur (m)	Conductivité (W/m.k)
Simple	0.89	0.92	0.004	2.4

II.4.2. Couche PV à base d'alliage d'aluminium

Avec une surface absorbante de $0,612 \text{ m}^2$. Cette couche est constituée de 36 cellules photovoltaïques (4×9 rangées), chacune d'une taille de $125 \times 125 \times 0.3$ (mm \times mm \times mm), couvrant près de 90 % de la surface de la carte de base.

Tableau 2- 3: Paramètres de conception du panneau PV à base d'alliage d'aluminium [11].

Paramètres	Nomenclature	Valeur	Unité
Nombre de cellules PV	N_{PV}	36 (4×9)	-
Taux d'encombrement	β_{PV}	0.9	-
Efficacité nominale	$\eta_{PV,o}$	16.8	%
Conductivité thermique de l'alliage d'aluminium	k_{Al}	144	W/m.K
Absorptivité solaire de l'alliage d'aluminium	α_{Al}	5	%
Transmittance solaire de l'alliage d'aluminium	τ_{Al}	0.2	%
Épaisseur de l'alliage d'aluminium	δ_{Al}	0.5	mm

II.4.3. LHP avec ailette en feuille d'aluminium

En tant que fluide de travail, une solution d'eau et de glycol (95% / 5%) est utilisée. Une mèche poreuse de type Ω en aluminium de 5 mm d'épaisseur a enveloppé la section d'évaporation du LHP. La paroi du LHP est un matériau de cuivre ayant une conductivité thermique élevée de 394 W/m.K .

Tableau 2- 4: structure de la mèche poreuse dans l'évaporateur LHP [11].

Paramètres	Nomenclature	Valeur	Unité
Mèches poreuses	Diamètre du fil (couche I)	$D_{owi,ms}$	7.175×10^{-5} m
	Épaisseur de la couche (couche I)	$\delta_{owi,ms}$	3.75×10^{-4} m
	Nombre de maillage (couche I)	$N_{owi,ms}$	6299 -
	Diamètre du fil (couche II)	$D_{iwi,ms}$	12.23×10^{-5} m
	Épaisseur de la couche (couche II)	$\delta_{iwi,ms}$	3.75×10^{-4} m
	Nombre de maillage (couche II)	$N_{iwi,ms}$	2362 -
	Conductivité	$k_{s,ms}$	394 W/m.K

Le niveau de remplissage du liquide est considéré comme compris entre le tiers et le quart de la longueur de l'évaporateur [73]. La différence de hauteur entre le condenseur et l'absorbeur LHP détermine la limite capillaire due à l'effort de gravité. Les spécifications des composants de la boucle sont listées dans le tableau 2-5.

Tableau 2- 5: Paramètres de conception de l'opération LHP [11].

Paramètres	Nomenclature	Valeur	Unité
Diamètre externe de l'évaporateur	$D_{hp,o}$	0.022	m
Diamètre interne de l'évaporateur	$D_{hp,in}$	0.0196	m
Diamètre interne de la colonne de vapeur	D_{vt}	0.018	m
Plage de température de fonctionnement	T_v	20-55	°C
Pression du vide dans le caloduc	P_{hp}	1.3×10^{-4}	Pa
Longueur de l'évaporateur	$L_{hp,e}$	1.2	m
Angle d'inclinaison de l'évaporateur	φ_e	0-90	deg.
Différence de hauteur entre l'évaporateur et le condenseur	$H_{hx,hp}$	1.0	m
Masse de remplissage liquide	m_{fl}	0.001-0.045	kg
Diamètre extérieur de la ligne de transport	$D_{ltl,o} / D_{vtl,o}$	0.022	m
Diamètre intérieur de la ligne de transport	$D_{ltl,in} / D_{vtl,in}$	0.0196	m
Longueur de la ligne de transport	L_{ltl} / L_{vtl}	1.0/0.9	m
Feuille d'ailette (longueur/largeur)	L_{fin} / W_{fin}	1.2/0.55	m

Le tableau 2-6 présente les propriétés de l'eau à différents niveaux de température de fonctionnement [74]-[75]. Les propriétés thermodynamiques du mélange eau /glycol peuvent être considérées comme étant approximativement les mêmes que celles de l'eau lorsque le glycol ne représente que moins de 5% du volume total du liquide.

Tableau 2-6: Propriétés thermodynamiques de l'eau avec des températures de fonctionnement.

T_v °C	h_{fg} kJ/kg	P_v Pa	ρ_v kg/m ³ (e-02)	ρ_l kg/m ³	k_l W/k.m	μ_v kg/m.s (e-06)	μ_l kg/m.s (e-04)	σ N/m (e-02)
20	2454	2337	1.73	998	0.600	8.84	10.00	7.28
25	2442	3172	2.38	997	0.613	9.03	8.70	7.20
30	2430	4242	3.04	996	0.621	9.22	8.03	7.12
35	2418	5622	4.08	994	0.627	9.42	7.16	7.04
40	2407	7375	5.12	992	0.634	9.62	6.45	6.96
45	2395	9582	6.71	990	0.64	9.82	5.98	6.88
50	2393	12335	8.30	988	0.645	10.00	5.53	6.79
55	2371	15740	10.70	986	0.650	10.20	5.09	6.71
60	2358	19920	13.00	983	0.654	10.40	4.71	6.62

II.4.4. Échangeur de chaleur à plaque plane

Comprend une série de plaques thermiques minces et ondulées couramment faites d'acier inoxydable, qui sont comprimées ensemble dans un cadre pour former un arrangement de canaux d'écoulement parallèles avec des fluides chauds et froids alternés. En comparaison avec les échangeurs de chaleur à faisceau tubulaire, les échangeurs de chaleur à plaques nécessitent une température plus basse et une taille plus petite pour l'échange de chaleur équivalent [60].

Tableau 2-7: Paramètres de conception de l'échangeur de chaleur à plaques planes [11].

Parameters	Nomenclature	Value	Unite
Épaisseur de plaque d'échangeur de chaleur	δ_{hx}	0.00235	m
Hauteur de la plaque d'échangeur de chaleur	H_{hx}	0.206	m
Largeur du faisceau de la plaque d'échangeur de chaleur	W_{hx}	0.076	m
Longueur de faisceau de plaque d'échangeur de chaleur	L_{hx}	0.055	m
Échangeur de chaleur nombre de plaques	N_{hx}	20	-
Plage de température de fonctionnement de l'échangeur	T_{hx}	160 - 225	°C
Plage de pression de fonctionnement de l'échangeur	P_{hx}	0-3.24	MPa

II.4.5. Pompe à chaleur

Le R134a respectueux de l'environnement a été considéré comme le fluide de travail. Les températures d'évaporation et de condensation sont respectivement de 0 à 25°C et de 55°C. Un réservoir d'eau avec bobine d'échange de chaleur en cuivre est connecté à la pompe à chaleur, agissant comme son condenseur et son stockage d'eau chaude. Les propriétés thermodynamiques pour chaque point (1, 2s, 3 et 4 sur la figure. 2-3) sont affichées dans le tableau 2-8 à travers "Solkane v8", un programme spécial développé pour calculer les propriétés de tous les réfrigérants.

Tableau 2- 8: Propriétés thermodynamiques du réfrigérant R134a dans la pompe à chaleur

Point	Phase	Pression (MPa)	Température (°C)	Enthalpie (H) (kJ/kg)	Entropie (S) (kJ/kg.K)
1	Vapeur	0.5717	20	409.748	1.71804
2s	Vapeur	1.4915	58.34	429.449	1.71804
3	Liquide	1.4915	55	279.469	1.26106
4($x^l=0.2853$)	Liquide / Vapeur	0.5717	20	279.469	1.27363

II.4.6. Matériau d'isolation

Pour minimiser les pertes calorifiques du système, il faut isoler ses parois par une ou plusieurs couches d'isolant, le tableau suivant regroupe les principales propriétés thermiques, de quelques matériaux isolants.

Tableau 2- 9: Propriétés thermiques de quelques matériaux isolants [59].

Matériau	Conductivité thermique λ (W/m. K)	Chaleur massique C_p (J/kg. K)	Masse volumique ρ (kg/m ³)	Diffusivité $a = \frac{\lambda}{\rho C_p}$ (m ² /s)
Laine de verre	0.036	840	40	10.7
Polystyrène expansé	0.040	1500	20	13.3
Laine de roche	0.040	840	40	11.9
Laine (vêtement)	0.040	1880	450	0.47
Liège expansé	0.048	1380	120	2.9
Bois de sapin	0.144	272	535	9.9
Caoutchouc pur	0.153	2170	1200	0.6

II.4.7. Système de contrôle et de stockage électrique

Pour correspondre à la capacité des cellules PV, le système de contrôle et de stockage électrique se composait d'un contrôleur 12V (10A), d'un onduleur DC/AC de 800 W, d'une batterie de 100 AH (12V) et de fils de connexion. Un schéma du système de génération d'énergie solaire est donné par la figure. 2-4.

¹ .Remarque : x signifie la saturation du fluide frigorigène

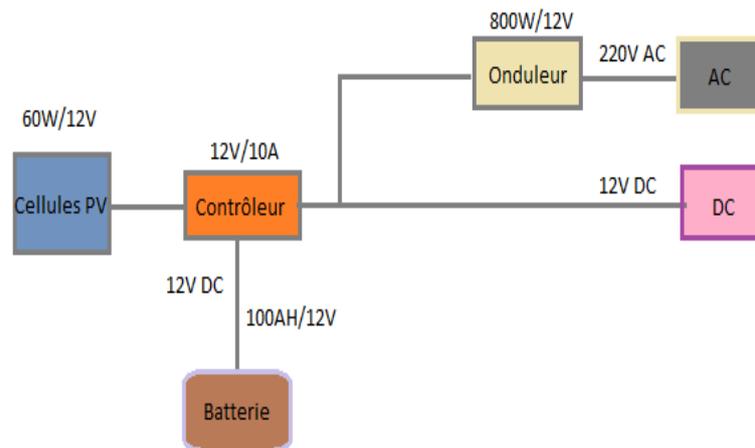


Fig. 2- 4: Schéma du système de contrôle et de stockage électrique solaire.

II.5. Conclusion

Ce chapitre a décrit le concept du système et ses principes de fonctionnement à partir des aspects du module PV/LHP, du LHP et de la pompe à chaleur. Les différentes caractéristiques du système de pompe à chaleur PV/LHP sont les suivantes: (1) la température du fluide de travail du LHP peut être réglée à un niveau inférieur grâce à l'ajustement de la pression d'évaporation du réfrigérant dans le cycle de la pompe à chaleur; (2) la température et la pression du réfrigérant seraient augmentées au niveau requis en utilisant un compresseur; (3) la puissance désirée pour le fonctionnement du compresseur pourrait être fournie par l'électricité produite par le PV.

Le chapitre présentait également la conception paramétrique des différents composants du système, y compris le vitrage, la couche PV, le LHP, la feuille d'alliage d'aluminium, l'échangeur de chaleur à plaques planes, la pompe à chaleur le matériau d'isolation et système de contrôle.

Chapitre III :
ANALYSE THEORIQUE,
MODELISATION ET
VALIDATION DES MODELES DE
SIMULATIONS

ANALYSE THEORIQUE, MODELISATION ET VALIDATION DES MODELES DE SIMULATIONS

III.1. Introduction

Basé sur les motifs conceptuels déjà établis au précédent chapitre, ce chapitre présente l'analyse théorique et la modélisation des modèles computationnels associés. Les théories sont couplées aux équations du bilan énergétique dans différentes parties du système, y compris la transmission solaire transitoire, le transfert de chaleur, l'écoulement de fluide et la génération photovoltaïque. Les principaux travaux, démarches et méthodes intégrés dans les programmes de calculs numériques réalisés sont décrits en détails dans ce chapitre, et globalement comme étant les constituants de l'organigramme présenté sur la figure. 3-3, à savoir :

- (1) La méthode itérative (MI), la formule de différentiation régressive ou en arrière (méthode BDF ou Gear) et la méthode des différences finis (MDF) ont été appliquées pour résoudre numériquement les modèles mathématiques.
- (2) Un ensemble de modèles de simulation numériques a ensuite été développé pour simuler les performances du dispositif LHP et du système de pompe à chaleur PV/LHP intégré.

III.2. Modèle analytique pour la limite de transfert de chaleur du LHP

III.2.1. Objectif de modélisation pour la limite de transfert de chaleur du LHP

L'analyse de la limite de transfert de chaleur du LHP est requise avant l'étude du système intégré. Une fois la valeur de transfert de chaleur LHP maximale déterminée, la taille et la capacité des autres composants du système pourraient être déterminées. Le développement d'un modèle analytique pour le dispositif LHP a permis ; (a) d'obtenir une capacité maximale de transfert de chaleur du dispositif LHP en ajustant géométriquement les données selon l'état opérationnel ; (b) de déterminer la performance du système LHP en opération par rapport aux différentes variables.

III.2.2. Théorie des fluides thermiques et équations mathématiques associées du modèle de transfert de chaleur du LHP

Un schéma montrant l'opération LHP est affiché sur la figure. 3-1. Idéalement, le liquide qui s'écoule à travers la mèche peut être instantanément évaporé sans ou avec peu de réserve au fond de l'évaporateur LHP pendant le fonctionnement, ce qui aidera à maximiser la capacité de

transport de la chaleur du LHP. Cette configuration peut créer une distribution uniforme du liquide à travers la surface de la mèche de l'évaporateur, ce qui se traduira par une capacité de transfert de chaleur améliorée par rapport aux systèmes LHP classiques.

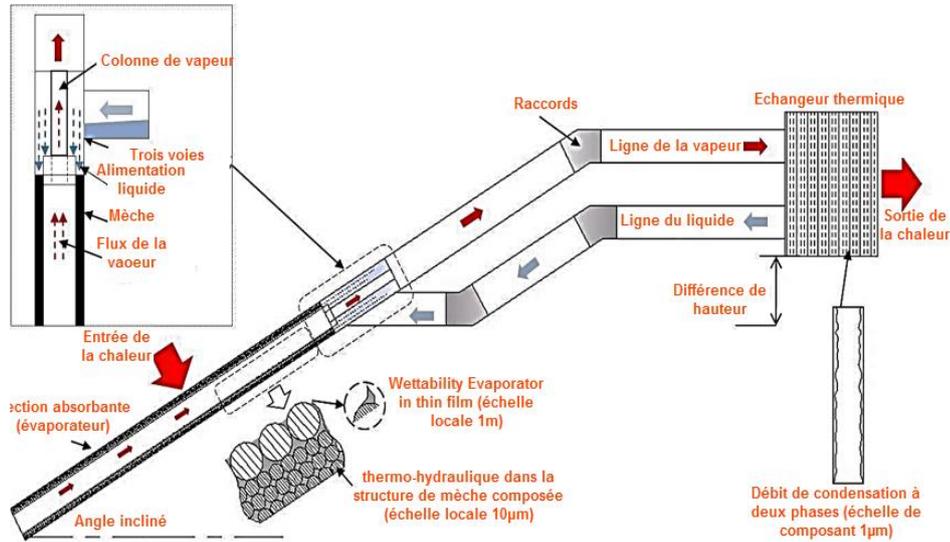


Fig. 3-1: Schéma des couplages thermiques et hydrodynamiques dans le LHP [11].

Dans cette section, six limites seront discutées pour déterminer la capacité de transport de chaleur du LHP, c'est-à-dire les limites de masse visqueuse, sonique, d'entraînement, capillaire, d'ébullition et de remplissage de liquide. Les valeurs minimales de ces limitations sont la contrainte réelle sur le transfert de chaleur du système. Les grandeurs de ces limites sont directement liées aux propriétés thermiques des fluides de travail, des structures de mèche, des dimensions du caloduc et des conditions de fonctionnement, chaque expression de ces limites s'appliquera à tous les composants du LHP en remplaçant les paramètres et caractéristiques correspondants du LHP considéré composant. La valeur minimale parmi ces éléments sera la limite ultime.

(1) Limite visqueuse, Q_{VL}

En fonctionnement à basse température, les forces visqueuses dominent la performance du flux de vapeur. Bussel et al. [61] a initialement développé une équation pour la limite visqueuse

$$Q_{VL,e} = \frac{\pi D_{v,e}^4 h_{fg} \rho_v P_v}{256 \mu_v L_e} \quad (\text{III. 1})$$

où $Q_{VL,e}$ est la limite visqueuse au niveau de la section absorbante (W); $D_{v,e}$ et L_e sont le diamètre (m) et la longueur (m) de l'espace de vapeur dans la section absorbante; h_{fg} , ρ_v , μ_v et P_v sont les propriétés thermodynamiques de la vapeur à certaines températures de fonctionnement, qui sont la chaleur latente de vaporisation (J/kg), la densité (kg/m^3), la viscosité dynamique de la vapeur (kg/m-s) et pression de vapeur saturée correspondante (Pa).

$$Q_{VL} = \min(Q_{VL,e}, Q_{VL,vt}, Q_{VL,vil}, Q_{VL,hx}) \quad (\text{III. 2})$$

(2) Limite sonique, Q_{SL}

À un fonctionnement à plus haute température, le nombre de mach augmente considérablement. En particulier lorsque la vitesse de la vapeur est proche du niveau sonore ou supersonique, l'état de compression de la vapeur doit être pris en compte pour évaluer sa capacité de transfert de chaleur. Un caloduc peut être obstrué par un flux de vapeur à haute vitesse, ce qui limiterait la capacité totale de transfert de chaleur dans le tuyau. Cette limite pour l'évaporateur est donnée par [62]

$$Q_{SL,e} = \left(\frac{\pi D_{v,e}^2 \rho_v h_{fg}}{4} \right) \left[\frac{\gamma_v R_v T_v}{2(\gamma_v + 1)} \right]^{0.5} \quad (\text{III. 3})$$

où $Q_{SL,e}$ est la limite sonique au niveau de la section absorbante (W), γ_v est le rapport de chaleur spécifique à la vapeur dont l'amplitude est de 4/3 pour le liquide de travail polyatomique (eau), T_v est la température moyenne de la vapeur (K) dans la section absorbante et R_v , est la constante de vapeur (kJ/kg-K), donnée par:

$$R_v = \frac{R_0}{m} \quad (\text{III. 4})$$

où, R_0 est la constante de gaz universelle ($R_0 = 8.314 \text{kJ/kmol}\cdot\text{k}$), m est le poids moléculaire de la vapeur ($m = 18$ pour l'eau).

$$Q_{SL} = \min(Q_{SL,e}, Q_{SL,vt}, Q_{SL,vil}, Q_{SL,hx}) \quad (\text{III. 5})$$

(3) Limite d'entraînement, Q_{EL}

Les directions d'écoulement opposées du liquide et de la vapeur peuvent entraîner une force de cisaillement à l'interface liquide-vapeur. Lorsque la vitesse de la vapeur est suffisamment élevée, le liquide sera arraché de la surface de la mèche et entraîné dans la vapeur [63]. L'entraînement peut conduire à une augmentation substantielle soudaine de la circulation

du fluide et, par conséquent, à l'assèchement immédiat de la mèche à l'évaporateur. L'expression de cette limite à l'évaporateur est donnée par [62].

$$Q_{EL,e} = \left(\frac{\pi D_{v,e}^2 h_{fg}}{4} \right) \left[\frac{\sigma \rho_v}{2r_{h,s}} \right]^{0.5} \quad (\text{III. 6})$$

où, σ est le coefficient de tension de surface de l'eau (N/m), $r_{h,s}$ est le rayon hydraulique du port de la surface de la mèche (m), pour *une mèche d'écran en treillis* qui est donnée par

$$r_{h,s} = \left(\frac{1}{N_{wi,ms}} - D_{wi,ms} \right) / 2 \quad (\text{III. 7})$$

où, $N_{wi,ms}$ et $D_{wi,ms}$ sont le nombre de mailles (1/m) et le diamètre du fil de la couche d'écran interne (m).

$$Q_{EL} = \min(Q_{EL,e}, Q_{EL,hx}) \quad (\text{III. 8})$$

(4) Limite capillaire, Q_{CL}

La limite capillaire représente la capacité des mèches de caloduc à traverser le débit maximal du liquide. Un caloduc a une plus grande capacité de transport de chaleur avec un plus grand volume de liquide pompé par des mèches [63]. Pendant le fonctionnement du caloduc, la hauteur maximale de pompage capillaire $\Delta P_{c,max}$ (Pa) doit être supérieure ou au moins égale à la chute de pression totale le long du caloduc. Les chutes de pression comportent trois aspects [56], la chute visqueuse et inertielle de la vapeur ΔP_v (Pa), la goutte visqueuse dans le liquide ΔP_l (Pa), et la tête gravitationnelle ΔP_G (Pa), qui contient des pertes de charge hydrostatiques radiales et axiales (ΔP_{rG} et ΔP_{aG}). Pour cette opération particulière, où le fluide du caloduc est principalement entraîné par la gravité, la hauteur globale de la gravité est positive. La relation de pression est

$$\Delta P_{c,max} + \Delta P_G \geq \Delta P_v + \Delta P_l \quad (\text{III. 9})$$

a. Tête capillaire maximale ($\Delta P_{c,max}$)

La puissance de pression capillaire à travers une interface liquide-vapeur incurvée atteint la valeur maximale lorsque l'angle de contact dans l'évaporateur (θ_e) est égal à zéro et dans le condenseur (θ_c) est $\pi/2$ (voir figure. 3-2). La pression capillaire maximale pour ces opérations LHP est donnée par [71]

$$Q_{EL,e} = \frac{2\sigma\cos(\theta_e)}{r_e} \quad (\text{III. 10})$$

où, r_e est le rayon capillaire efficace (m) qui a les différentes expressions avec des structures de mèche, pour une mèche *d'écran en treillis composée*.

$$r_e = \frac{1}{2N_{owi,ms}} \quad (\text{III. 11})$$

où, $N_{wi,o}$ est le nombre de maillage de la couche d'écran externe (1/m).

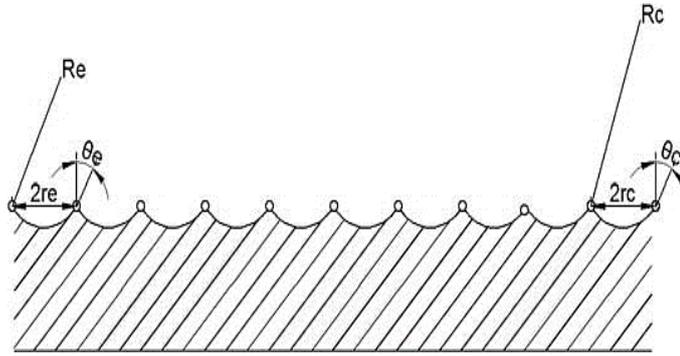


Fig. 3- 2: Paramètres des mèches et des pores dans l'évaporateur et le condenseur

Zhao [63] a recommandé que l'angle de contact (θ) soit d'environ $\pi/3$ pour toute application de caloduc. Imura et al. [64] ont suggéré que la force capillaire théorique soit multipliée par un rapport de correction de $2/3$ pour un modèle de caloduc méchant à mailles. Ces facteurs de correction sont nécessaires pour la détermination de la puissance capillaire réelle de ce LHP pendant la conception pratique.

b. Tête de pression gravitationnelle (ΔP_G)

Si un caloduc travaille sur un champ gravitationnel et que la communication circouférentielle du liquide dans la mèche est possible, la chute de pression hydrostatique radiale doit être considérée, et l'effort de liquide monte dans une direction perpendiculaire à l'axe du caloduc contre la force de gravité, exprimée par

$$\Delta P_{rG} = -\rho_l g D_{v,e} \cos\vartheta \quad (\text{III. 12})$$

où, ρ_l est la densité du liquide (kg/m^3), ϑ est l'angle du collecteur (rad). La hauteur de pression hydrostatique axiale positive de la colonne de liquide est générée par la différence de hauteur

totale entre le condenseur du caloduc et le fond de l'évaporateur. Cette différence de pression est

$$\Delta P_{aG} = \rho_l g (H_{hx}/2 + H_{hx-hp} + L_e \sin \vartheta) \quad (\text{III. 13})$$

où H_{hx} est la hauteur de la plaque d'échangeur de chaleur (m); H_{hx-hp} est la différence de hauteur entre l'échangeur de chaleur et le haut des caloducs absorbants (m).

Ainsi, la tête de gravité globale est

$$\Delta P_G = \Delta P_{aG} - \Delta P_{rG} \quad (\text{III. 14})$$

c. Chute de pression de vapeur (ΔP_v)

Une chute de pression de vapeur (ΔP_v) se produit dans quatre parties du LHP, y compris l'évaporateur ($\Delta P_{v,e}$), la colonne de vapeur du raccord à trois voies ($\Delta P_{v,vt}$), la conduite de transport de vapeur ($\Delta P_{v,vtl}$), et la section du condenseur ($\Delta P_{v,hx}$)

Une chute de pression de vapeur se produit dans quatre parties du LHP, y compris l'évaporateur et la colonne de vapeur de la conduite à trois voies raccordant la conduite de transport de vapeur et la section du condenseur.

$$\Delta P_v = \Delta P_{v,e} + \Delta P_{v,vt} + \Delta P_{v,vtl} + \Delta P_{v,hx} \quad (\text{III. 15})$$

Le gradient de pression de vapeur à l'évaporateur peut être écrit comme [62]

$$\Delta P_{v,e} = F_{v,e} L_e Q_{CL} \quad (\text{III. 16})$$

où Q_{CL} est la limite capillaire (W), $F_{v,e}$ est le coefficient de frottement de la vapeur dans la section absorbante, donné par

$$F_{v,e} = \frac{8C_{v,e} (f_{v,e} Re_{v,e}) \mu_v}{\pi D_{v,e}^4 \rho_v h_{fg}} \quad (\text{III. 17})$$

où $C_{v,e}$ et $f_{v,e}$ sont le paramètre caractéristique et le facteur de frottement dans la section d'absorption, qui peuvent être déterminés une fois que le nombre de Reynolds axial local et le nombre de Mach sont définis. Ces expressions sont données ci-dessous

$$Re_{v,e} = \frac{4Q_{CL}}{\pi D_{v,e} \mu_v h_{fg}} \quad (\text{III. 18})$$

$$M_{v,e} = \frac{4Q_{CL}}{\pi D_{v,e}^2 \rho_v h_{fg} (R_v T_v \gamma_v)^{0.5}} \quad (\text{III. 19})$$

Kraus et Bar-Cohen [65] ont donné la pleine expression de $C_{v,e}$ et $f_{v,e}$ avec des conditions différentes

$$Re_{v,e} \leq 2300, M_{v,e} \leq 0.2 :$$

$$(f_{v,e} Re_{v,e}) = 16, C_{v,e} = 1.00 \quad (\text{III. 20})$$

$$Re_{v,e} \leq 2300, M_{v,e} > 0.2 :$$

$$(f_{v,e} Re_{v,e}) = 16, C_{v,e} = \left(1 + \left(\frac{\gamma_v - 1}{2}\right) M_{v,e}^2\right)^{-0.5} \quad (\text{III. 21})$$

$$Re_{v,e} > 2300, M_{v,e} \leq 0.2 :$$

$$(f_{v,e} Re_{v,e}) = 0.038, C_{v,e} = Re_{v,e}^{0.75} \quad (\text{III. 22})$$

$$Re_{v,e} > 2300, M_{v,e} > 0.2 :$$

$$(f_{v,e} Re_{v,e}) = 0.038, C_{v,e} = \left(1 + \left(\frac{\gamma_v - 1}{2}\right) M_{v,e}^2\right)^{-0.75} Re_{v,e}^{0.75} \quad (\text{III. 23})$$

Le gradient de pression de vapeur à la colonne de vapeur dans le raccord à trois voies ($\Delta P_{v,vt}$) et la ligne de transport de vapeur ($\Delta P_{v,vtl}$) peut être réalisé de manière similaire en utilisant les équations de (III.12) à (III.19) en substituant les paramètres de l'évaporateur (c.-à-d. le diamètre et la longueur du flux de vapeur) aux paramètres caractéristiques respectifs dans chaque espace de noyau de vapeur du LHP.

- *Chute de pression de vapeur dans la section du condenseur ($\Delta P_{v,hx}$)*

Comme les canaux de vapeur dans l'échangeur de chaleur ont la même structure / géométrie et sont connectés en parallèle avec la même quantité de vapeur traversant, la chute de pression de vapeur dans une plaque peut représenter une perte de pression dans toute la section du condenseur. Pour une seule plaque, la chute de pression de vapeur est [61]

$$\Delta P_{v,hx} = F_{v,hx} \left(\frac{H_{hx}}{2}\right) \left[\frac{Q_{CL}}{(N_{hx}/2) - 1}\right] \quad (\text{III. 24})$$

où, N_{hx} est le nombre de plaques d'échangeur de chaleur; $F_{v,hx}$ est le coefficient de frottement de vapeur dans l'échangeur de chaleur, qui peut être déterminé de la même manière par les équations (III.13) à (III.19) en substituant le diamètre hydraulique de l'évaporateur au diamètre caractéristique de l'échangeur de chaleur.

d. Perte de pression de liquide (ΔP_l)

Une chute de pression de liquide (ΔP_l) se produit également en quatre parties, à savoir la section du condenseur ($\Delta P_{l,hx}$), la conduite de transport de liquide ($\Delta P_{l,tl}$), l'entrée d'alimentation en liquide ($\Delta P_{l,lt}$) le raccord de passage, et la section d'évaporation ($\Delta P_{l,e}$). La chute de pression globale du liquide est donc définie par

$$\Delta P_l = \Delta P_{l,hx} + \Delta P_{l,tl} + \Delta P_{l,lt} + \Delta P_{l,e} \quad (\text{III. 25})$$

- *Perte de charge liquide dans la section du condenseur ($\Delta P_{l,hx}$)*

La chute de pression du liquide dans chaque canal de la plaque d'échangeur de chaleur peut représenter une chute de pression totale du liquide dans le condenseur. Pour un canal à plaque unique, la chute de pression du liquide peut être décrite en utilisant la loi de Darcy [62]

$$\Delta P_{l,hx} = F_{l,hx} \left(\frac{H_{hx}}{2} \right) \left[\frac{Q_{CL}}{(N_{hx}/2) - 1} \right] \quad (\text{III. 26})$$

où, $F_{l,hx}$ est le coefficient de frottement liquide dans l'échangeur de chaleur, défini comme

$$F_{l,hx} = \frac{4\mu_l}{\pi(D_{hx}^2 - D_{lf}^2)\rho_l h_{fg}} \quad (\text{III. 27})$$

où, D_{hx} et D_{lf} sont respectivement les diamètres hydrauliques de la plaque (m) et du film liquide dans l'échangeur de chaleur (m); μ_l est la viscosité dynamique du liquide de travail (kg/m-s).

- *Perte de charge liquide dans la ligne liquide ($\Delta P_{l,tl}$) et le raccord à trois voies ($\Delta P_{l,lt}$)*

La perte de charge liquide dans la ligne de transport de liquide est [62]

$$\Delta P_{l,tl} = F_{l,tl} L_{tl} Q_{CL} \quad (\text{III. 28})$$

où L_{tl} est la longueur de la ligne de transport de liquide (m); $F_{l,tl}$ est le coefficient de frottement liquide dans la ligne de transport de liquide, défini comme

$$F_{l,tl} = \frac{4\mu_l}{\pi D_{l,tl}^2 \rho_l h_{fg}} \quad (\text{III. 29})$$

où $D_{l,tl}$ est le diamètre du noyau liquide dans la ligne de transport de liquide (m).

Le gradient de pression du liquide dans la structure d'alimentation à trois voies ($\Delta P_{l,t}$) peut être réalisé de manière similaire par les équations (3-24) et (3-25) en substituant la longueur et le diamètre de la ligne liquide aux paramètres caractéristiques respectifs de l'ajustement à trois voies.

- *Perte de charge liquide dans l'évaporateur ($\Delta P_{l,e}$)*

La chute de pression du liquide dans l'évaporateur s'écrit [62].

$$\Delta P_{l,e} = F_{l,e} L_e Q_{CL} \quad (\text{III. 30})$$

où, $F_{l,e}$ est le coefficient de frottement liquide dans le tuyau absorbant, donné comme

$$F_{l,e} = \frac{\mu_l}{K_p A_w \rho_l h_{fg}} \quad (\text{III. 31})$$

où A_w est la section transversale du flux de liquide dans la mèche (m^2); K_p est la perméabilité de mèche (m^2), qui varie avec différents types de structures de mèche :

Pour une structure de *mèche d'écran en treillis composées*, la surface transversale du flux de liquide et sa perméabilité peuvent être déterminées par la couche d'écran interne, donnée par [63].

$$A_w = \pi (D_{iwi,in}^2 - D_{v,e}^2) / 4 \quad (\text{III. 32})$$

où, $D_{iwi,in}$, est le diamètre de la couche d'écran interne dans le tuyau absorbant (m).

$$K_p = \frac{D_{iwi,ms}^2 \varepsilon_{iwi,ms}^3}{122 (1 - \varepsilon_{iwi,ms})^2} \quad (\text{III. 33})$$

où, $\varepsilon_{iwi,ms}$ est la porosité de la couche d'écran de maille interne, écrite comme

$$\varepsilon_{iwi,ms} = 1 - \frac{1.05\pi N_{iwi,ms} D_{iwi,ms}}{4} \quad (\text{III. 34})$$

La combinaison des équations ci-dessus donne l'expression finale de la limite capillaire

$$Q_{CL} \leq \frac{\Delta P_{c,max} + \Delta P_G}{\left(F_{v,e} L_e + F_{v,vt} L_{vt} + F_{v,lvl} L_{lvl} + \frac{F_{v,hx} H_{hx}}{N_{hx} - 2} \right) + \left(F_{l,e} L_e + F_{l,lvl} L_{lvl} + F_{l,tl} L_{tl} + \frac{F_{l,hx} H_{hx}}{N_{hx} - 2} \right)} \quad (\text{III. 35})$$

(5) Limite d'ébullition, Q_{BL}

La limite d'ébullition représente la densité de chaleur radiale maximale à l'évaporateur et se produit à une température de fonctionnement du caloduc extrêmement élevée, qui provoque la combustion du liquide à certaines zones des mèches ou de la paroi du caloduc. De même, un flux de chaleur limité existera dans le condenseur (échangeur de chaleur) du LHP. Pour l'évaporateur, l'expression analytique est [62].

$$Q_{BL,e} = \frac{2\pi L_e k_{wi} T_v}{h_{fg} \rho_v \ln(D_{hp,in}/D_{v,e})} \left(\frac{2\sigma}{r_b} - P_{c,max} \right) \quad (\text{III. 36})$$

où, r_b est le rayon des bulles, ce qui pourrait être supposé à 2.54×10^{-7} m pour l'estimation générale d'une performance normale de caloduc, $P_{c,max}$ est la puissance capillaire maximale (Pa), qui peut être ignorée en comparant avec la valeur de $2\sigma/r_b$, et k_{wi} est la conductivité thermique effective de la mèche saturée en liquide (W/m.K), pour la couche extérieure de *entreillis* de géométrie cylindrique, qui est donnée par

$$k_{wi} = k_l \frac{(k_l + k_{s,ms}) - (1 - \varepsilon_{owi,ms})(k_l - k_{s,ms})}{(k_l + k_{s,ms}) + (1 - \varepsilon_{owi,ms})(k_l - k_{s,ms})} \quad (\text{III. 37})$$

où, k_l et $k_{s,ms}$ sont les conductivités thermiques de la couche liquide et de la couche externe (W/m.K). La conductivité thermique effective de la couche de tamis interne peut être obtenue de manière similaire à partir de l'équation ci-dessus, ainsi la conductivité effective de la mèche globale est simplement exprimée en

$$k_{s,ms} = \frac{k_{owi,ms} + k_{iwi,ms}}{2} \quad (\text{III. 38})$$

$$Q_{BL} = \min(Q_{BL,e}, Q_{BL,hx}) \quad (\text{III. 39})$$

(6) Limite de masse de remplissage de liquide, Q_{FL}

La limite de masse de remplissage de liquide est le niveau de liquide minimum devant être rempli dans les boucles, ce qui affecte la capacité de transport de la chaleur en utilisant la force de gravité du liquide. Cette limite reflète la quantité minimale de liquide qui circule

entièrement dans la boucle de caloduc à l'aide de la gravité à une certaine hauteur. La limite de masse de remplissage de liquide pour l'évaporateur est [66]

$$Q_{FL,e} = \left(\frac{m_f}{xL_e} \right)^3 \frac{k_l g h_{fg}}{3\pi^2 \mu_l \rho_l D_{hp,in}^2} \quad (\text{III. 40})$$

où m_f est la masse liquide remplie (kg), et x est le paramètre relatif à la masse de liquide chargée, qui est supposé à 0.8 pour les tuyaux à structure de mèche et 1.0 pour les tronçons sans mèche.

III.2.3 Algorithme pour l'exploitation du modèle de transfert thermique du LHP

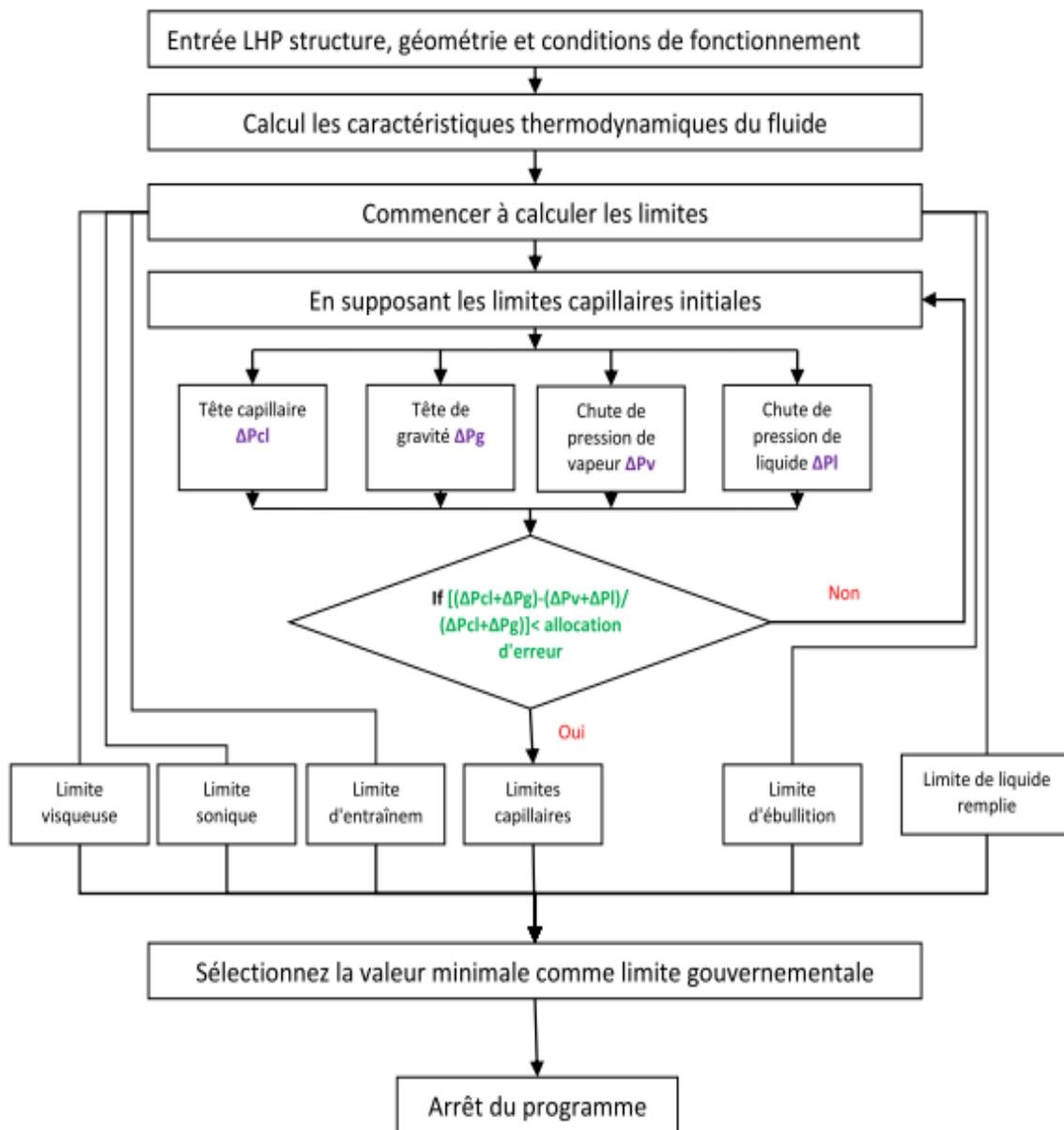


Fig. 3- 3: Organigramme de calcul des limites de transfert de chaleur du LHP

III.3. Modèle stationnaire pour l'étude thermohydraulique du système LHP

III.3.1. Objectif de modélisation thermohydraulique du système LHP

Une modélisation du LHP en régime permanent est réalisée. Elle est basée sur les équations de conservation d'énergie et de la chute de pression au sein de la paroi de l'évaporateur, la ligne liquide-vapeur et le condenseur.

III.3.2. Théorie des fluides thermiques et équations mathématiques associées du modèle thermohydraulique du LHP

La géométrie de la boucle LHP de fluide à pompage capillaire modélisée est présentée dans la figure. 3- 4. Sur la paroi rainurée de l'évaporateur est plaquée une structure capillaire. La boucle comporte aussi un réservoir, un condenseur et des tubes pour la circulation du fluide.

Le travail de modélisation présenté ici est basé sur la méthode thermohydraulique. Les nœuds sont placés à des endroits judicieusement choisis au sein de la boucle diphasique, correspondant aux composants de la boucle : l'évaporateur, le réservoir, le condenseur, et les conduites de liquide et de vapeur. Le modèle thermohydraulique présenté ici est composé de quatre sous modèles suivants :

- 1) Le sous modèle décrivant le bilan de conservation d'énergie au sein de l'évaporateur.
- 2) Le sous modèle décrivant le bilan de conservation d'énergie et la chute de pression au sein de la paroi de canal vapeur.
- 3) Le sous modèle décrivant le bilan de conservation d'énergie et la chute de pression le long de la ligne vapeur.
- 4) Le sous modèle décrivant le bilan de conservation d'énergie et la chute de pression au sein du condenseur.

La résolution de ces équations est basée sur la méthode numérique des volumes finis. Le choix de cette méthode est justifié par le fait qu'elle représente l'une des meilleures méthodes numériques utilisées lorsqu'il s'agit d'écoulement de fluides, ainsi qu'elle donne des résultats bien consistants.

La complexité des phénomènes thermiques traités nous a amené à poser quelques hypothèses simplificatrices :

- Les variations des propriétés thermo-physiques du fluide caloporteur en fonction de la température sont considérées ;

- Les différents écoulements sont considérés comme incompressibles ;
- Une partie du flux à évacuer est transférée par la paroi de l'évaporateur par conduction longitudinale et une autre partie vers l'interface liquide-vapeur par conduction transversale ;
- Le long de la ligne vapeur, la ligne liquide et au niveau du condenseur les trois régimes de condensation : le surchauffe, le changement de phase et le sous refroidissement sont considérés (figure. 3-6) ;
- Les échanges thermiques de la ligne vapeur, de la ligne liquide et du condenseur avec l'ambiance sont pris en compte ;
- La température du fluide dans le réservoir est considérée comme étant constante.

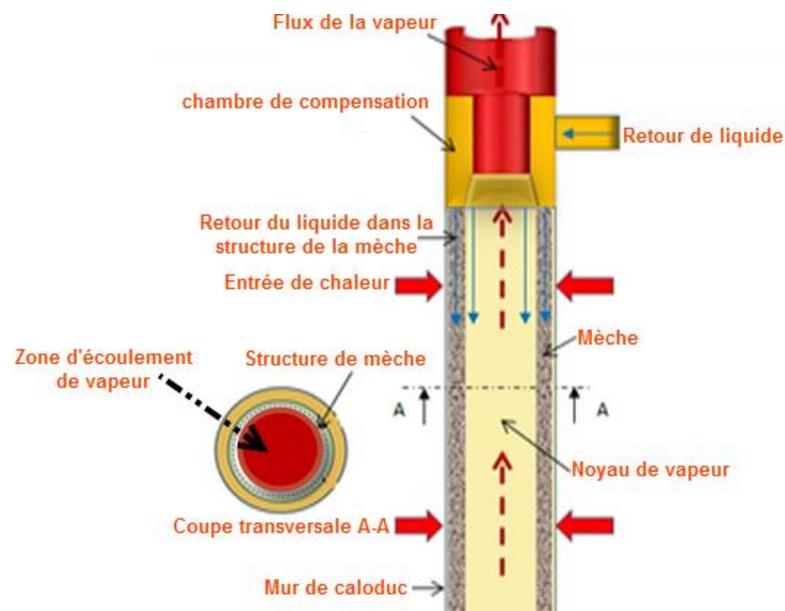


Fig. 3- 4: Vue schématique de la conception et du fonctionnement du LHP

1) Bilan énergétique de canal vapeur

Le fluide caloporteur entre dans la paroi vapeur à l'état saturé et suite à l'apport de chaleur dissipée par les composants électroniques la vapeur est surchauffée. L'équation décrivant le bilan de conservation d'énergie au niveau du canal vapeur est donnée par :

$$m \frac{dT_{ev}}{dx} + T_{ev} \frac{dm}{dx} = \frac{hP_{conv}}{C_p} T_{ev} \quad (\text{III.41})$$

Où : $T_{ev} = T_e - T_v$ est la différence de température entre l'entrée du canal vapeur et celle de la vapeur.

P_{conv} : le périmètre de la surface d'échange par convection du canal vapeur et :

$$\frac{d\dot{m}}{dx} = \frac{\dot{q}}{h_{fg}} P_{flux} \cdot x \quad (\text{III. 42})$$

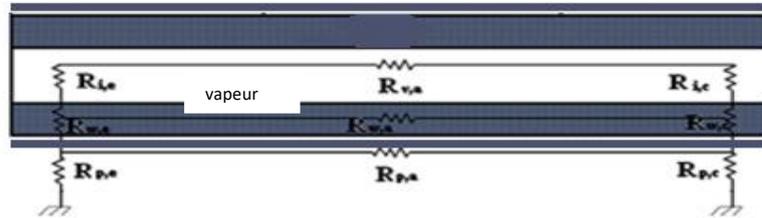


Fig. 3- 5: Schéma de l'évaporateur et analogie électrique

La résolution de cette équation est faite par la méthode explicite d'Euler avec la condition à la limite :

Pour $x=0$ on a : $T_v = T_{sat}$ et $T_{ev} = T_e - T_{sat}$

(a) Pertes de charge dans le canal vapeur

La détermination des pertes de charge le long de la boucle, entre les canaux de vapeur et le réservoir, permet de calculer la température de la vapeur. Elles comprennent les pertes régulières dans la conduite de vapeur, les pertes de charge dans le condenseur, les pertes de charge régulières dans la conduite de liquide, les pertes de charge singulières dans les coudes, les canaux et le collecteur au niveau de l'évaporateur, et celles dues à l'élargissement brusque à l'arrivée du fluide dans le réservoir.

▪ *Les pertes de charge régulières*

Les pertes de charge régulières représentent les pertes d'énergie dues aux frottements visqueux du fluide le long d'une conduite de section constante. Elles peuvent être exprimées en hauteur de fluide, selon l'expression :

$$\Delta H = \lambda \frac{LV^2}{D \cdot 2g} \quad (\text{III. 43})$$

où L est la longueur de la conduite, D son diamètre, V est la vitesse du fluide et λ est le coefficient de pertes de charge régulière. Le coefficient de pertes de charge régulière λ dépend du régime d'écoulement (laminaire ou turbulent) et donc du nombre de Reynolds.

Pour un écoulement laminaire, on utilise l'expression analytique de Poiseuille :

$$\lambda = \frac{64}{R_e} \quad (\text{III. 44})$$

Pour un écoulement turbulent, on utilise la corrélation de Colebrook-White :

$$\frac{1}{\lambda} = -2 \log \left(\frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda}} + 0.27 \frac{\varepsilon}{D} \right) \quad (\text{III. 45})$$

- *Les pertes de charge singulières*

Les pertes de charge singulières sont dues à des singularités de parcours telles que ; les coudes, les tés, les vannes, les raccords, etc. Et elles sont proportionnelles au carré de la vitesse du fluide, et dépendent de la géométrie du système (comme le diamètre de la canalisation) et du régime d'écoulement du fluide (donc du nombre de Reynolds).

L'arrivée de la ligne de liquide dans le réservoir est considérée comme un élargissement brusque débouchant un réservoir de dimensions « infinies ». Dans ce cas, les pertes de charge sont exprimées par la relation suivante :

$$\Delta H = k \frac{V^2}{2g} \quad (\text{III. 46})$$

où ΔH représente les pertes de charge, k un coefficient compris entre 1.06 et 1.1 en fonction de la configuration du raccord entre la canalisation et le réservoir, V la vitesse moyenne du fluide après élargissement, et g l'accélération de la pesanteur.

Les pertes de charge au niveau des coudes arrondis sont déterminées par la formule de Weisbach :

$$\Delta H = \frac{\alpha}{90} \left[0.131 + 1.847 \left(\frac{D}{2\rho} \right)^{3.5} \right] \quad (\text{III. 47})$$

Avec α l'angle de courbure de la canalisation, ρ son rayon de courbure, D le diamètre de la canalisation.

Les pertes de charge dues au rétrécissement brusque au niveau de l'évaporateur et de la canalisation de vapeur se calculent par la relation suivante :

$$\Delta H = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{D_2^2}{D_1^2} \right) \frac{V^2}{2g} \quad (\text{III. 48})$$

2) Bilan énergétique de la ligne vapeur

Le fluide caloporteur entre dans la ligne vapeur à l'état de vapeur surchauffée. Dépendant de la longueur disponible de la ligne vapeur et de la température du milieu ambiant, la vapeur surchauffée suit un processus de désurchauffe qui peut l'amener à un état de vapeur saturée lorsque sa température est égale à la sienne. Le fluide commence la condensation dans le tube pour des valeurs de son titre massique comprises entre 0 et 1. Il est en état de liquide saturé si son titre est égal à 1 ou sous refroidi si son enthalpie est inférieure à celle du liquide saturé.

A travers son écoulement dans le tube, le fluide caloporteur peut suivre trois régimes thermiques différents : régime de désurchauffe, régime de changement de phase vapeur-liquide et le régime du sous refroidissement. Il est important de décrire les équations qui gouvernent le phénomène ainsi que la formulation par la méthode des volumes finis pour chaque régime séparément.

Si l'on considère un volume V , parcouru par le fluide circulant dans le sens de l'axe ox avec une vitesse (figure. 3-6), le bilan d'énergie s'exprime par :

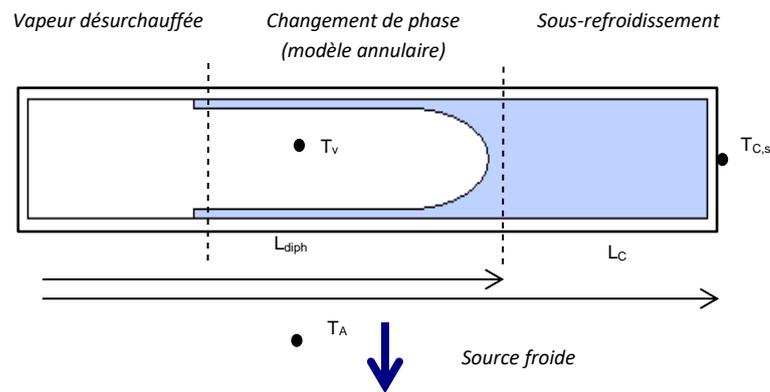


Fig. 3-6: Schéma de la ligne vapeur.

$$V \frac{\partial}{\partial t} (\rho h) = \frac{\partial}{\partial t} \frac{\partial (\rho h)}{\partial x} - U d A \left(\frac{h_{x+dx}}{C_p} - T_{\infty} \right) \quad (\text{III. 49})$$

où U coefficient global de transfert de chaleur, et h enthalpie spécifique massique du fluide.

(a) Pertes de charge dans la ligne vapeur

Le calcul des pertes de charge régulières dans la ligne vapeur est similaire à celui effectué pour le canal vapeur seulement, où on doit spécifier les dimensions du tube et les paramètres thermohydrauliques de la vapeur.

3) Bilan énergétique du condenseur

L'état du fluide caloporteur qui entre dans le condenseur c'est celui qui quitte la ligne vapeur, si le fluide demeure à l'état surchauffé, on doit reprendre les trois bilans précédents correspondants aux régimes de désurchauffe, changement de phase vapeur-liquide et sous refroidissement.

(a) Régime de désurchauffe

L'équation différentielle gouvernant le transfert de chaleur pour un régime permanent de la vapeur surchauffée vers l'air ambiant à travers l'élément de surface ∂A en termes d'enthalpie est [67] :

$$\frac{\partial h}{\partial A} + \frac{U_{glob-des}}{m} \left(\frac{h}{C_p} - T_\infty \right) = 0 \quad (\text{III. 50})$$

avec :

$$U_{glob-des} = \left[\left(\frac{1}{h_{conv}} + \frac{1}{h_{sf}} \right) \right]^{-1} \quad (\text{III. 51})$$

On a négligé les pertes thermiques par conduction à travers la paroi devant celles par convection à cause de la faible épaisseur du tube.

La discrétisation de cette équation nous conduit à évaluer l'enthalpie moyenne h_{i+1} dans le volume compris entre x_i et x_{i+1} à partir de l'enthalpie connue h_i du volume en amont (par rapport à l'écoulement du fluide considéré), soit :

$$\dot{m}(h_{i+1} - h_i) + U_{glob-des} dA \left(\frac{h_{i+1}}{C_p} - T_\infty \right) = 0 \quad (\text{III. 52})$$

(b) Régime de changement de phase

Dans cette région, la température du fluide demeure constante et égale à la température de saturation T_{sat} pour une pression donnée, l'équation qui gouverne le transfert de chaleur dans cette région est [67] :

$$\frac{\partial h}{\partial A} + \frac{U_{glob-cond}}{m} (T_{sat} - T_\infty) = 0 \quad (\text{III. 53})$$

avec :

$$U_{glob-cond} = \left[\left(\frac{1}{h_{cond}} + \frac{1}{h_{sf}} \right) \right]^{-1} \quad (\text{III. 54})$$

Pour un nombre de Froude inférieur à 10, l'écoulement est supposé stratifié où la corrélation du nombre de Nusselt [68] sera appliquée dans la détermination du coefficient du transfert de chaleur :

$$h_{cond} = 0.728 \left[\frac{\rho \cdot g \cdot (\rho_l - \rho_v) \lambda_l^3 \cdot h_{fg}}{\mu_l \cdot D \cdot |T_c - T_p|} \right]^{0.25} \quad (\text{III. 55})$$

Les pertes thermiques par conduction sont toujours négligées.

De la même façon, la discrétisation de l'équation (III. 56) donne :

$$\dot{m}(h_{i+1} - h_i) + U_{glob-cond} dA (T_{sat} - T_\infty) = 0 \quad (\text{III. 56})$$

Cette formulation est valable jusqu'à ce que le titre de la vapeur soit égal à zéro ou son enthalpie soit égale à celle du liquide saturé sous la pression calculée au sein du tube.

(c) Régime du sous refroidissement

L'équation différentielle gouvernant le transfert de chaleur du liquide vers l'air ambiant en termes de température s'écrit sous la forme [67]:

$$C_p \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{U_{glob-sous-ref} \cdot P}{m} (T - T_\infty) = 0 \quad (\text{III. 57})$$

avec :

$$U_{glob-sous-ref} = \left[\left(\frac{1}{h_{conv}} + \frac{1}{h_{sf}} \right) \right]^{-1} \quad (\text{III. 58})$$

La discrétisation de cette équation donne :

$$C_p (T_{i+1} - T_i) + \frac{U_{glob-sous-ref} \cdot P}{m} (T_{i+1} - T_\infty) = 0 \quad (\text{III. 59})$$

Il est à noter que cette formulation est identique à celle du régime de désurchauffe, seulement la différence réside dans la variable choisie.

▪ Pertes de charge dans le condenseur

Il n'existe pas de modèles fiables pour prédire les pertes de charge d'un écoulement diphasique car c'est un phénomène complexe lié aux non-linéarités, à la transition vers le régime turbulent, aux instabilités, aux caractéristiques diphasiques (mouvement et déformation de l'interface), aux effets de non-équilibre et interactions entre phases.

Plusieurs approches existent afin de prédire ces pertes de charge : les corrélations empiriques, les modèles analytiques, les modèles phénoménologiques. Une des méthodes prédictives efficaces se construit de la manière suivante : La perte de charge totale dans un fluide est due à la variation de l'énergie cinétique, de l'énergie potentielle du fluide ainsi que des frottements du fluide sur les parois de la conduite. En ce qui concerne les expressions des calculs des pertes de charge on pourra utiliser les formules et corrélations déjà employées dans la section (III.2.2) pour la détermination de la limite capillaire.

III.3.3. Validation du modèle

La validation de notre modèle est effectuée à partir des résultats de **S. Becker** [69], pour une boucle fluide chargée en eau à évaporateur plan. L'évolution de la température de l'évaporateur et température de canal vapeur de la boucle de fluide en fonction de la puissance thermique imposée à l'évaporateur, est représentée sur la tableau 3-1, (résultats du présent modèle de la simulation), et utilise les données expérimentales : la connaissance empirique des températures d'entrée et de sortie d'eau de refroidissement ainsi que sa capacité calorifique et son débit permettent de déterminer le flux thermique évacué au niveau du condenseur :

$$Q_{cond} = m \cdot C_p (T_{sfi} - T_{sfo}) \quad (\text{III. 54})$$

Le débit massique du fluide est estimé à partir des valeurs de la puissance dissipée au condenseur :

$$m = \frac{(Q_{app} - Q_{HL})}{h_{fg}} = \frac{Q_{cond}}{h_{fg}} \quad (\text{III. 55})$$

Dans cette équation, nous faisons l'hypothèse que la puissance évacuée par chaleur latente est très supérieure à celle dissipée par chaleur sensible, au cours de la désurchauffe et du sous-refroidissement du fluide caloporteur. On se base dans un premier temps sur les valeurs expérimentales de la température du réservoir pour déterminer la température de la vapeur au niveau de l'interface liquide-vapeur de l'évaporateur par la relation de Clausius-Clapeyron, comme démontré précédemment.

$$T_v = T_{res} \frac{\left(1 + \frac{(v_v - v_l)}{2h_{fg}} \Delta P_t\right)}{\left(1 - \frac{(v_v - v_l)}{2h_{fg}} \Delta P_t\right)} \quad (\text{III. 56})$$

Le bilan thermique au niveau du réservoir (voir réf. [38]) permet de déterminer la température de l'évaporateur :

$$T_{eva,w} = R_{ax} \left(m \cdot C_{pl} (T_{res} - T_{res,i}) - \frac{1}{R_{wi}} \right) + \frac{T_{res}}{R_{ax}} + \frac{(T_{res} - T_a)}{R_{amb}} \quad (\text{III. 57})$$

$$R_{wi} = \frac{\left(\frac{m \cdot C_p}{\lambda_{eff}} \cdot e_w \right) - 1}{m \cdot C_p}$$

$$R_{wi} = \frac{\left(\frac{m \cdot C_p}{\lambda_{eff}} \cdot \ln \left(\frac{D_{hp,in}}{D_{v,e}} \right) \right) - 1}{m \cdot C_p}$$

Dans cette équation, la température à l'entrée du réservoir est fournie au moyen des résultats expérimentaux. Comme la ligne de liquide est isolée thermiquement, nous avons $T_{co}=T_{res,i}$.

Les résultats qui précèdent permettent alors d'évaluer la résistance thermique entre la paroi de l'évaporateur et l'interface liquide-vapeur :

$$R_v = \frac{T_v - T_{eva,w}}{\frac{T_{eva,w}}{R_{ax}} - Q_{app} - \frac{T_{res}}{R_{ax}}} \quad (\text{III. 58})$$

Ce système d'équation permet, par ajustement des valeurs expérimentales et théoriques de la température de paroi de l'évaporateur, de déterminer la résistance R_{ax} , qui intervient dans le calcul du flux de fuite longitudinal, ainsi que la résistance R_{vap} . Ces valeurs sont identifiées pour chaque inclinaison et chaque niveau de charge thermique.

La performance du système LHP pourra aussi être évaluée par la résistance thermique du système.

$$R_{LHP} = \frac{T_{eva,w} - T_{cool}}{Q_{in}} \quad (\text{III. 59})$$

$$R_{eva,w} = \frac{T_{eva,w} - T_v}{Q_{in}} \quad (\text{III. 60})$$

$$R_{cond} = \frac{T_v - T_{cool}}{Q_{in}} \quad (\text{III. 61})$$

Tableau 3-1: Comparaison entre les résultats de la simulation LHP et les données de test publiées.

Angle θ	Puissance		Température				Q_{cond} (W)
	$T_{sat} = 20^\circ\text{C}$		(K)				
	Q_{in}	T_{eva} Becker [69]/EXP.	T_{eva} L'étude actuelle/SIM.	T_v Becker [69]/EXP.	T_v L'étude actuelle/SIM.	T_{res}	
0°	20	332,1728	328,981642	331,853	328,818116	327,9562	18,631
	40	331,6182	328,046585	331,2752	328,093633	326,7844	34,934
	60	331,1492	327,160605	330,6558	327,541234	325,6678	52,543
	80	330,4184	325,923246	329,7764	326,797456	324,2362	70,368
	100	330,8148	325,879448	330,0608	327,088316	323,961	86,074
30°	20	338,318	336,280217	338,2826	333,589474	333,0758	14,857
	40	338,5784	336,117328	337,9726	333,458904	332,6032	31,814
	60	337,3922	334,413077	336,685	332,089582	330,7782	49,536
	80	336,2248	332,617526	335,47	330,763548	328,8932	67,41
	100	335,7132	331,505553	334,8852	330,115730	327,6238	85,538
60°	20	345,4682	345,733503	345,3064	340,206794	340,0808	4,8744
	40	347,1276	346,805649	346,5614	341,022696	340,6774	19,675
	60	345,0746	343,742616	344,4294	338,468750	337,7434	36,736
	80	343,6064	341,584583	342,8768	336,845814	335,5766	54,873
	100	341,5218	338,772330	340,8092	334,905620	332,893	72,564
90°	20	333,3364	327,335612	333,665	324,452270	323,7648	16,482
	40	334,4016	327,926136	334,0804	325,071816	324,0114	32,794
	60	334,3872	327,405887	333,8768	324,833570	323,3472	48,874
	80	334,031	326,553212	333,5138	324,403736	322,3942	66,096
	100	334,6458	326,904542	334,0482	324,944124	322,474	81,983

La résistance thermique correspondant au flux de fuite longitudinal R_{ax} a été identifiée à 0,3 K/W. Il y a une différence quasiment constante de 10K entre la température de la vapeur théorique et la température expérimentale. Cette différence s'explique par le fait que l'on ne calcule pas la température de la vapeur au même point. Expérimentalement, la température de la vapeur est mesurée par un thermocouple placé sur la paroi de la ligne de vapeur, à la sortie de l'évaporateur, alors que théoriquement, elle est calculée à l'interface liquide-vapeur de la mèche. Or, la température de la vapeur mesurée en sortie de l'évaporateur est plus élevée qu'à l'interface de vaporisation, du fait qu'elle est surchauffée lors de son passage à travers les canaux de vapeur. C'est ce que l'on retrouve dans les résultats comparatifs ci-dessus. Les erreurs entre les valeurs simulées et expérimentales sont inférieures à 10 %.

III.4. Modèle dynamique pour l'évaluation des performances du système

III.4.1. Objectif de modélisation pour la performance dynamique du système

La modélisation dynamique visait à évaluer les performances du système de pompe à chaleur PV/LHP intégré dans des conditions climatiques réelles, qui sont simultanément affectées par plusieurs facteurs critiques, tels que le rayonnement solaire, la température de l'air, la vitesse de l'air et le temps de fonctionnement.

III.4.2. Théorie des fluides thermiques et équations mathématiques associées du modèle dynamique du système

Dans le module PV/LHP hybride assisté par pompe à chaleur pour le chauffage de l'eau, le modèle opérationnel transitoire nécessite certaines équations d'équilibre énergétique, obtenues par la méthode d'analyse par analogie électrique [72], également considérée par de nombreux chercheurs [58-20]. Le modèle physique du système PV/LHP étudié est illustré par la figure. 2-1. Notre modèle de système étudié se compose de deux parties ; la première est utilisée pour analyser le PV/LHP avec un verre de couverture comme un modèle référé dans le présent document.

Les équations susmentionnées sont les suivantes :

- 1) Une équation pour l'équilibre thermique du vitrage ;
- 2) Une équation pour le bilan thermique de la couche PV ;
- 3) Une équation de conduction thermique 1D transitoire pour la plaque ;
- 4) Une équation décrivant le bilan thermique du LHP en fonctionnement ;
- 5) Une équation liée à l'équilibre thermique du fonctionnement de la pompe à chaleur ;
- 6) La température du réservoir d'eau résultant de l'application d'un bilan thermique au compresseur.

Dans le besoin de simplification du modèle énergétique, les hypothèses suivantes sont faites :

- Le gradient de température le long de l'épaisseur de la couverture de vitrage est négligé.
- Les pertes électriques ohms dans les cellules solaires et le module PV sont négligeables.
- Les capacités calorifiques du scellant EVA (l'adhésif pour connecter les cellules PV et le verre PV pendant le laminage) n'ont pas été incluses, considérant la couche PV comme une variation de température uniforme.

- La conduction de la chaleur dans la plaque est supposée être unidirectionnelle.
- L'efficacité isentropique du compresseur est supposée être de 80% dans tous les calculs de la consommation électrique.

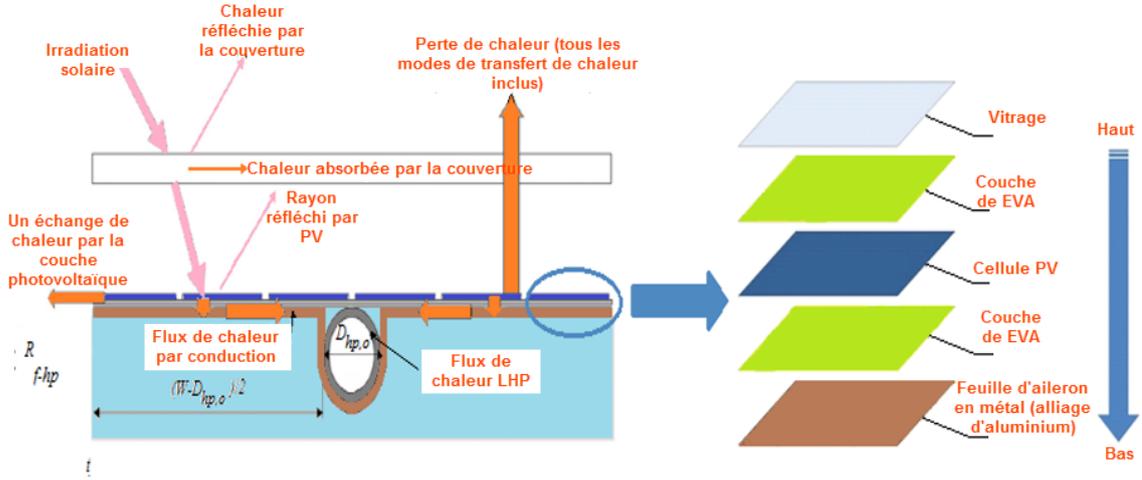


Fig. 3-7: Schéma du système PV /LHP hybride et des couches de lamination PV

Le modèle est principalement établi sur un collecteur PV/LHP avec un seul vitrage. La figure. 3-7, montré la vue en coupe transversale (c'est-à-dire le long de l'axe z perpendiculaire à chaque couche) du système PV/LHP, représentée en termes d'analogie électrique (réseau de résistance). Les équations du bilan énergétique pour différentes couches des modèles autour de chaque nœud peuvent être exprimées comme suit :

1) Équation de bilan thermique pour la couverture de vitrage

Le flux de chaleur dépendant du temps dans une couverture de vitrage simple peut être décrit en utilisant l'expression d'équilibre énergétique correspondante [72]:

$$\rho_c c_c \delta_c \frac{\partial T_c}{\partial t} = Q_c + (h_{c,p-c} + h_{R,p-c})(T_p - T_c) - (h_{c,c-a} + h_{R,c-a})(T_c - T_a) \quad (\text{III. 62})$$

2) Équation de bilan thermique pour la couche PV

La stratification PV combinée peut être décrite en suivant l'expression de l'équilibre énergétique [72] :

$$\rho_p c_p \delta_p \frac{\partial T_p}{\partial t} = [I(\tau_c \alpha)_b (1 - \beta_p) + I(\tau_c \alpha)_p \beta_p - q_e] - \frac{T_p - T_f}{R_{p-f} A_p} - (h_{c,p-c} + h_{R,p-c})(T_p - T_c) \quad (\text{III. 63})$$

La résistance thermique des cellules PV à la plaque peut être calculée comme

$$R_{p-f} = R_c + R_p + R_{EVA} + R_{ei} = \frac{\delta_c}{k_c A_c} + \frac{\delta_p}{k_p A_p} + \frac{\delta_{EVA}}{k_{EVA} A_{EVA}} + \frac{\delta_{ei}}{k_{ei} A_{ei}} \quad (\text{III. 64})$$

Les propriétés thermiques et optiques des deux systèmes utilisés dans la simulation sont les suivantes : Le coefficient d'extinction de la couverture de verre $k = 10$. L'émissivité du verre couvre $\varepsilon_c = 0.82$. Pour le système LHP-PV / HP, émissivité de la cellule PV $\varepsilon_p = 0.9$ et EVA noire $\varepsilon_{EVA} = 0.95$. Absorption de la cellule PV $\alpha_p = 0.9$, EVA noir $\alpha_{EVA} = 0.9$ et utilisation d'un agent d'étanchéité EVA renforcé thermiquement [58].

où la production d'énergie électrique du panneau photovoltaïque par unité de surface, qui est donnée par :

$$q_e = I(\tau_c \alpha)_p \beta_p \eta_p [1 - \beta_{PV}(T_p - T_{rc})] \quad (\text{III. 65})$$

3) Équation de conduction de chaleur 1D transitoire pour la feuille de métal

Dans le but de modéliser la conduction thermique transitoire à l'intérieur de la tôle, nous avons supposé un flux de transfert de chaleur unidirectionnel dans cette plaque plane en ne considérant que la direction x . La feuille de métal a été discrétisée en un certain nombre de subdivisions élémentaires, comme le montre la figure. 3-8. Le profil de la température était supposé avoir une symétrie par rapport à la position de l'évaporateur LHP. Par conséquent, les équations de bilan thermique sont données par [72]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho_f c_f \delta_f \frac{\partial T_f}{\partial t} = k_f \delta_f \frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + \frac{T_p - T_f}{R_{p-f} A_p} - \frac{T_f - T_a}{R_{f-a} A_{fs} + 1/h_a A_{fe}} \end{array} \right. \quad (\text{III. 66})$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho_f c_f \delta_f \frac{\partial T_{f,cent}}{\partial t} = \frac{T_{p,cent} - T_{f,cent}}{R_{p-f} A_p} - \frac{T_{f,cent} - T_{hp,w}}{R_{f-hp} A_{fc}} - \frac{T_{f,cent} - T_a}{R_{f-a} A_{fs}} \end{array} \right. \quad (\text{III. 67})$$

La température initiale et les conditions aux limites sont les suivantes :

$$\left\{ \begin{array}{l} T(x, 0) = T_{f,i}^0, \quad t = 0 \\ -k_f \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=0} = h_a (T_{f,0} - T_a), \quad t > 0 \\ -k_f \frac{\partial T}{\partial \vec{n}} \Big|_{y=0} = -k_{hp} \frac{\partial T_{f,cent}}{\partial \vec{n}} \Big|_{y=0}, \quad x = \frac{W}{2}, \quad t > 0 \end{array} \right. \quad (\text{III. 68})$$

où \vec{n} est le vecteur unitaire normal vers l'extérieur de la feuille d'ailette métallique et de l'évaporateur LHP.

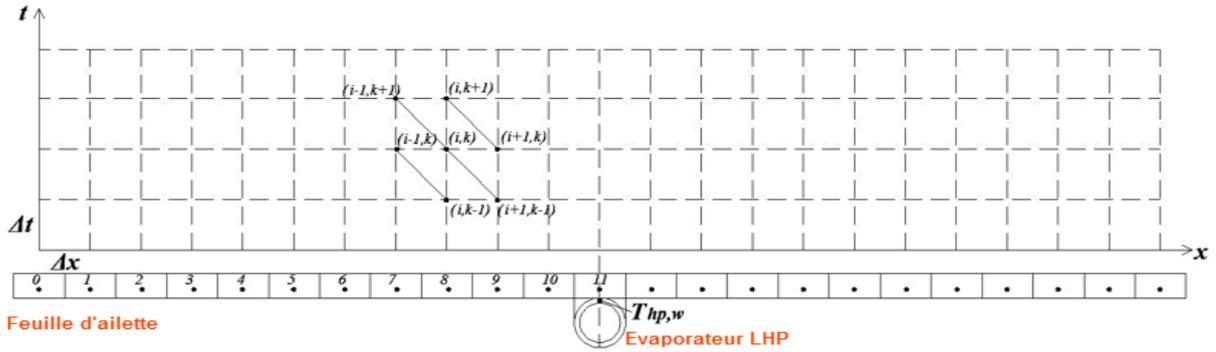


Fig. 3- 8: Grille de maillage pour l'ailette en feuille le long de sa largeur [11]

Les résistances thermiques du matériau isolant sous et recouvrant les ailettes de l'air sont respectivement [61].

$$R_{f-a} = \frac{\delta_{fs}}{k_{fs} A_{fs}} \quad (\text{III. 69})$$

$$R_{f-hp} = \frac{\delta_f}{k_f A_{fc}} \quad (\text{III. 70})$$

4) Équation de bilan thermique décrivant le LHP en fonctionnement

La variation du transfert de chaleur dépendant du temps dans le caloduc en boucle peut s'écrire [72] :

$$\frac{1}{4} \pi (D_{hp,o}^2 - D_{hp,in}^2) \rho_{hp} c_{hp} \delta_{hp} \frac{\partial T_{hp,w}}{\partial t} = \frac{T_{f,11} - T_{hp,w}}{R_{f-hp} A_{fc}} - \frac{T_{hp,w} - T_{r,m}}{R_{hp,r}} - \frac{T_{hp,w} - T_a}{R_{hp-a}} \quad (\text{III. 71})$$

où R_{hp-a} est la résistance thermique entre la ligne de transport de caloduc et l'air environnant (K/W), donnée par :

$$R_{hp-a} = \frac{\ln(D_{hp,o}/D_{hp,in})}{2\pi L_{hp} k_{hp}} + \frac{1}{h_a A_{hp}} \quad (\text{III. 72})$$

La résistance thermique entre la section d'évaporation de LHP et le réfrigérant à l'intérieur de la pompe à chaleur, R_{hp-r} (K/W), est prise comme valeur globale qui se produit dans tous les composants, tels que paroi de caloduc, structure de mèche, liquide film, échangeur de

chaleur et flux de réfrigérant. D'autres résistances, telles que celles de l'interface liquide-vapeur au niveau de la structure de la mèche et du flux de vapeur dans la ligne de vapeur, sont négligées en raison de leurs valeurs beaucoup plus faibles.

$$R_{hp-r} = R_{hp-w} + R_{wi} + R_{lf} + R_{hx} + R_r \quad (\text{III. 73})$$

(a). La résistance thermique du transfert de chaleur par conduction à travers la paroi du caloduc est [63]

$$R_{hp-w} = \frac{\ln(D_{hp,o}/D_{hp,in})}{2\pi L_{hp,e} k_{hp}} \quad (\text{III. 74})$$

où $D_{hp,o}$, $D_{hp,in}$, $L_{hp,e}$ et k_{hp} sont le diamètre extérieur (m), le diamètre interne (m), la longueur (m) et la conductivité thermique du caloduc absorbant (W/m-K).

(b). La résistance thermique de la mèche statué est [72]

$$R_{wi} = \frac{\ln(D_{hp,in}/D_{v,e})}{2\pi L_{hp,e} k_{wi}} \quad (\text{III. 75})$$

où, k_{wi} est la conductivité thermique effective de la structure de la mèche (W/m-K).

$$k_{wi} = (k_{owi} + k_{iwi})/2 \quad (\text{III. 76})$$

où, k_{owi} , k_{iwi} sont la conductivité thermique effective de la structure de mèche externe et interne respectivement (W/m-K),

$$k_{owi} = \frac{k_l [(k_l + k_s) - (1 - \varepsilon_{owi})(k_l - k_s)]}{[(k_l + k_s) + (1 - \varepsilon_{owi})(k_l - k_s)]} \quad (\text{III. 77})$$

La conductivité thermique effective de la couche d'écran interne peut également être obtenue à partir de l'équation ci-dessus

$$\varepsilon_{owi} = 1 - \frac{1.05\pi N_{owi} D_{owi}}{4} \quad (\text{III. 78})$$

(c). Résistance thermique du film liquide condensé

La résistance à l'écoulement associée du film liquide condensé uniformément réparti sur la surface de l'échangeur de chaleur à condensation (du côté du caloduc) est [72].

$$R_{lf} = \frac{\ln[D_{hx,in}/(D_{hx,in} - 2\delta_{lf})]}{2\pi L_{lf} k_{lf} (N_{hx}/2 - 1)} \quad (\text{III. 79})$$

(d). Résistance thermique de la plaque échangeuse de chaleur

La résistance thermique équivalente de la plaque d'échange de chaleur est

$$R_{hx} = \frac{\ln(D_{hx,o}/D_{hx,in})}{2\pi k_{hx} (H_{hx}/2)(N_{hx}/2 - 1)} \quad (\text{III. 80})$$

(e). Résistance thermique du réfrigérant de pompe à chaleur

Dans son cycle, le fluide frigorigène de la pompe à chaleur traverse les canaux de condensation de l'échangeur de chaleur (du côté du fluide frigorigène), où il s'évapore. Cela impliquera un transfert de chaleur par convection turbulente et forcée, de sorte que la résistance thermique correspondante est [72].

$$R_r = \frac{1}{h_r A_{hx,r} (N_{hx}/2)} \quad (\text{III. 81})$$

où, h_r , est le coefficient de transfert de chaleur ($\text{W/m}^2\text{-K}$) du flux de réfrigérant à deux phases pour chaque canal d'échange de chaleur, qui est donné par

$$h_r = h_{r,l} \left[(1 - x_r)^{0,8} + \frac{3,8x_r^{0,76}(1 - x_r)^{0,04}}{Pr_r^{0,38}} \right] \quad (\text{III. 82})$$

où x_r , est la saturation du réfrigérant, $h_{r,l}$, est le coefficient de transfert de chaleur du réfrigérant liquide ($\text{W/m}^2\text{-K}$).

$$h_{r,l} = \frac{Nu_r k_{r,l}}{D_{hx,in}} \quad (\text{III. 83})$$

Le nombre de Nusselt du fluide frigorigène peut être obtenu à partir de l'équation de Dittus-Boelter (3 – 84)

$$Nu_r = 0.023 Re_{r,l}^{0,8} Pr_{r,l}^{0,4} \quad (\text{III. 84})$$

où $\mu_{r,l}$ et m_r sont respectivement la viscosité dynamique moyenne (kg m-s) et le débit massique (kg/s) de réfrigérant liquide dans chaque canal de change thermique.

$$Re_{r,l} = \frac{m_r(1 - x_r)D_{hx,in}}{\mu_{r,l}(N_{hx}/2)N_{hp}A_{hx,r}} \quad (\text{III. 85})$$

où, $c_{pr,l}$ est la chaleur spécifique du réfrigérant liquide à pression constante (J/kg-K).

$$Pr_{r,l} = \mu_{r,l}c_{pr,l}/k_{r,l} \quad (\text{III. 86})$$

5) Equation de bilan thermique liée au fonctionnement de la pompe à chaleur

Après la réception du réfrigérant par la chaleur solaire, l'évaporation à l'intérieur de la section de condensation de l'échangeur de chaleur commence. Ensuite, le compresseur isentropique transforme la vapeur de réfrigérant en augmentant sa température et sa pression qui, à son tour, se condense à travers l'échangeur de chaleur serpentin à l'intérieur du réservoir d'eau, libérant une quantité de chaleur latente de condensation vers l'eau du réservoir. Ainsi, la chaleur solaire reçue par l'évaporateur à pompe à chaleur est exprimée comme suit [72] - [73].

$$\frac{\partial(M_r H_{r,e})}{\partial t} = \frac{T_{hp,w} - T_{r,m}}{R_{hp-r}} - \frac{T_{hp,w} - T_a}{R_{hp-a}} \quad (\text{III. 87})$$

6) Équilibre thermique appliqué au compresseur pour trouver la température du réservoir d'eau

En tenant compte de la quantité supplémentaire d'entrée de travail du compresseur, la chaleur de condensation dégagée par la pompe à chaleur est définie par [73]-[75].

$$M_w c_w \frac{\partial T_w}{\partial t} = \frac{\partial(M_r H_{r,c})}{\partial t} - \frac{T_w - T_a}{R_{w-a}} \quad (\text{III. 88})$$

où M_w et c_w sont la masse (kg) et la capacité calorifique spéciale (J/kg-K) de l'eau ; $H_{r,c}$ est l'enthalpie du réfrigérant dans la section de condensation (J/kg) ; T_w est la température moyenne de l'eau dans le réservoir (K); R_{w-a} est la résistance thermique équivalente entre l'air ambiant et l'eau du réservoir [72].

$$R_{w-a} = \frac{\ln(D_{ws,o}/D_{ws,in})}{2\pi L_{ws} k_{ws}} + \frac{1}{h_a A_{ws}} \quad (\text{III. 89})$$

où, $D_{ws,o}$, $D_{ws,in}$, L_{ws} , k_{ws} et A_{ws} sont respectivement les diamètres extérieur/intérieur (m), longueur (m), conductivité thermique (W/m-K) et surface (m²) de l'isolation des réservoirs d'eau

Une fois les températures d'évaporation et de condensation réglées en permanence, le débit massique est considéré comme le paramètre principal déterminant le processus thermodynamique dans la pompe à chaleur, qui peut être traité comme une variable spéciale malgré l'utilisation de la vitesse fixe ou variable compresseur: (1) le compresseur à vitesse fixe modifie le débit massique en l'allumant ou en l'éteignant simplement pendant une certaine période de fonctionnement; (2) le compresseur à vitesse variable ajuste automatiquement sa vitesse du moteur pour affecter le débit massique transitoirement.

III.4.3. Clarification de l'ensemble des modèles de radiation

L'ensemble de la procédure visant à modéliser les phénomènes de rayonnement est exposé ci-dessous comme indiqué dans [6]. En conséquence, si l'irradiation solaire frappant la surface externe du verre est à un taux de I , alors l'énergie irradiante absorbée par la couverture de verre est donnée par :

$$Q_c = I \alpha_c = I(1 - \tau_c) \quad (\text{III. 90})$$

Le facteur de transmission solaire transitoire global pour une seule couverture devient [77].

$$\tau_c = \frac{\tau_{c,\alpha}}{2} \left\{ \frac{1 - r_{\parallel}}{1 + r_{\parallel}} \left[\frac{1 - r_{\parallel}}{1 - (r_{\parallel} \tau_{c,\alpha})^2} \right] + \frac{1 - r_{\perp}}{1 + r_{\perp}} \left[\frac{1 - r_{\perp}}{1 - (r_{\perp} \tau_{c,\alpha})^2} \right] \right\} \quad (\text{III. 91})$$

Dans l'équation ci-dessus, la transmittance du verre, en tenant compte uniquement de l'absorption $\tau_{c,\alpha}$, est écrit comme suit :

$$\tau_{c,\alpha} = \exp \left[-\frac{K \delta_c}{\cos(\theta_2)} \right] \quad (\text{III. 92})$$

Et l'angle de réfraction du faisceau solaire direct, θ_2 (rad), est donné par l'expression :

$$\theta_2 = \sin^{-1} \left(\frac{\sin \theta_1}{n_g} \right) \quad (\text{III. 93})$$

où K est le coefficient d'extinction de la couverture de verre qui est une propriété du matériau, appliquant la loi de Bouguer aux angles d'incidence et n_g est le rapport d'indice de réfraction est typiquement 1.526 pour un verre du faisceau direct représenté par θ_1 et, θ_2 l'équation suivante est obtenue.

$$\tau_{c,\alpha} = \exp \left[-k\delta_c \left(1 - \frac{\sin^2 \theta_1}{n_g^2} \right)^{-0.5} \right] \quad (\text{III. 94})$$

Hémisphère, l'expression de l'angle d'incidence est donnée par [78]

$$\cos(\theta_1) = \sin(L_m - \theta)\sin(\delta_m) + \cos(L_m - \theta)\cos(\delta_m)\cos(h_m) \quad (\text{III. 95})$$

L'énergie accumulée à l'intérieur du verre est due au rayonnement solaire absorbé, Q_c et au transfert thermique net avec :

- L'air ambiant avec une température T_a pour le transfert de chaleur par convection ;
- L'environnement est pris à la température T_s , en tenant compte du transfert de chaleur par rayonnement à ondes longues ;
- La plaque PV avec une température T_p à travers l'entrefer pour le transfert de chaleur par convection-rayonnement combiné.

Le coefficient de transfert de chaleur par convection de l'air ambiant peut être calculé via l'équation de Klein [79]:

$$h_{c,e-a} = \frac{8.6V^{0.6}}{L^{0.4}} \quad (\text{III. 96})$$

Comme la température du ciel a un impact mineur sur le résultat des calculs, elle est généralement prise comme la température ambiante de l'air, ainsi elle est donnée par [6] :

$$h_{R,e-a} = \varepsilon_c \sigma (T_c + T_s)(T_c^2 + T_s^2) \quad (\text{III. 97})$$

La température d'environnant corrélée T_s à la température ambiante locale T_a est la suivante [80] :

$$T_s = 0,0552 T_a^{1,5} \quad (\text{III. 98})$$

Le paramètre de transfert de chaleur dans l'entrefer h_{pc} est une combinaison du rayonnement thermique entre des surfaces limites de coefficient $h_{R,p-c}$, et de transfert de chaleur par convection par le coefficient $h_{c,p-c}$ pour des plaques parallèles inclinées de 30 °[6] :

$$h_{pc} = h_{R,p-c} + h_{c,p-c} \quad (\text{III. 99})$$

La couche d'air entre le panneau PV et le couvercle en verre a un transfert de chaleur par

convection libre et son coefficient est donné par Eq. (III. 100) (Pour le système vitré) :

$$h_{c,p-c} = Nu_a \frac{k_{a,p}}{\delta_{a,p}} \quad (\text{III. 100})$$

où $k_{a,p}$, $\delta_{a,p}$ and Nu_a sont respectivement la conductivité thermique, l'épaisseur et la couche d'air inclinée. Le nombre de Nusselt est obtenu par Eq. (III. 101), comme indiqué par [81].

$$Nu_a = 1.446 \left(1 - \frac{1708}{Ra_{a,p} \cos \theta} \right)^+ \left[1 - \frac{1708 \sin^{1.6}(1.8\theta)}{Ra_{a,p} \cos \theta} \right] + \left[\left(\frac{Ra_{a,p} \cos \theta}{5830} \right)^{0.333} \right]^+ \quad (\text{III. 101})$$

Une formule simple et précise pour un angle d'inclinaison optimal partout dans le monde a été récemment proposée par Camelia Stanciu et al. [82]

$$\theta = L_m - \delta m : L_m \text{ la longitude et } \delta m \text{ est la déclinaison du soleil (degré).}$$

La procédure expliquée ci-dessus pour le modèle couvert est appliquée pour le modèle sans le verre de couverture, sauf à partir des termes des équations qui considèrent la convection combinée et l'échange de chaleur par rayonnement à travers l'entrefer.

$$Ra_{a,p} = \frac{g(T_p - T_c) \delta_{a,p}^3}{\nu_{a,p}^2 T_{a,m}} Pr_{a,p} \quad (\text{III. 102})$$

où g est l'accélération de la pesanteur (m/s^2) et $\nu_{a,p}$ est la viscosité cinématique de l'air à la surface de couverture intérieure et PV (m^2/s) ; $Pr_{a,p}$ est le nombre de Prandtl de l'entrefer au niveau de la couche PV et de la surface interne du couvercle, supposée indépendante de la température et prise égale à 0,7 ; $T_{a,m}$ est la température moyenne de l'air de la couche PV et de la surface intérieure du couvercle qui est

$$T_{a,m} = \frac{(T_p + T_c)}{2} \quad (\text{III. 103})$$

où T_p et T_c sont respectivement les températures moyennes (K) de la couche PV et de la surface interne du couvercle.

Pour convertir le rayonnement en un transfert convectif équivalent, un facteur pertinent pour le rayonnement, $h_{R,p-c}$, est formulé comme suit

$$h_{R,p-c} = \frac{\sigma(T_p + T_c)(T_p^2 + T_c^2)}{1/\varepsilon_p + 1/\varepsilon_c - 1} \quad (\text{III. 104})$$

III.4.4. Discrétisation et résolution du système d'équations différentielles

Les équations différentielles peuvent être réécrites selon le format requis par les solveurs "ode15s" et "pdepe" de MATLAB. Le solveur "pdepe" est utilisé pour résoudre les problèmes actuels de valeurs aux limites et initiale (IVBP) dans le cas de systèmes d'équations aux dérivées partielles (PDE) paraboliques et elliptiques tels que les problèmes d'évolution (transitoires) unidimensionnels. Alors que les intégrations temporelles sont réalisées en invoquant le solveur "ode15s", qui représente un solveur VSVO (Variable-Step, Variable-Order) basé sur les expressions numériques de différentiation (NDF) de l'ordre de 1 à 5 [83].

Pour manifester le solveur "ode15s", les ODE groupés doivent être réécrits suivants format ci-dessous [84].

$$\left\{ \begin{array}{l}
 dy = [T_c; T_p; T_{f,cent}; T_{hp,w}; m_r; T_w] = [y(1); y(2); y(3); y(4); y(5); y(6)] \\
 dy(1) = \{ I\alpha_c + (h_{c,p-c} + h_{R,p-c})[y(2) - y(1)] - (h_{c,c-a} + h_{R,c-a})[y(1) - T_a] \} / \rho_c c_c \delta_c \\
 dy(2) = \left\{ \begin{array}{l} [I(\tau_c \alpha)_b (1 - \beta_p) + I(\tau_c \alpha)_p \beta_p - Q_e] \\ -[y(2) - y(3)]/R_{p-f} A_p - (h_{c,p-c} + h_{R,p-c})[y(2) - y(1)] \end{array} \right\} / \rho_p c_p \delta_p \\
 dy(3) = \{ [y(2) - y(3)]/R_{p-f} A_p - [y(3) - y(4)]/R_{f-hp} A_{fc} - [y(3) - T_a]/R_{f-a} A_{fs} \} / \rho_f c_f \delta_f \\
 dy(4) = \left\{ \begin{array}{l} \frac{\pi}{4} [y(3) - y(4)]/R_{f-hp} A_{fc} \\ -[y(4) - T_{r,m}]/R_{hp-r} - [y(4) - T_a]/R_{hp-a} \end{array} \right\} / (D_{hp,o}^2 - D_{hp,in}^2) \rho_{hp} c_{hp} L_{hp} \\
 dy(5) = \{ [y(4) - T_{r,m}]/R_{hp-r} - [y(4) - T_a]/R_{hp-a} \} / H_{r,e} \\
 dy(6) = \left\{ y(5) H_{r,c} - \frac{[y(6) - T_a]}{R_{w-a}} \right\} / M_w c_w
 \end{array} \right. \quad (III. 105)$$

Pour utiliser le solveur "pdepe", la fonction PDE, les conditions initiales et aux limites doivent satisfaire aux formes ci-dessous [84] :

$$\left\{ \begin{array}{l}
 C \left(x, t, T, \frac{\partial T}{\partial x} \right) \frac{\partial T}{\partial t} = x^{-m} \frac{\partial}{\partial x} \left[x^m f \left(x, t, T, \frac{\partial T}{\partial x} \right) \right] + s \left(x, t, T, \frac{\partial T}{\partial x} \right) \\
 T(x, t_0) = T_0(x) \quad t \in [t_0, t_f], x \in [a, b] \\
 p(x, t, T) + q(x, t) f \left(x, t, T, \frac{\partial T}{\partial x} \right) = 0
 \end{array} \right. \quad (III. 106)$$

Dans ce cas, notre PDE dédiée peut être réécrite comme suit :

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho_f c_f \delta_f \frac{\partial T_f}{\partial t} = k_f \delta_f x^0 \frac{\partial}{\partial x} \left(x^0 \frac{\partial T_f}{\partial x} \right) + \left[\frac{T_p - T_f}{R_{p-f} A_p} - \frac{T_f - T_a}{R_{f-a} A_{fs} + 1/h_a A_{fe}} \right] \\ T(x, 0) = T_f^0 \\ h_a (T_{f,0} - T_a) + k_f \frac{\partial T_f}{\partial x} \Big|_{x=0} = 0 \\ T_{f,cent} - T_f \left(\frac{W}{2}, t \right) \\ t \in [0, end], x \in \left[0, \frac{W}{2} \right] \end{array} \right. \quad (\text{III. 107})$$

Les tailles de pas de temps et d'espace, Δt et Δx , sont choisies pour converger avec une précision maximale. Puisque le profil de température de la feuille de métal est supposé être symétrique des deux côtés de l'emplacement de l'évaporateur LHP au centre, nous devrions choisir un nombre inférieur d'intervalles de discrétisation de manière à avoir une consistance et une convergence. Ensuite, seuls les éléments centraux et les éléments latéraux sont pris en compte pour la simulation, comme indiqué sur la figure. 3-8. [83].

III.4.5. Efficacité énergétique globale

L'efficacité énergétique globale est définie comme la somme des rapports entre les productions de chaleur et d'électricité et le rayonnement solaire incident du module. Les expressions de ces efficacités énergétiques sont les suivantes [75]:

$$\eta_e = \frac{\int_{t_0}^{t^{k+1}} Q_e dt}{\int_{t_0}^{t^{k+1}} A_m I dt} \quad (\text{III. 108})$$

$$\eta_{th} = \frac{\int_{t_0}^{t^{k+1}} Q_{th} dt}{\int_{t_0}^{t^{k+1}} A_m I dt} \quad (\text{III. 109})$$

$$\eta_0 = \eta_e + \eta_{th} \quad (\text{III. 110})$$

Le coefficient de performance du système standard (COP) est évalué.

$$COP_{th} = \frac{\int_{t_0}^{t^{k+1}} Q_w dt}{\int_{t_0}^{t^{k+1}} (Q_w - Q_{th}) dt} \quad (\text{III. 111})$$

$$COP_{PVT} = \frac{\int_{t_0}^{t_{k+1}} Q_w dt}{\int_{t_0}^{t_{k+1}} (Q_w - Q_{th}) dt} \tag{III. 112}$$

III.4.6. Algorithme pour l'exploitation du modèle dynamique du système

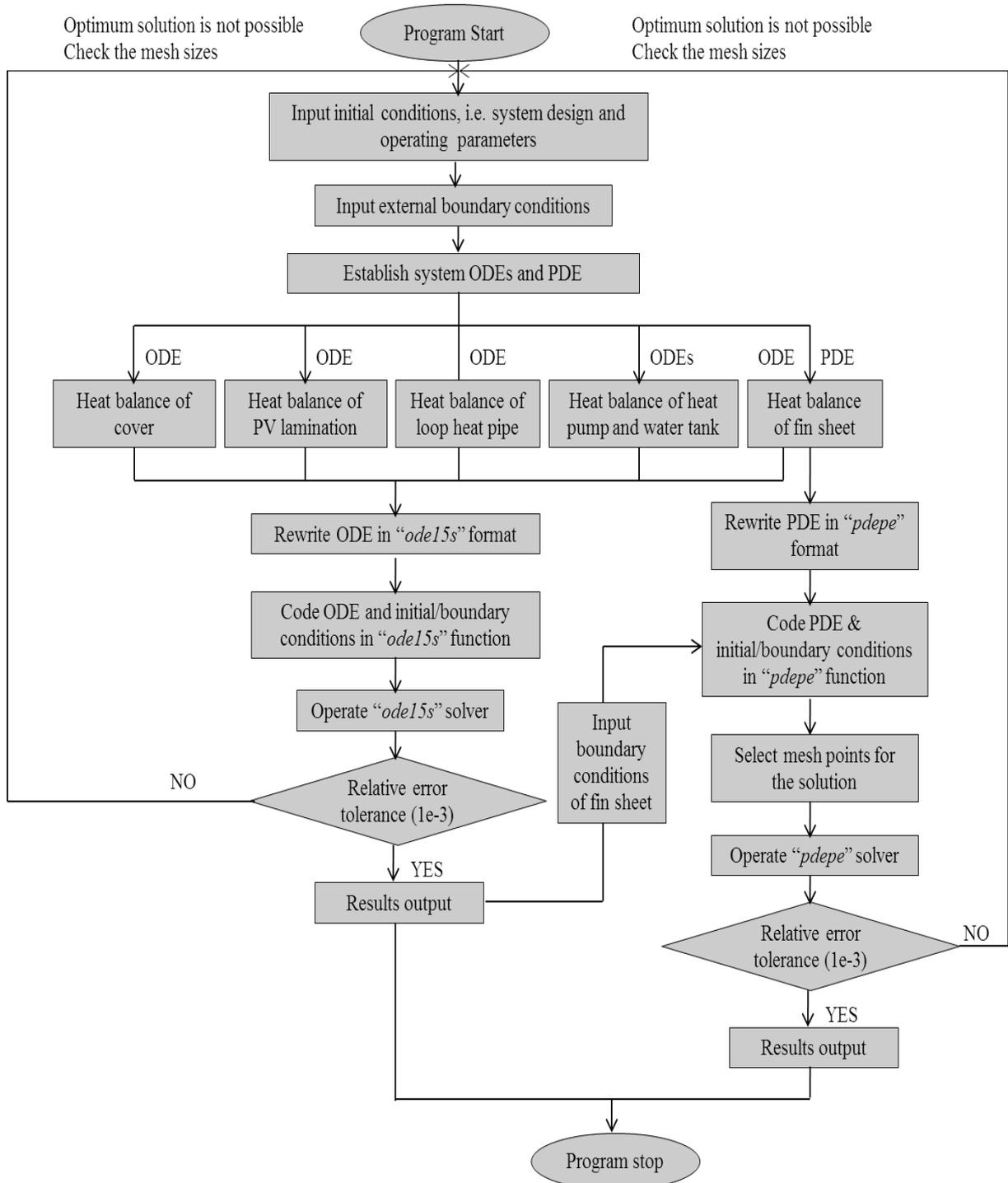


Fig. 3- 9: Organigramme pour le calcul du modèle dynamique

III.4.7. Les caractéristiques électriques des modules photovoltaïques

III.4.7.1. Modélisation d'une cellule photovoltaïque

Ainsi, le circuit équivalent le plus simple d'une cellule solaire est une source de courant en parallèle avec une diode. La sortie de la source de courant est directement proportionnelle à la lumière tombant sur la cellule (photocourant I_{ph}). Pendant l'obscurité, la cellule solaire n'est pas un dispositif actif ; il fonctionne comme une diode, c'est-à-dire une jonction $p-n$. Il ne produit ni courant ni tension. Cependant, si elle est connectée à une alimentation externe (grande tension), elle génère un courant I_D , appelé courant de diode (D) ou courant sombre. La diode détermine les caractéristiques $I-V$ de la cellule.

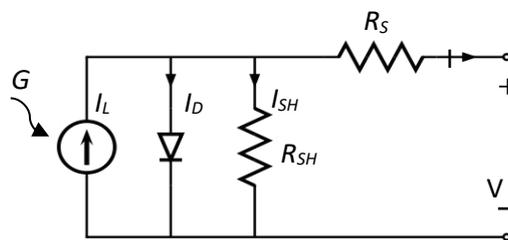


Fig. 3- 1: Schéma équivalent du circuit du modèle d'une cellule PV.

Une précision et une complexité croissantes peuvent être introduites dans le modèle en ajoutant à son tour [100] :

- La dépendance de la température du courant de saturation de la diode I_0 .
- La dépendance de la température du photocourant I_L .
- Résistance série R_S , qui donne une forme plus précise entre le point de puissance maximale et la tension de circuit ouvert. Cela représente les pertes internes dues au flux de courant.
- Résistance shunt R_S , en parallèle avec la diode, cela correspond au courant de fuite vers le sol et il est généralement négligé.
- Permettre que le facteur de qualité de diode devienne un paramètre variable (au lieu d'être fixé sur 1 ou 2) ou introduire deux diodes parallèles avec des courants de saturation indépendamment définis.

Dans une cellule idéale $R_S=0$, ce qui est une hypothèse relativement commune [101].

Pour cette thèse, un modèle de complexité modérée a été utilisé. La jonction p-n sépare donc les porteurs à charge opposée et transforme le courant de génération, I_L entre les bandes, en courant électrique et courant I_o normal de diode, I à travers la jonction p-n.

Le facteur d'idéalité des diodes est inconnu et doit être estimé. Il prend une valeur entre 1 et 2, la valeur de $n = 1$ (pour la diode idéale) est cependant utilisée jusqu'à ce que la valeur plus précise soit estimée plus tard par ajustement de courbe [100], I_o est le courant inverse saturation, $q = 1.60e^{-19}$ est la charge d'un électron, et $k = 1.38e^{-23}$ est la constante de Boltzmann.

Pour calculer, l'équation du courant de saturation inverse est donnée par [103].

Le modèle a inclus la dépendance de la température du photocourant ; est le courant de saturation inverse de la diode.

$$I = I_L - I_o \left(e^{\frac{q(V+IR_S)}{nkT}} - 1 \right) \quad (\text{III. 113})$$

$$I_L = I_L(T_{ref1}) + K_o(T - T_{ref1}) \quad (\text{III. 114})$$

$$I_L(T_{ref1}) = I_{sc}(T_{ref1,nom}) \frac{G}{G_{nom}} \quad (\text{III. 115})$$

$$K_o = \frac{I_{sc}(T_{ref2}) - I_{sc}(T_{ref1})}{(T_{ref2} - T_{ref1})} \quad (\text{III. 116})$$

$$I_o = I_o(T_{ref1}) \left(\frac{T}{T_{ref1}} \right)^{\frac{3}{n}} e^{\frac{q \cdot V_q(T_{ref1})}{nk \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_{ref1}} \right)}} \quad (\text{III. 117})$$

$$I_o(T_{ref1}) = \frac{I_{sc}(T_{ref1})}{\left(e^{\frac{qV_{oc}(T_{ref1})}{nkT_{ref1}}} - 1 \right)} \quad (\text{III. 118})$$

Une résistance de série R_S a été incluse, qui représente la résistance à l'intérieur de chaque cellule dans la connexion entre les cellules.

$$R_S = \frac{dV}{dV_{oc}} - \frac{1}{X_V} \quad (\text{III. 119})$$

$$X_V = I_o(T_{ref1}) \frac{q}{nkT_{ref1}} e^{\frac{qV_{oc}(T_{ref1})}{nkT_{ref1}}} \quad (\text{III. 120})$$

La résistance de shunt R_S est négligée. Une diode de dérivation unique a été utilisée avec le facteur de qualité de diode réglé pour obtenir la meilleure correspondance de courbe. Ce modèle est une version simplifiée du modèle à deux diodes présentées par Gow et Manning [103]. Le schéma de circuit pour la cellule solaire est montré dans la figure 3-10.

III.4.7.2. Caractéristique courant-tension d'un module photovoltaïque

La forme générale de la caractéristique I-V d'un module est donnée ci-dessous :

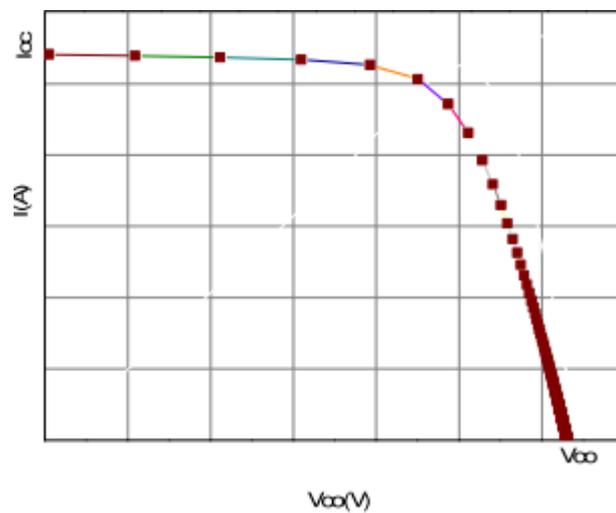


Fig. 3-11: Caractéristique courant-tension d'un module photovoltaïque [103].

Nous pouvons aussi tracer la caractéristique puissance-tension d'un module photovoltaïque, qui s'obtient simplement en multipliant la tension par l'intensité à partir de la caractéristique courant-tension.

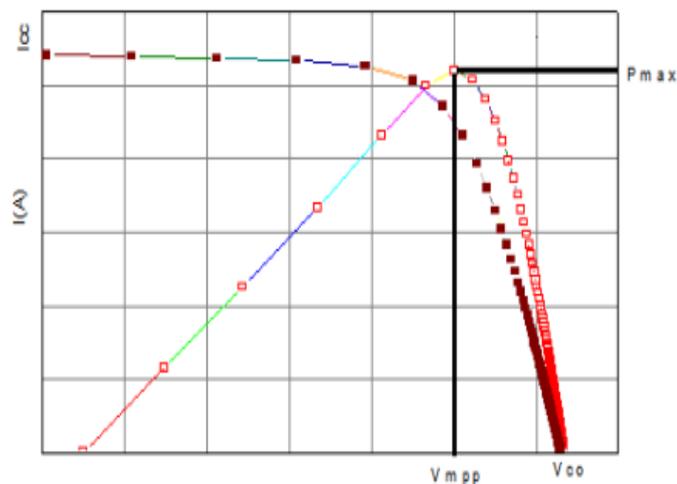


Fig. 3-12 : Caractéristique I(V) et P(V) d'un module photovoltaïque [103].

Les caractéristiques $I-V$ du module peuvent être exprimées grossièrement par les équations. (III. 113) – (III. 120). Le modèle nécessite de mesurer trois points pour définir cette courbe : [104].

La tension du circuit ouvert V_{oc} .

Le courant de court-circuit I_{sc} .

Le point de puissance optimal (V_{opt}, I_{opt}) .

Dans une tension en circuit ouvert correspond la chute de tension aux bornes de la diode (jonction $p-n$), quand elle est transversale par le photocourant I_{ph} (à savoir $I_L = I_{ph}$), à savoir quand les courants générés $I = 0$ sont et le courant de court-circuit $I_{ph} = I_{sc}$ le courant généré traverse la diode. Inversement, dans une configuration de court-circuit ($V = 0$), tout le courant traverse la charge externe. Il reflète la tension de la cellule dans la nuit et il peut être exprimé mathématiquement comme :

$$V_{oc} = \frac{nqT_p}{q} \ln \left(\frac{I_L}{I_o} \right) = V_t \cdot \ln \left(\frac{I_L}{I_o} \right) \quad (\text{III. 121})$$

où $V_t = \frac{nqT_p}{q}$ est connu comme tension thermique et T_p est la température absolue de la cellule.

Le facteur de remplissage (FF) est une mesure de la qualité du module solaire. C'est le rapport entre la densité de puissance maximale (P_{max}) et la densité de puissance théorique (P_t). Large FF signifie la puissance maximale générée par le module solaire.

$$FF = \frac{I_{mp} \cdot V_{mp}}{I_{sc} \cdot V_{oc}} \quad (\text{III. 122})$$

La puissance théorique maximale produite est obtenue à partir de l'équation. (III. 123), où I_{max} et V_{max} sont le courant et la tension au point de puissance maximale de la courbe de puissance $I-V$ des cellules solaires [102].

$$Q_{mp} = I_{mp} \cdot V_{mp} \quad (\text{III. 123})$$

III.4.8. Approche d'optimisation par l'algorithme ABC (Artificiel Bee Colony)

III.4.8.1 Algorithme ABC par comportements élémentaires

Pour trouver les variables de décision optimales, optimiser une fonction objective et satisfaire les contraintes, les variables sont bornées aux limites. Éq (III. 124) donne une fonction définie à [106] pour prendre en compte les bornes variables.

(1) Génération de solution aléatoire

Les sources de nourriture qui se trouvent à proximité sont sélectionnées par les abeilles employées lorsqu'elles déménagent. Chaque abeille employée est associée à une source de nourriture responsable de l'extraction du nectar.

$$P_i = P_{imin} + rand(0,1) \cdot (P_{imax} - P_{imin}) \quad (III. 124)$$

$$D = \sum_{i=1}^N P_i - P_D - P_L \quad (III. 125)$$

$$\forall i, j \in [1, 2, 3, \dots, n_g]$$

où P_{imin} et P_{imax} sont les limites inférieure et supérieure de la variable P_i . Dans (III. 124) $rand(0, 1)$ représente un nombre aléatoire compris entre 0 et 1.

La solution est représentée sous forme de matrice comme ci-dessous:

$$X_i = [P_1 \ P_2 \ P_3 \ P_4 \ \dots \ P_{ng}] \quad (III. 126)$$

De même, les sources de nourriture $[X_1 \ X_2 \ X_3 \ X_4 \ \dots \ X_n]$ sont l'ensemble de toutes les solutions choisies au hasard qui satisfont toutes les contraintes définies.

(2) Évaluation de l'aptitude des solutions

Les sources de nourriture sont classées selon la qualité et la quantité de leur nectar. De même, Fitness est affecté à chaque solution, ce qui représente la qualité de chaque solution.

$$Fitness(i) = \frac{1}{(1 + \sum F_i)} \quad \forall i \in [1, 2, 3, \dots, n_g] \quad (III. 127)$$

$\sum F_i$: représente le coût total du carburant de la production.

(3) Phase d'abeille employée

Chaque solution est manipulée par une abeille employée et l'abeille employée recherche la source de nourriture dans son voisinage et si une meilleure source de nourriture est trouvée

elle jette sa source de nourriture précédente et commence à exploiter la nouvelle source de nourriture jusqu'à ce qu'elle explore une meilleure source de nourriture.

De même, une solution mutante est générée pour chaque solution en utilisant son voisin sélectionné aléatoirement et le paramètre à modifier.

$[X_1 X_2 X_3 X_4 \dots X_n]$ est la solution définie où chaque solution $X = [P_1 P_2 P_3 P_4 \dots P_{ng}]$ est représentée comme une variable aléatoire de toutes les n_g variables est choisie et un voisin de tous les voisins $n-1$ est choisi au hasard et une solution mutante est produite comme indiqué ci-dessous.

$$X_{1mutant} = X_1(i) + (X_j(i) - X_1(i)) \cdot (2 \cdot rand - 1) \quad (\text{III. 128})$$

où (i, j) sont choisis au hasard paramètre et voisin respectivement.

Une sélection gourmande entre les solutions mutantes et originales a lieu, entraînant le rejet de la solution la moins bonne. Ce processus de sélection est répété pour chaque solution. La solution dont le mutant est moins en forme augmente son essai et peut mener à la dissipation de la source de nourriture si l'essai conduit à une limite de seuil.

(4) Phase d'abeille spectateur

Les spectateurs de la ruche détectent une source de nourriture au moyen des informations qui leur sont présentées par les abeilles spectateur employées. Une source de nourriture est choisie avec une probabilité proportionnelle à la qualité de sa nourriture. Différents schémas peuvent être utilisés pour calculer les valeurs de probabilité. Par exemple

$$Probabilité(i) = \frac{Fitness(i)}{\sum(Fitness)}$$

$$Probabilité(i) = \frac{a \cdot Fitness(i)}{\max(Fitness) + b} \quad (\text{III. 129})$$

Pour $(a + b = 1)$

Un nombre aléatoire est choisi qui représente l'espérance du spectateur. L'abeille est comparée avec la probabilité d'une solution (nourriture) si la solution rencontre l'expectative du spectateur puis elle se déplace pour exploiter la source de nourriture et devient une abeille employée et employée correspondante source de nourriture prend sa retraite. La nouvelle abeille employée commence à explorer le voisinage et répète le comportement des abeilles employées.

Si l'espérance n'est pas atteinte, le spectateur choisit une autre source de nourriture (solution) avec une espérance différente jusqu'à ce qu'il devienne employé. La procédure ci-

dessus se répète alors que toutes les abeilles spectatrices sont employées à la source de nourriture. La source de nourriture ayant la probabilité la plus élevée sera choisie au maximum et celle qui a le moins de probabilité sera rejetée plus de fois.

(5) *Phase d'abeille scout*

L'abeille scout est d'explorer la zone de recherche et il est souvent représenté par une solution générée aléatoirement. Il remplacera une abeille employée si ses essais de mutation dépassent une limite de seuil.

L'éclaireur encouragera l'exploration de la zone inexplorée de l'espace de recherche. Les meilleures valeurs de solution et de fitness sont mémorisées pour chaque itération. Le processus ci-dessus est répété pour le nombre maximal d'itérations et le résultat à la fin assurera un minimum ou maximum global.

III.4.8.2 Etapes de l'algorithme ABC

L'algorithme ABC décrit par [106], pourra être résumé comme suit:

Étape 1. Lisez les données d'entrée de ligne; Initialiser MaxIterC (nombre d'itération maximum) et le cas de base comme la meilleure solution;

Étape 2. Construire la population initiale d'abeilles (solution) X_{ij} car chaque abeille est formée par les interrupteurs ouverts dans la configuration et le nombre d'abeilles employées est égal aux abeilles spectatrices ;

Étape 3. Évaluer la valeur d'aptitude (*Fitness*) pour chaque abeille employée en utilisant l'éq. (III. 127);

Étape 4. Initialiser le cycle = 1;

Étape 5. Générer une nouvelle population (solution) V_{ij} dans le voisinage de X_{ij} pour les abeilles employées en utilisant l'éq. (III. 130) et les évaluer;

Étape 6. Appliquez le processus de sélection gourmand entre X_i et V_i ;

Étape 7. Calculer les valeurs de probabilité P_i pour les solutions X_i au moyen de leurs valeurs de fitness en utilisant l'éq. (III. 129) ;

Étape 8. Produire les nouvelles populations V_i pour les spectateurs issus des populations X_i , sélectionnées en fonction de P_i en appliquant le processus de sélection des roues de roulette, et les évaluer;

Étape 9. Appliquez le processus de sélection glouton pour les spectateurs entre X_i et V_i ;

Étape 10. Déterminer la solution abandonnée, si elle existe, et la remplacer par une nouvelle solution X_i produite au hasard pour les abeilles scoutes en utilisant l'éq. (III. 124) ;

Étape 11. Mémorisez la meilleure solution obtenue jusqu'à présent.

Étape 12. Cycle = cycle + 1;

Étape 13. Si cycle < MIC, passez à l'étape 5, sinon passez à l'étape 14;

Étape 14. Arrêtez.

III.4.8.3 Application de ABC- MPOP

L'objectif est de résoudre un problème d'optimisation où l'on cherche une solution optimale en termes de variables du problème (courant et tension) en imposant les contraintes sur le courant et la tension qui devrait être à la fois supérieure à zéro.

Minimisée F équivaut à obtenir une valeur maximisée de fitness dans le processus de recherche. L'objectif de la méthode ABC doit être changé pour la maximisation de l'aptitude à être utilisé comme suit :

$$fitness = \begin{cases} Q(V, I); & \text{if } V > 0 \wedge I > 0 \\ 0; & \text{otherwise} \end{cases} \quad (\text{III. 30})$$

Les étapes décrites ci-dessus illustrent la manière dont ABC évolue lors de son exécution. On note que tous les paramètres impliqués dans l'algorithme d'optimisation par la méthode des colonies d'abeilles artificielles peuvent être prédéfinis selon la nature du problème considéré.

L'opérateur ABC donne à l'utilisateur un grand contrôle sur le sens de la recherche. Après avoir effectué un grand nombre d'expériences pour de nombreuses valeurs de facteur de dilatation et de contraction, la meilleure combinaison a été trouvée à 2 et 0,5 respectivement, donnant une meilleure performance moyenne de la vitesse optimale de calcul ainsi que la bonne direction de la recherche.

III.4.9. Validation du modèle dynamique

Dans le but de valider les résultats obtenus, nous avons effectué quelques comparaisons de ces résultats obtenus avec ceux obtenus expérimentalement dans [11]. Les principaux résultats obtenus par le modèle dynamique proposé montrent une bonne cohérence de la tendance (comparaison qualitative) par rapport aux calculs du modèle adopté [11] (voir tableau

3- 2), les légères différences sont dues à la différence des conditions climatiques. Bien que les valeurs de COP thermique diffèrent relativement de l'ordre de 6%.

Tableau 3- 2: Comparaison en moyenne des données et des résultats.

Date	Solar radiation I (W/m ²)	wind velocity V (m/s)	Temperatures (°C)			Q_c (W)	Q_{th} (W)	Q_w (W)	Module efficiency (%)			COP _{th}
			T_a	T_{wi}	T_{wo}				η_c	η_{th}	η_o	
03/01/2015	589.58	1.67	12.7	9.6	60.8	36.62	150.43	181.33	11.30	53.41	64.70	5.86
21/11/2011												
Zhang et al. [11]	525.23	-	15.28	14.38	54.29	29.45	120.08	146.86	9.12	38.13	47.24	5.51

En outre, certains travaux antérieurs sur les évaluations de la performance énergétique de divers systèmes utilisant des flux de chaleur extraits de dispositifs solaires pour des applications de chauffage ont été résumés dans le tableau suivant où nous avons également mentionné les résultats actuels (voir tableau 3-3).

Tableau 3- 3: Analyses et comparaison de performance et méthodes d'évaluation de certaines études.

Refs.	Type analyses	COP	Région climatique	Évaluation des performances
Axaopoulos et al.[23]	Expérimental	Above 3.0	Athènes	En fonction de la température ambiante et de la vitesse du vent, plutôt que sur le rayonnement solaire
Li et al.[27]	Expérimental et théorique	4.78 (ave.)	N/A	Selon les composants du système et les conditions climatiques
Sterling and Collins[26]	numérique	2.5–5.0	Ottawa, Ontario	Selon la situation géographique, les conditions climatiques et d'autres facteurs
Bai et al. [25]	numérique	4.3 (ave.)	Hong Kong, Paris, Lyon, Nice	Selon les conditions climatiques
Zhang et al. [11] and [56]	Expérimental et numérique	5.51 (ave.)	Shanghai	Selon les conditions météorologiques, la production d'énergie photovoltaïque, les températures et la consommation de la pompe à chaleur
Present study	numérique	5.86 (ave.)	Bouzzereah, Algiers	Selon les conditions climatiques, l'énergie photovoltaïque, la réfrigération et les températures des composants LHP

III.5. Conclusion

Ce chapitre a étudié la théorie derrière le LHP et le système de pompe à chaleur associé au dispositif de refroidissement des modules photovoltaïques (PV/LHP).

Deux modèles de simulation ont été construits pour la capacité de transfert de chaleur du LHP et pour la performance dynamique du système. Dans le modèle analytique, qui concentre aussi sur l'investigation thermohydraulique du système LHP, six limites opérationnelles ont été considérées, y compris la masse visqueuse, sonique, d'entraînement, capillaire, d'ébullition, et de masse de remplissage liquide. L'impact de plusieurs des paramètres opérationnels et géométriques du LHP sur ses limites de transfert de chaleur a été étudié.

Grâce au modèle dynamique établi, l'évaluation du système PV/LHP muni de pompe à chaleur pourrait donc être effectuée dans des conditions climatiques réelles. Une discussion détaillée sera fournie au chapitre IV.

Chapitre IV :

Résultats & Discussion

RESULTATS ET DISCUSSIONS

IV.1. Introduction

Après avoir mis au point, testé et validé notre modèle numérique grâce aux résultats disponibles dans la littérature, Nous nous intéressons dans ce chapitre aux présentations et discussions des résultats obtenus en simulant numériquement les processus thermohydrauliques dans le caloduc en boucle, ainsi que son intégration dans le système photovoltaïque global, dont l'importance dans les applications industrielles est clairement évidente. Les résultats figurant dans ce qui suit, sont tous obtenus pour un module photovoltaïque contenant 36 (4 x 9 rangées) cellules polycristallines constituées de pièces de 125 x 125 x 0.3 (mm x mm x mm) chacune, pour pouvoir absorber près de 90% de la surface absorbante. Le module PV/ LHP considéré ayant une surface absorbante efficace de 0.612 m², a été fixé sur le cadre incliné à 30 °.

Les résultats des simulations obtenus sont visualisés graphiquement selon plusieurs formes appropriées pour chaque paramètre (des courbes d'évolution, des profils, des surfaces tridimensionnelles...etc.). Or, les deux paramètres de performances primordiaux caractérisant le comportement du présent modèle (à la fois l'état d'équilibre et dynamique) sont ; la puissance optimale et le rendement (électrique et thermique).

Le présent chapitre se divise en quatre parties :

- La première partie concerne les influences des paramètres sur la capacité de transfert de chaleur du LHP, qui seront présentées dans les sections suivantes et les résultats sont ensuite discutés. En outre, les limites de transfert de chaleur du LHP sont déterminées, en mettant en évidence l'impact de la température de fonctionnement, l'impact de la structure de la mèche, l'impact de la longueur de l'évaporateur et l'impact de l'angle d'inclinaison de l'évaporateur.
- La deuxième partie présente une investigation du modèle thermo-hydraulique du système LHP, en emphasiant différents impacts sur les performances du système LHP; tels que l'impacts de l'angle d'inclinaison et l'impacts des flux thermiques imposés. Aussi, des profils de la température et de pression le long de la ligne vapeur sont présentés et discutés.
- La troisième partie présente une investigation dynamique du modèle PV/LHP considéré, dans les aspects de la température du système, l'efficacité électrique et la production d'énergie instantanées, l'efficacité thermique et l'efficacité de refroidissement

correspondant au rendement global. Des courbes d'évolution temporelle du profil de température dans l'ailette feuilletée en aluminium qu'on insère pour améliorer le transfert de chaleur, ainsi que des constatations relatives au gain calorifique pour l'eau et au débit massique de fluide frigorigène.

- La dernière partie se restreint sur l'optimisation numérique du modèle analytique du générateur PV, en inspectant l'influence de la température et de l'éclairement solaire via l'application de l'algorithme ABC à la recherche de la MPPT.

IV.2. Limites de transfert de chaleur du LHP déterminées

Les influences des paramètres sur la capacité de transfert de chaleur du LHP sont présentées dans les sections suivantes et les résultats sont ensuite discutés.

IV.2.1. Impact de la température de fonctionnement

Considérant d'abord les paramètres de conception, c'est-à-dire la couche poreuse composite en tant que structure de mèche, dans le cas des conduites absorbeurs de chaleur ayant un diamètre de 0.019 m et une longueur de conduite (évaporateur) de 1.6 m, l'angle d'inclinaison de l'évaporateur est de 30°, la masse de remplissage du liquide est de 0.028 kg, la différence entre les échangeurs et conduites est de 0.3 m, l'analyse du modèle analytique ci-dessus permet d'étudier la capacité de transfert de chaleur de caloduc sous différentes températures du fluide caloporteur à travers la boucle. Ceci développe un profil montrant la relation entre la température de fonctionnement du caloduc en boucle (LHP) et les limites de transfert de chaleur qui a été simulée, puis les résultats sont présentés sur le tableau 4-1.

Tableau 4-1 : Impact de la température de fonctionnement sur les performances de transfert de chaleur du LHP

Température (°C)	Limite capillaire W.m ⁻²	Limite d'entraînement W.m ⁻²	Limite sonique W.m ⁻²	Limite d'ébullition kW.m ⁻²	Limite visqueuse W.m ⁻²	Limite de masse de remplissage de liquide k.W.m ⁻²
20	823,020	1355,664	1226,88	565.742	9965,899	20,029
25	879,02	1355,664	1739,89	419.347	18126,142	23,264
30	955,945	1655,194	2345,67	343.460	31363,181	24,454
35	1056,286	1828,930	3010,49	242.359	54304,506	29,836
40	1110,339	2122,846	3863,75	208.659	89387,426	32,968
45	1226,885	2231,479	4714,16	162.579	133250,765	36,429
50	1355,664	2465,705	6359,88	126.764	219336,180	38,293
55	1574,616	3010,493	8162,44	103.824	379511,555	42,312
60	1574,616	3164,549	10468,62	85.036	538200,530	46,753

D'après le tableau 4-1, on constate que les limites de capillarité, d'entraînement, sonique, de viscosité et de masse de liquide chargé augmentent avec l'augmentation de la température de fonctionnement du LHP, à l'exception de la limite d'ébullition qui présente une tendance à la baisse lorsque la température augmente. La limite capillaire est la limite de l'ensemble du système car c'est le minimum de six limites.

La limite capillaire s'est avérée être la limite applicable, ce qui est supérieur au transfert de chaleur maximal requis par les conditions climatiques réelles de $1574,616 \text{ W.m}^{-2}$. Les parcelles de données réelles de la région de Bouzereah, Alger ne pourront atteindre cette limite.

IV.2.2. Impact de la structure de la mèche

La corrélation entre les différentes limites et la structure de la couche poreuse (de la mèche) est présentée dans le tableau 4-2.

Tableau 4-2 : Impact de la structure de la mèche (couche poreuse) sur les performances de transfert de chaleur du LHP.

Type de mèche	Limite capillaire W.m^{-2}	Limite d'entraînement W.m^{-2}	Limite sonique W.m^{-2}	Limite d'ébullition k W.m^{-2}	Limite visqueuse W.m^{-2}	Limite de masse de remplissage de liquide k.W.m^{-2}
Ecran en treillis	879,02	1500	1770	401.29	17930	23.26

où la limite capillaire du fonctionnement de LHP reste la limite applicable dans ces études, puisqu'elle représente le minimum entre ces limites.

IV.2.3. Impact du diamètre de l'évaporateur

Alors que les autres paramètres de fonctionnement et de conception de la boucle sont restés les mêmes, la corrélation entre le diamètre de l'évaporateur et la limite de transfert de chaleur du LHP est présentée dans le tableau 4-3. La limite capillaire s'est avérée être la limite déterminante pour cette opération.

Tableau 4-3 : Impact du diamètre de la conduite (évaporateur) sur les performances de transfert de chaleur du LHP

Diamètre de la conduite (m)	Limite capillaire $W.m^{-2}$	Limite d'entraînement $W.m^{-2}$	Limite sonique $W.m^{-2}$	Limite d'ébullition $k.W.m^{-2}$	Limite visqueuse $W.m^{-2}$	Limite de masse de remplissage de liquide $k.W.m^{-2}$
0,014	657,61	704,64	1402,72	288,38	4064,15	46,663
0,015	680,72	809,04	1606,83	331,11	5740,77	40,642
0,016	729,41	995,34	1782,26	342,74	7815,74	35,479
0,017	809,04	1101,46	1844,89	354,79	10279,45	33,111
0,018	809,04	1221,72	1844,89	380,16	12646,49	28,838
0,019	879,02	1309,09	1782,26	406,42	16068,30	26,000
0,02	928,90	1503,04	1782,26	435,48	19768,33	23,495
0,021	1027,95	1976,83	1844,89	466,63	25117,13	20,463
0,022	1027,95	2036,90	1909,72	483,03	29851,76	19,097

IV.2.4. Impact de la longueur de l'évaporateur

Le rapport entre la longueur de l'évaporateur et les limites de transfert de chaleur du LHP est donné dans le tableau 4-4. La limite capillaire s'est également avérée être la limite critique. Les autres limites présentent un caractère balançant entre la constance et la diminution jusqu'aux valeurs qui ne seront pas inférieures à la limite capillaire atteignant 879,02 $W.m^{-2}$.

Tableau 4-4 : Impact de la longueur de la conduite (l'évaporateur) sur les performances de transfert de chaleur du LHP

Longueur de la conduite (m)	Limite capillaire $W.m^{-2}$	Limite d'entraînement $W.m^{-2}$	Limite sonique $W.m^{-2}$	Limite d'ébullition $k.W.m^{-2}$	Limite visqueuse $W.m^{-2}$	Limite de masse de remplissage de liquide $k.W.m^{-2}$
1	1119,36	1482,42	1827,97	275,404	27225,1	80,72
1,1	1009,18	1432,09	1827,97	295,781	24488,9	60,95
1,2	972,68	1482,42	1765,92	339,602	22854,4	47,75
1,3	1009,18	1482,42	1827,97	352,347	22078,5	36,06
1,4	939,66	1482,42	1827,97	377,546	19185,4	28,18
1,5	907,76	1482,42	1765,92	419,730	18534,0	23,66
1,6	879,02	1482,42	1827,97	449,749	16671,3	19,86
1,7	876,94	1482,42	1827,97	466,627	16671,3	16,11
1,8	907,76	1432,09	1765,92	500	15522,8	13,49

IV.2.5. Impact de l'angle d'inclinaison de l'évaporateur

La dépendance entre l'angle d'inclinaison de l'évaporateur et la limite de transfert de chaleur LHP est illustrée dans le tableau 4-5. La limite capillaire a été observée comme limite primaire dans ce cas, qui augmentait avec l'angle d'inclinaison de l'évaporateur, alors que les cinq autres limites restaient quasi-constantes.

Tableau 4-5 : Impact de l'angle d'inclinaison de l'évaporateur sur les performances de transfert de chaleur du LHP

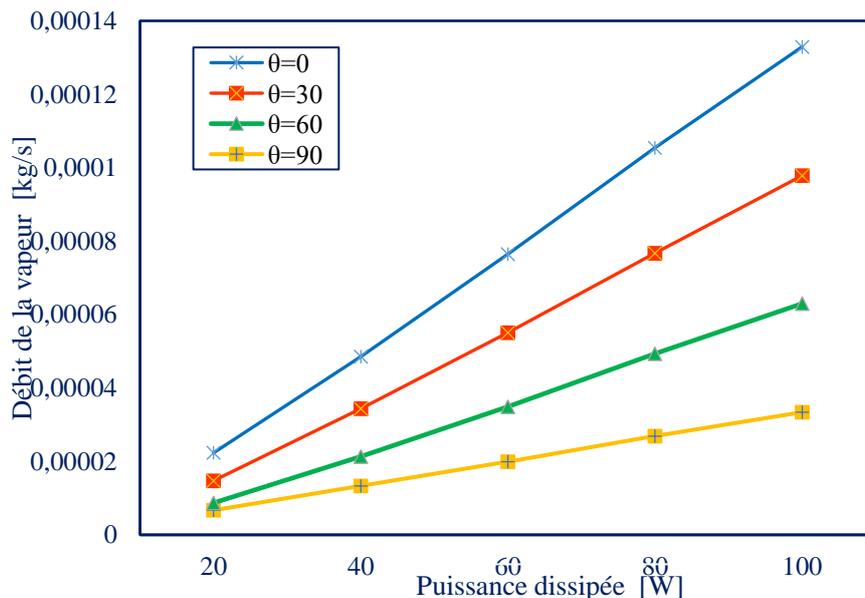
Angle d'inclinaison	Limite capillaire W.m ⁻²	Limite d'entraînement W.m ⁻²	Limite sonique W.m ⁻²	Limite d'ébullition k.W.m ⁻²	Limite visqueuse W.m ⁻²	Limite de masse de remplissage de liquide k.W.m ⁻²
0	359,75	1406,05	1815,52	391,74	17418,07	22,49
10	505,82	1406,05	1815,52	408,32	17418,07	23,44
20	711,21	1406,05	1815,52	391,74	17418,07	23,44
30	879,02	1406,05	1815,52	391,74	17418,07	22,49
40	1088,93	1406,05	1815,52	408,32	17418,07	22,49
50	1185,77	1468,93	1815,52	408,32	18155,16	22,49
60	1291,22	1531,09	1815,52	408,32	18155,16	22,49
70	1468,93	1531,09	1815,52	408,32	17418,07	22,49
90	1406,05	1531,09	1896,71	426,58	18155,16	23,44

IV.3. Investigation du modèle thermohydraulique du système LHP

IV.3.1. Impacts de l'angle d'inclinaison sur les performances du système LHP

• Débit de la vapeur

La figure 4-1 montre l'influence de la variation de la puissance imposée variant de 20 à 100 W tracée en fonction du débit de la vapeur produite qui varie quasi-linéairement de 0.02 à 0.14 g/s pour chaque angle d'inclinaison du dispositif LHP. Le fluide caloporteur qui est l'eau dans notre cas montre des débits de vapeur plus élevés pour une inclinaison horizontale, et cela diminue en augmentant l'angle du LHP jusqu'à la position verticale où la vapeur produite ne dépassant pas 0.035 g/s pour un flux imposé d'environ 100 W.

**Fig. 4- 1:** Variation du débit de la vapeur d'eau en fonction de la puissance dissipée.

• Température de la vapeur dans le canal

On peut observer sur la figure 4-2, une diminution des températures calculées au sein du canal du système LHP en fonction de l'angle d'inclinaison, de sorte que plus l'inclinaison du système est élevée, plus la température de la vapeur sera moins importante. Cette dernière ralentit l'écoulement du fluide caloporteur confiné dans le canal vapeur à cause de l'effet de la pesanteur, qui s'oppose aux forces motrices de la pression capillaire. C'est donc dans la position la plus défavorable possible (inclinaison de 90°) qu'il faut veiller à ce que la température du canal vapeur ne dépasse pas la limite admissible par nos composants électroniques concernés par ce refroidissement. Les simulations présentées dans la figure. 4-2 ont été réalisés en prenant un coefficient d'échange convectif à la paroi extérieure de 350 W/m².K.

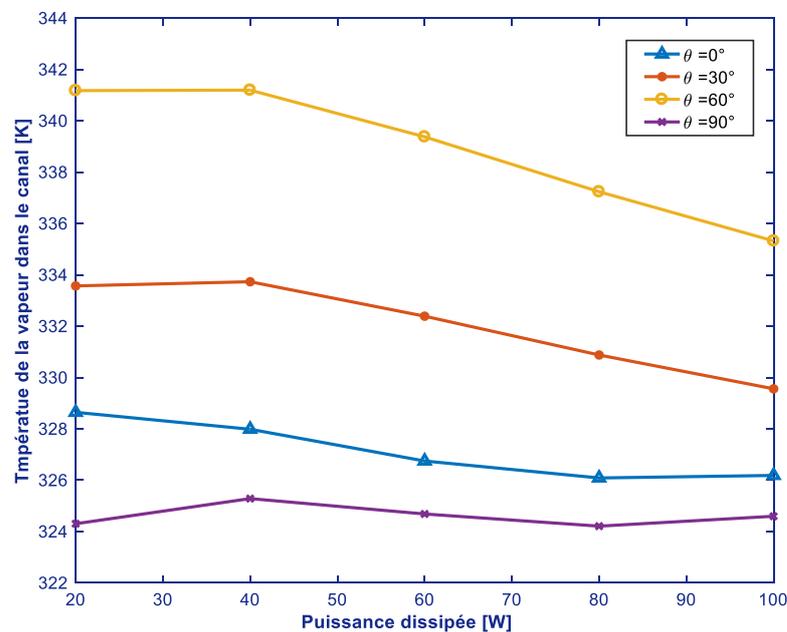


Fig. 4- 2: Variation de la température de la vapeur dans le canal pour différents angles d'inclinaison

• Température de l'évaporateur

Plusieurs courbes données en fonction de l'angle d'inclinaison du LHP sont présentées sur la figure 4-3, pour mettre en évidence l'impact des flux thermiques imposés variant entre 20 et 100W sur les températures au niveau de l'évaporateur. On remarque que pour des angles d'inclinaison étudiés, la température de l'évaporateur décroît lorsque le flux thermique augmente. On peut tirer la remarque que la boucle est moins performante en position verticale (donc défavorable) où les températures à l'évaporateur soient beaucoup plus élevées. En conséquence, dans cette position, le poids de la colonne liquide crée une perte de pression

piézométrique (hydrostatique) arrivant à s'additionner aux pertes de charge par frottement entre le réservoir et le condenseur.

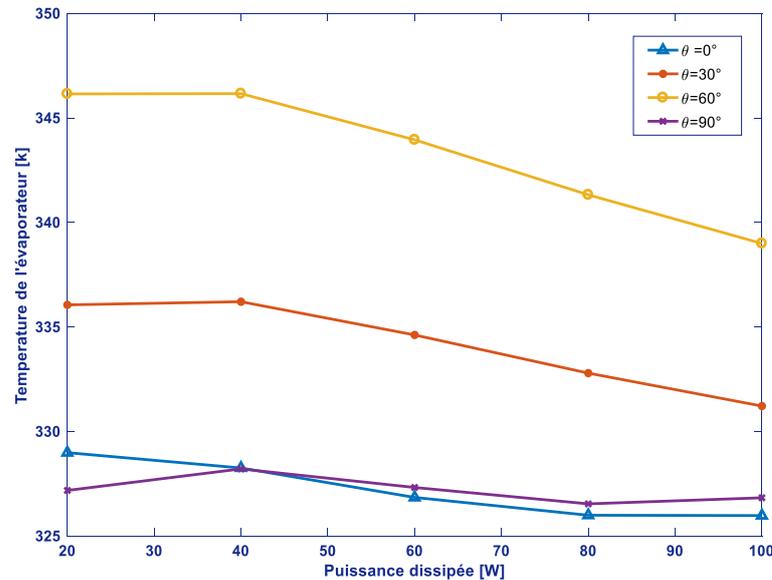


Fig. 4- 3: Variation de la température de la paroi de l'évaporateur pour les différents angles d'inclinaison

• Résistance thermique de l'évaporateur

Les valeurs obtenues pour la résistance thermique R_{evap} pour diverses valeurs de l'angle d'inclinaison sont présentées comme fonction de la puissance dissipée allant de 20 jusqu'à 100W (figure 4-4). On peut constater clairement que quelque soit l'angle d'inclinaison, la résistance thermique de la paroi de l'évaporateur décroît avec la puissance imposée. Les allures des courbes obtenues sont similaires aux courbes présentes dans le travail de S. Becker [69].

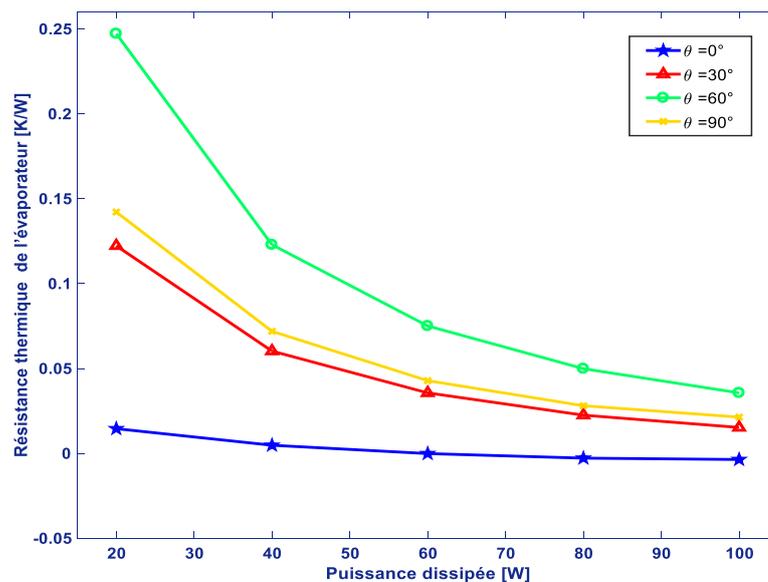


Fig. 4- 4: Résistance thermique de la paroi de l'évaporateur en fonction de la puissance imposée, pour les différents angles d'inclinaison

- **Résistance thermique de la vapeur**

La figure 4-5 montre la résistance thermique de la vapeur en fonction de la charge thermique. On peut observer qu'avec l'augmentation de la charge thermique, la résistance thermique de la vapeur diminue constamment pour toutes les valeurs des angles d'inclinaison. Mais, on peut observer clairement que l'angle $\theta = 60^\circ$ présente un comportement différent par rapport aux autres angles ($\theta = 0^\circ, 30^\circ$ et 90°), en donnant de grandes valeurs de la résistance thermique de la vapeur allant jusqu'à 4.8 K/W pour une charge thermique de 20W.

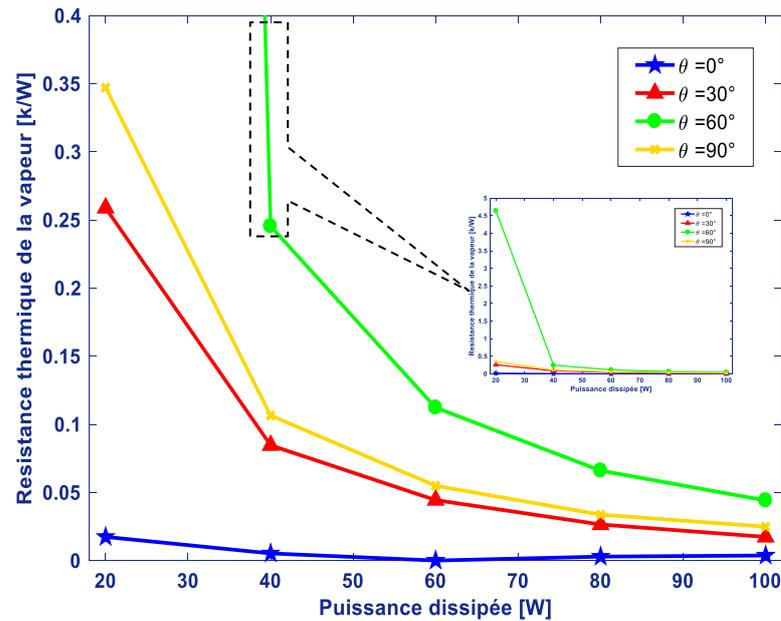


Fig. 4- 5: Résistance thermique de la vapeur dans le canal en fonction de la puissance imposée, pour les différents angles d'inclinaison

IV.3.2. Impacts des flux thermiques imposés sur les performances du système LHP

- **Température de la vapeur dans le canal**

On a un gradient de température considérable à l'entrée du canal vapeur (jusqu'à 0.2 m de longueur), puis une valeur limite de température de 326.3°C sera atteinte le long du canal quelque soient les flux imposés (charges thermiques), lors du surchauffe partant de la température ambiante de 20°C et allant jusqu'à cette valeur limite, pour une température de saturation $T_{sat} = 323\text{ K}$, et un angle d'inclinaison $\theta = 90^\circ$.

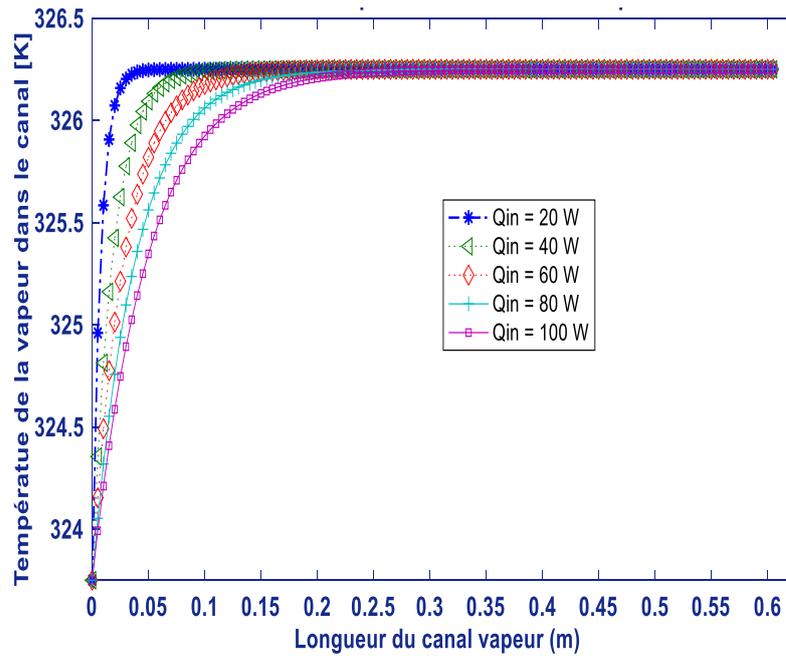


Fig. 4-6: Variation de la température de vapeur en fonction de la longueur du canal vapeur, pour différents flux imposés, (où $\theta = 90^\circ$, et $T_{amb} = 20^\circ\text{C}$)

• Chute de pression au sein du canal vapeur

La figure 4-7 représente la variation spatiale de cette pression dans le canal en fonction de la puissance vaporisée. La vapeur qui circule dans les canaux est en contact avec le couvert métallique chaud de l'évaporateur, qui transfère la charge thermique à la surface de la mèche. Ces calculs avaient pour objectif d'estimer l'augmentation de la température de la vapeur lors de son cheminement dans les canaux.

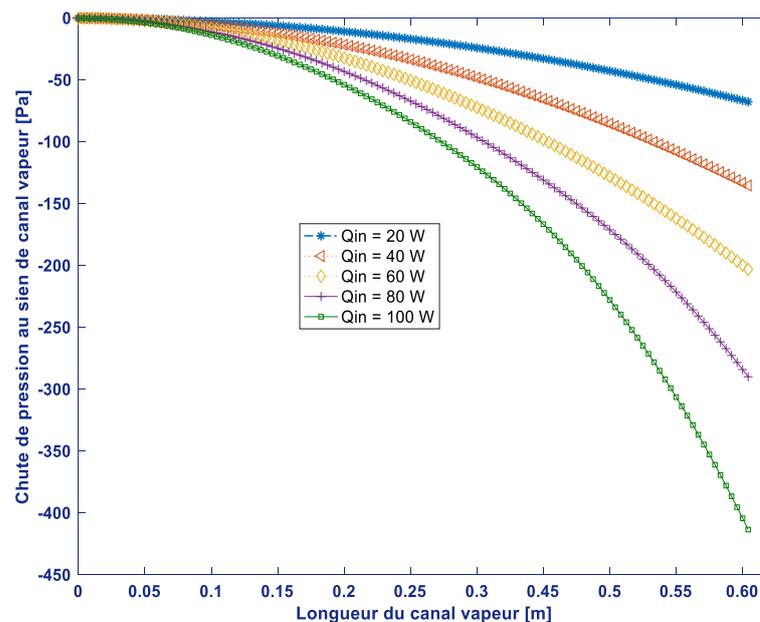


Fig. 4-7: Chute de la pression de la vapeur en fonction de longueur du canal vapeur, pour différents flux imposés, (où $\theta = 90^\circ$, et $T_{amb} = 20^\circ\text{C}$)

IV.3.3. Profils de la température et de pression le long de la ligne vapeur

• Chutes de température de pression le long de la ligne vapeur

La température de la vapeur dans la ligne vapeur diminue logiquement avec la température de la paroi métallique froide. Partant de la valeur enregistrée de la température du canal vapeur de 326.3 K et en diminuant brusquement (pour une distance de 1 cm) jusqu'à atteindre la température ambiante de 293 K (voir figure 4-8(a)), pour une charge thermique de 100 W et un angle d'inclinaison de 90° . Toutefois, sur la figure 4-8(b) on peut voir clairement que la pression continue sa diminution graduelle le long de la ligne vapeur.

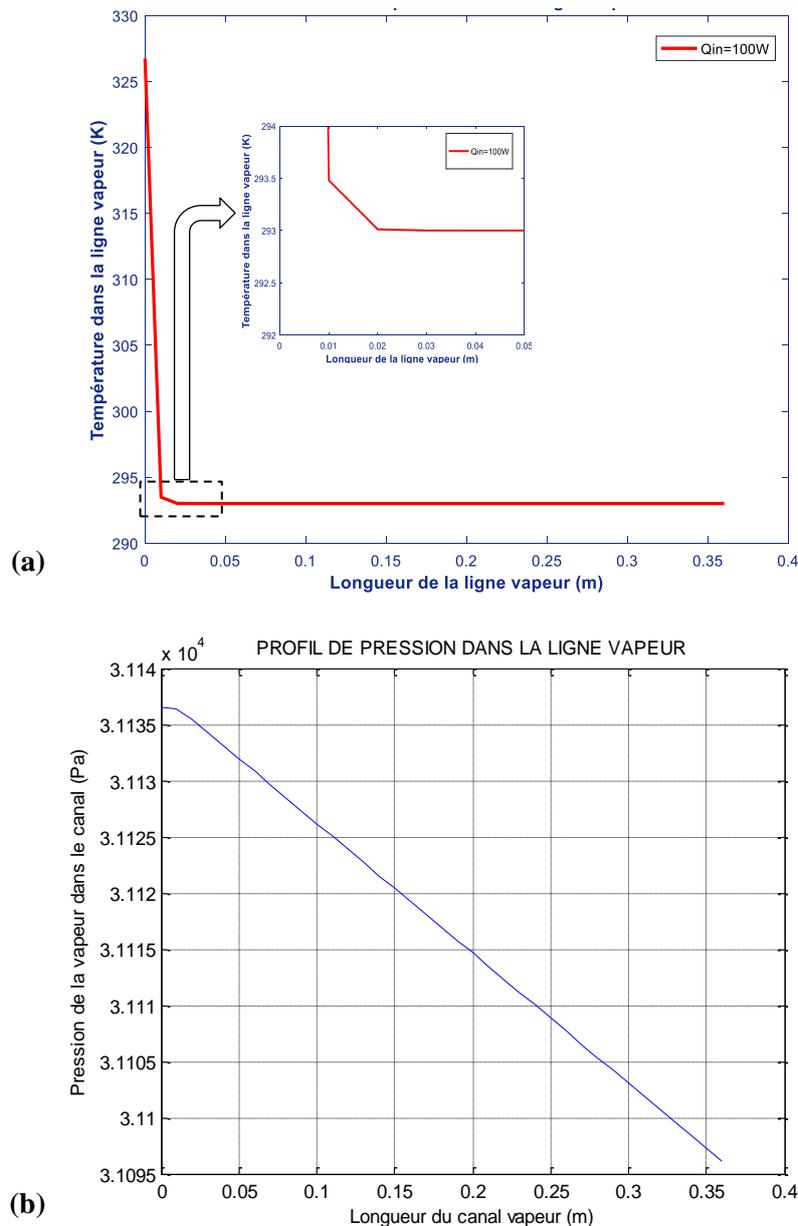


Fig. 4- 2: Profils de (a) la température et de (b) la pression le long de la ligne vapeur, pour ($Q_{in} = 100W$, $\theta = 90^\circ$, et $T_{amb} = 20^\circ C$)

IV.4. Investigation dynamique du modèle PV/ LHP considéré

Ce travail présente et attribue quelques discussions concernant les résultats d'une simulation du modèle dynamique du système PV/LHP met en considération, dans des conditions opérationnelles climatiques réelles. Les parcelles de données réelles de la région de Bouzereah, Alger - Algérie datées du 03 janvier 2015, fournies par le CDER Alger (Centre de Développement des Energies Renouvelables), sont utilisées comme le montre la figure 4-9.

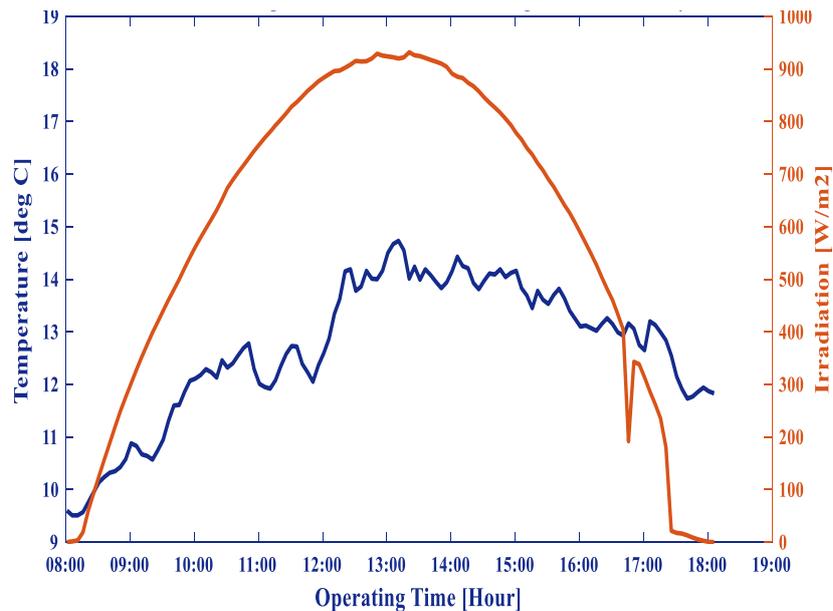


Fig. 4- 9: Irradiation solaire et température de l'air ambiant mesurées en temps réel pour la région d'Alger.

IV.4.1. Evolution de la température du système

La variation de température dans les composants du système au cours de la journée est illustrée à la figure 4-10. Clairement, les résultats obtenus montrent que toutes les valeurs de la température du vitrage, de la couche PV, de la feuille centrale d'aluminium et du caloduc présentent une tendance de variation similaire, avec un comportement croissant durant le matin et décroissant ensuite de l'après-midi ; tandis que la température du réservoir d'eau augmentait continuellement tout au long de la journée de 9,6°C à 60,8°C.

En outre, il convient de noter les légères différences de température entre la couche PV ($T_{pavg} = 14,2^{\circ}\text{C}$) et la feuille centrale d'aluminium ($T_{fcent, avg} = 15,4^{\circ}\text{C}$). En effet, ces deux températures sont parfaitement équilibrées le matin et en fin de journée, alors que le décalage maximal de 0,9°C dû à l'accumulation rapide de chaleur dans les couches PV a été atteint à

midi. Ceci est clairement dû à la propriété de l'EVA thermiquement amélioré et de la conductivité élevée de l'ailette en feuille de base revêtue en alliage d'aluminium. Une correspondance parfaite entre les températures de la feuille centrale d'échange et de la paroi du caloduc, ceci reflète les gains en performances élevés issues de l'élimination de la chaleur du LHP.

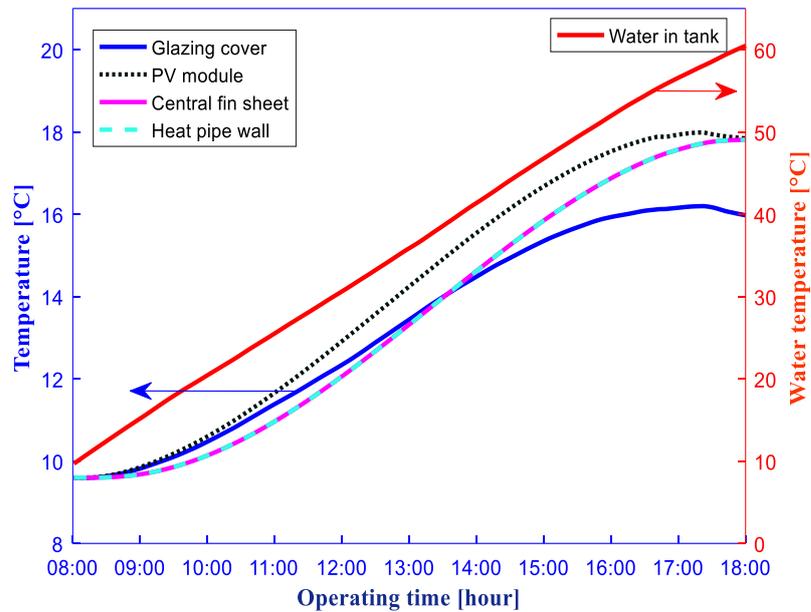


Fig. 4- 10: Évolution de la température dans divers composants PV / LHP.

IV.4.2. Efficacité électrique et production d'énergie instantanées

La puissance électrique moyenne et l'efficacité électrique solaire correspondante étaient respectivement de 36,62 W et de 11,30%. La variation de la production d'électricité du module a été remarquée comme étant similaire à celle du rayonnement solaire, montrant un comportement ascendant progressif le matin et une chute l'après-midi; tandis que la sortie électrique maximale était à midi. L'efficacité électrique solaire avait une tendance de variation similaire à la transmittance de la couverture de vitrage; augmentation relativement rapide le matin de 08h00 à 10h00, diminution légèrement plus lente ensuite l'après-midi de 16h00 à 18h00. D'ailleurs, elle demeure plus ou moins constante dans le reste de la journée. Ces tendances de variation ont été largement influencées par le rayonnement solaire et l'angle d'incidence correspondant (voir figure 4-11).

C'est un fait bien connu qu'un rayonnement solaire plus important avec un angle d'incidence réduit produirait un meilleur rendement électrique en raison de l'absorption

maximale de l'énergie solaire. Comme était le cas à l'heure de midi. En outre, il est connu que le rendement électrique varie de façon opposée à l'angle d'incidence solaire et de façon constante à la température des cellules PV. Ainsi, le choix de l'angle d'inclinaison optimal entraîne l'augmentation de la durée d'incidence des petits faisceaux solaires tout au long de la journée, comme mentionné plus haut (voir figure 4-11) sauf aux temps de levé et de coucher du soleil, c.-à-d. aux angles d'incidence élevés.

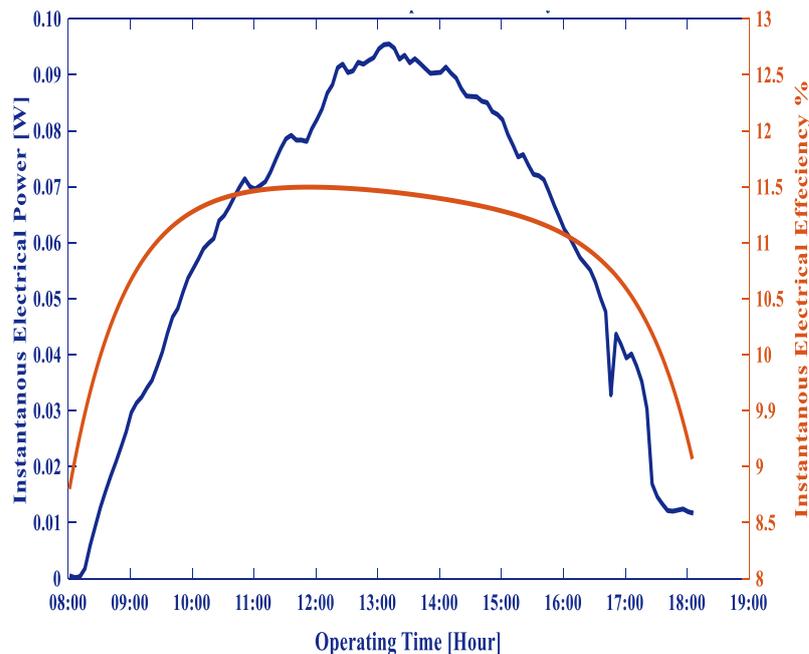


Fig. 4- 11: Efficacité électrique instantanée et variations de la production d'énergie.

IV.4.3. Efficacité thermique et production d'énergie instantanées

Les variations de la puissance thermique solaire du module PV/LHP et du rendement thermique pendant la journée considérée sont présentées à la figure 4-12. La production de chaleur solaire du module et son efficacité thermique correspondante étaient en moyenne de 150,42 W et 53,41%, respectivement. La production thermique augmente lentement le matin et diminue rapidement en après-midi. De même, la production de l'énergie électrique, l'angle d'incidence et l'intensité du rayonnement solaire ont imposé des influences significatives sur la puissance thermique produite par le module.

D'ailleurs, la production de l'énergie électrique solaire, la vitesse du vent et la température ambiante sont essentiellement des facteurs influant sur la production en énergie thermique du module. Des températures ambiantes basses et une vitesse du vent plus élevée (moyenne de 2,25 m /s de 08h00 à 10h00) ont été constatées au matin, contribuant à une perte

de chaleur élevée qui a entraîné une lente croissance thermique dans la matinée. Vers midi, la vitesse du vent était relativement faible, la température ambiante augmentant, le coefficient de convection et la différence de température entre la surface et le milieu environnant du module étaient plus faibles, ce qui entraînait des pertes de chaleur mineures. Comme la vitesse du vent était modérée et que la température ambiante présentait une tendance ascendante continue, la perte de chaleur de la surface du module vers l'air ambiant devenait de plus en plus faible pendant le fonctionnement diurne et, par conséquent, la production thermique nette du module était légèrement plus élevée que le matin jusqu'à la fin de l'après-midi, voir à l'heure du coucher du soleil, où un angle d'incidence plus élevé entraîne une chute rapide de l'efficacité thermique et du rendement.

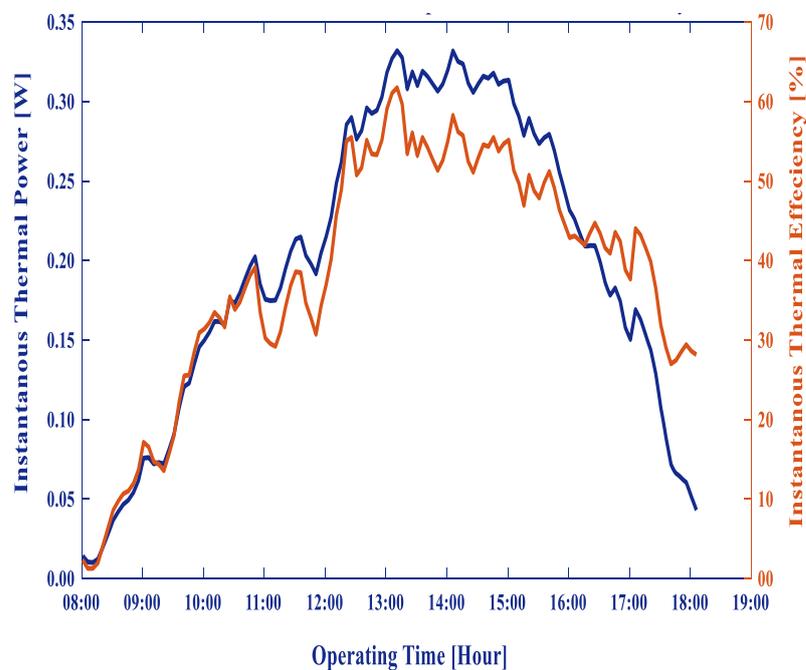


Fig. 4- 12: Variations instantanées de l'efficacité thermique et de la production d'énergie.

IV.4.4. Efficacité de refroidissement correspondant au rendement global

La relation entre l'efficacité du refroidissement ($T_p - T_a$) et l'efficacité totale (η_0) est représentée sur la figure 4-13. Nous avons remarqué que le rendement total a une tendance de variation opposée à ($T_p - T_a$), et c'est un comportement cohérent car les sorties électriques et thermiques augmenteraient, ainsi que la température de la couche PV est plus proche de la température ambiante en raison de la chaleur réduite perdue et augmentation des performances électriques PV avec refroidissement.

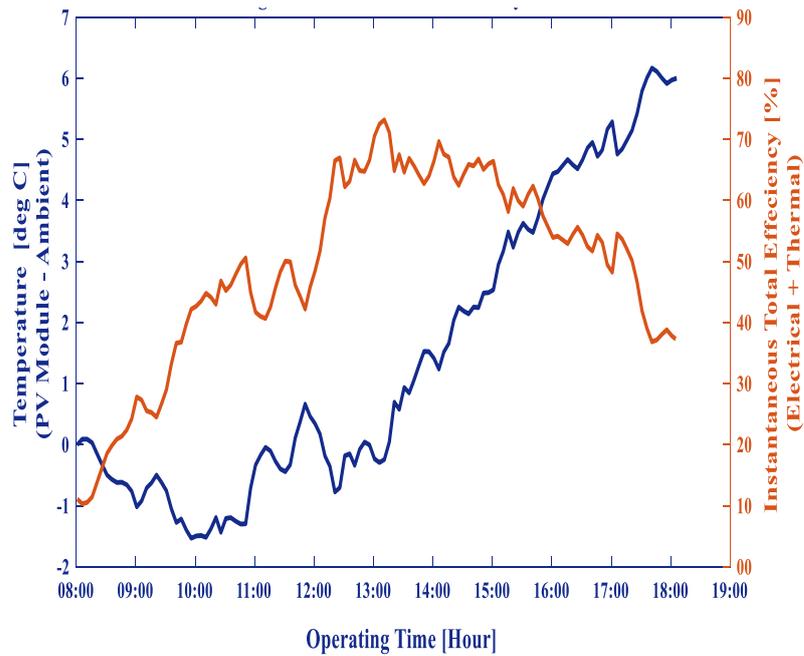


Fig. 4- 13: Efficacité de refroidissement et comportement d'efficacité totale.

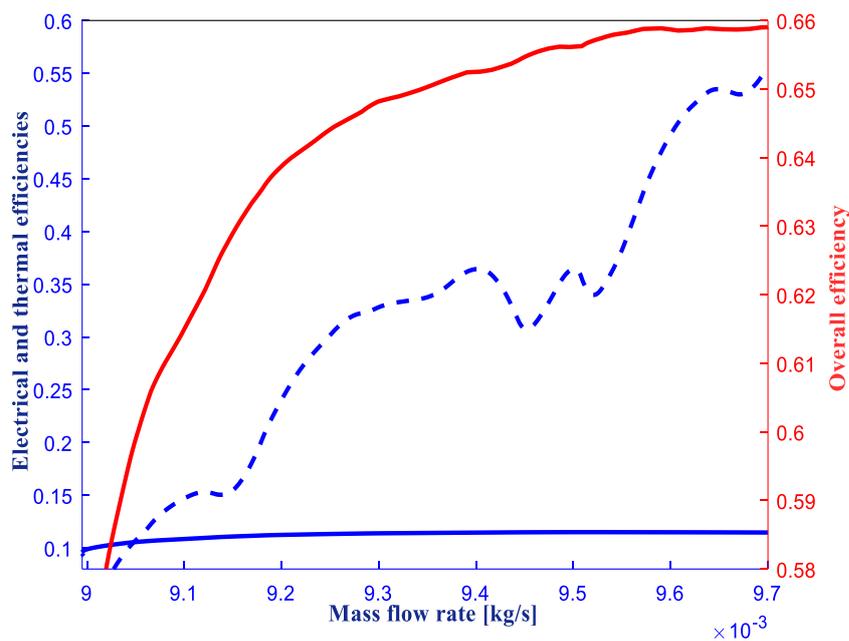


Fig. 4- 14: PV / LHP a évalué les efficacités énergétiques.

Bien que la relation de dépendance entre les différentes efficacités énergétiques du système PV/LHP et le débit massique du fluide soit difficile à expliquer, on peut conclure de la figure 4-14 que la performance thermique du système augmente considérablement en augmentant la valeur du débit massique, alors que son rendement électrique est modéré par rapport à la variation du débit.

IV.4.5. Evolution temporelle du profil de température dans l'ailette feuilletée en aluminium.

A un moment donné, la variation de température dans le long de la largeur de l'ailette en feuille métallique a une forme en V, où elle voit sa valeur minimale au segment central (au contact avec les caloducs en boucle), tandis que son maximum était proche des extrémités qui peuvent avoir une continuité par symétrie (géométrique) ou avoir une condition de convection avec l'air ambiant selon le cas approprié.

A 08h00, comme le montre la figure 4-15, le profil de température ressemble à une ligne droite horizontale à 9,6 °C qui est la température de l'air ambiant à 08h00, ce profil s'explique par le fait que le LHP n'a pas encore démarré comme le fluide de travail à l'intérieur du caloduc (eau) a besoin d'un minimum de chaleur pour atteindre son point d'évaporation (température) de 10°C.

À 12h00, on peut constater que l'ailette est légèrement plus froide dans la région du bord, en raison de l'impact de la convection et s'étend en suite par symétrie, en augmentant lentement dans le sens vers le centre, ceci parce qu'en mi-journée un maximum de gains de chaleur et d'accumulation dans le système est enregistré. Une chute soudaine dans la zone centrale lorsque la ligne centrale (nœuds) de l'ailette en feuille est située dans la zone de contact direct avec la partie d'évaporateur du LHP, où la température atteint sa valeur la plus basse. En conséquence, le flux de chaleur a été transmis à partir des extrémités de l'ailette en feuille vers la ligne centrale.

A 16h00, la température le long de l'ailette d'aluminium est principalement dominée par l'extraction de chaleur du LHP, mais la température de l'air ambiant est toujours en augmentation et l'incidence des rayons solaires reste importante. Le profil tend à avoir une forme similaire à la lettre V incurvée.

A 18h50, (à la fin de la journée) la température le long de l'ailette en feuille étudiée est en régime d'opération permanent dominé par le caloduc en action, où une forme en V a été obtenue.

Une distribution tridimensionnelle (3D) de la température pour l'ailette en feuille métallique entière, en fonction des temps de la journée considérée est présentée sur la figure 4-16. Cette représentation spatio-temporelle met en évidence l'évolution de la température pour chaque instant pendant le temps de la journée.

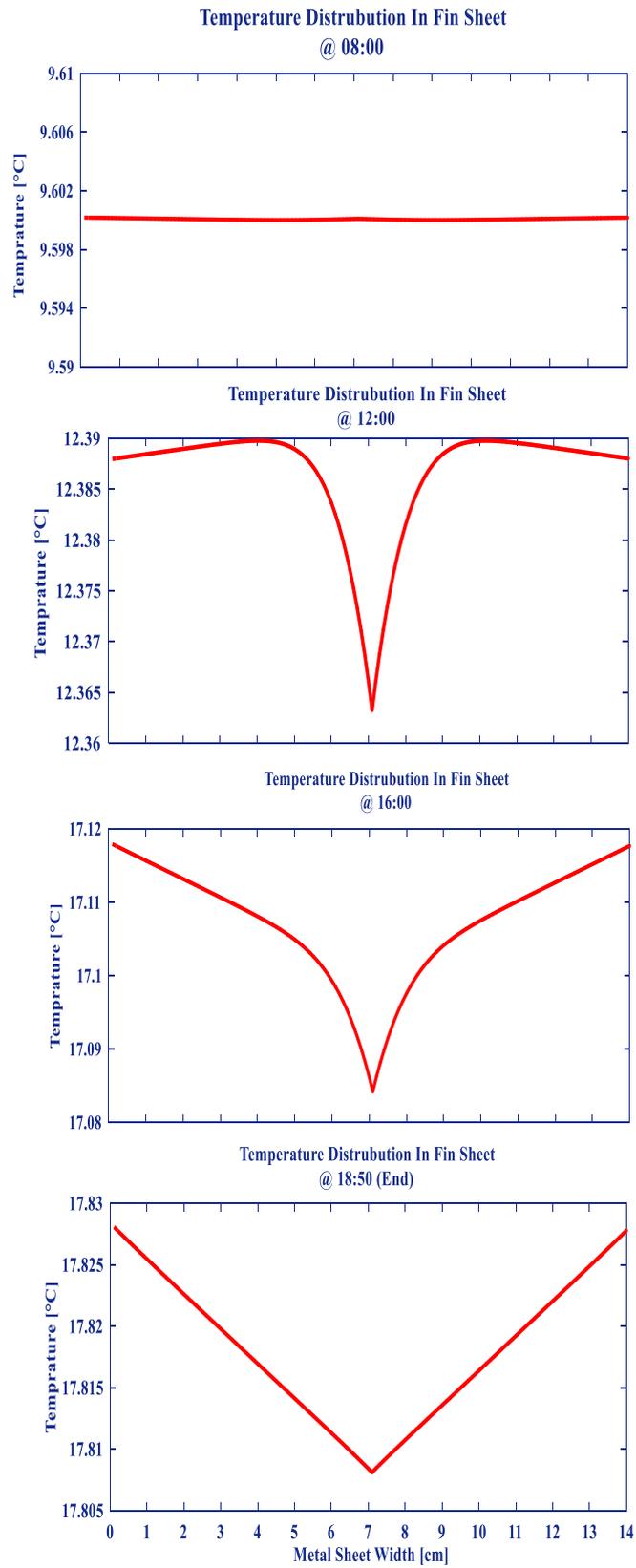


Fig. 4- 15: Profile de distribution de température dans une ailette en aluminium feuilletée.

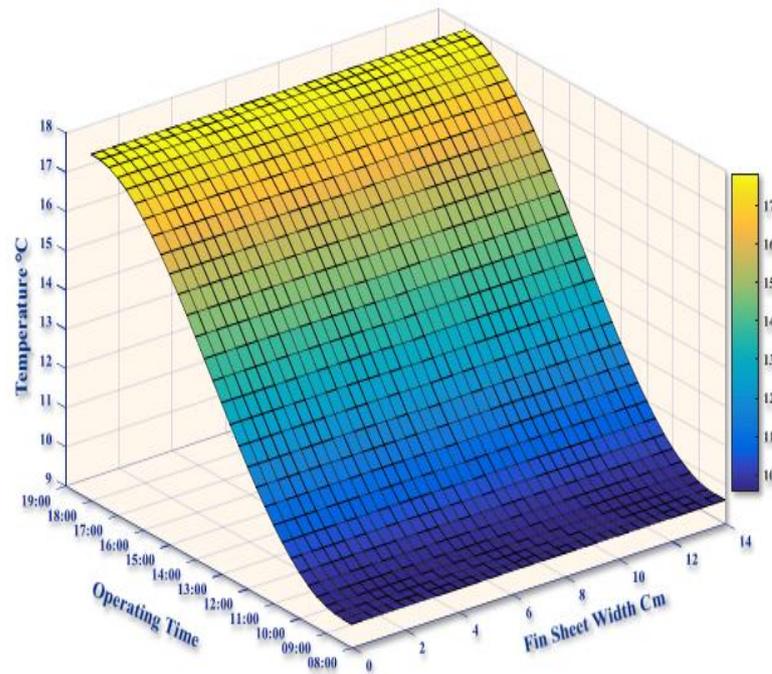


Fig. 4- 16: Profile 3D de distribution de la température dans la feuille métallique.

IV.4.6. Gain calorifique pour l'eau et débit massique de fluide frigorigène

Le gain de chaleur moyen de l'eau et le débit massique du fluide frigorigène ont été présentés à la figure 4-17. Le gain de chaleur moyen de l'eau était de 181,33 W. La tendance de variation de Q_w était similaire au débit de réfrigérant, une augmentation lente le matin, un maximum à midi et une diminution rapide en fin d'après-midi.

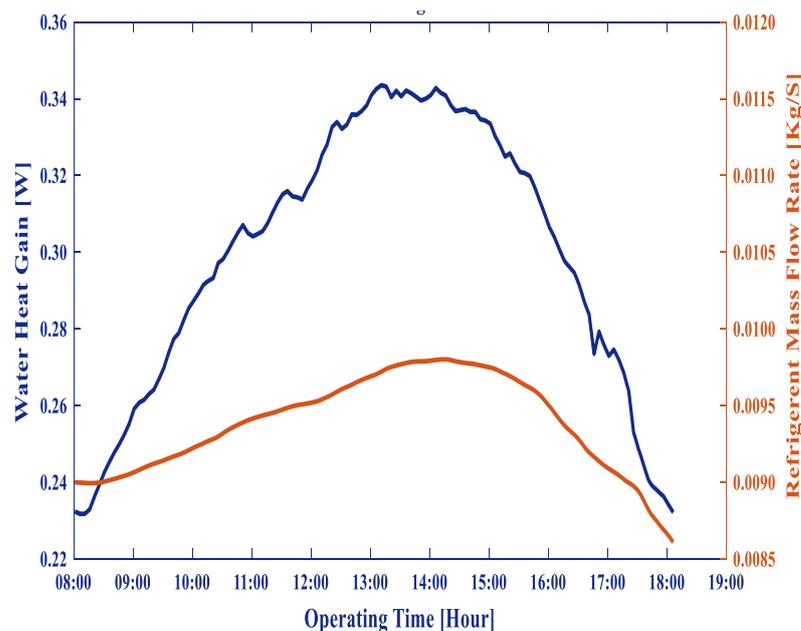


Fig. 4- 17: Gain en chaleur pour l'eau et débit massique de fluide frigorigène le long de la journée.

Les résultats exposés dans la précédente partie (section IV.4) font l'objet d'une publication internationale dans le journal « **International Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering** », volume 17, issue 06, pages 141-149, intitulée :

Energetic Performances Analysis on a Loop Heat Pipe-Photovoltaic Cooling System for Future Implementation (voir l'annexe).

IV.5. Optimisation numérique du modèle analytique du générateur PV

Le programme de calcul pour l'optimisation a été développé et exécuté sous l'environnement MATLAB®. Les résultats obtenus suite à l'optimisation au moyen du dit code de calcul (ou programme) sont reportés dans les tableaux 4-6 et 4-7.

Ces tableaux de résultats considèrent plusieurs exemples d'exécution (échantillons) de la technique d'optimisation par Artificial Bee Colony (ABC). Nous pouvons constater clairement la variation de la puissance maximale (MPOP) par rapport à la température ambiante et/ou l'ensoleillement avec une bonne précision (figure 4-18, 4-19 et 4.20). Puis, en appliquant l'algorithme susmentionné à la recherche du point de la puissance maximale (MPPT) pour le jour J correspondant au 3/1/2015.

IV.5.1. Influence de la température et de l'éclairement

Pour expliciter l'influence de la température ambiante et l'intensité de l'éclairement solaire pour un jour donné sur la puissance, le courant ou le voltage, on a tracé les courbes de ces derniers pour divers ensoleillements à température ambiante constante, et pour diverses températures ambiantes à ensoleillement constant.

Il est trouvé que pour des ensoleillements variables et à température ambiante constante le courant I_{SC} est une forte fonction du changement de l'ensoleillement, alors que la tension V_{OC} reste sensiblement constante, contrairement, la tension V_{OC} est influencée par les changements de la température ambiante alors que le courant I_{SC} reste confiné dans un intervalle étroit.

- **Effet de la température :**

Il est important d'effectuer le même teste des deux techniques numériques susmentionnées pour différentes valeurs de températures ambiantes allant de 0°C jusqu'à 100°C en maintenant l'éclairement à la valeur constante de 1000 W/m².

Tableau 4- 6: Résultat de l'optimisation avec une température variable et un éclairement de 10^3 W/m^2

Température [°C]	V_{Opt} [V]		I_{Opt} [A]		M_{Opt} [W]	
	<i>ABC</i>	<i>P&O</i>	<i>ABC</i>	<i>P&O</i>	<i>ABC</i>	<i>P&O</i>
100	11.5169	10.5000	3.5157	3.7460	40.4902	39.3325
75	13.3147	12.5000	3.5465	3.7134	47.2206	46.4170
50	15.1511	14.5000	3.5573	3.6787	53.8965	53.3406
25	17.0174	16.5000	3.5536	3.6419	60.4728	60.0906
0	18.9080	18.5000	3.5390	3.6030	66.9145	66.6549

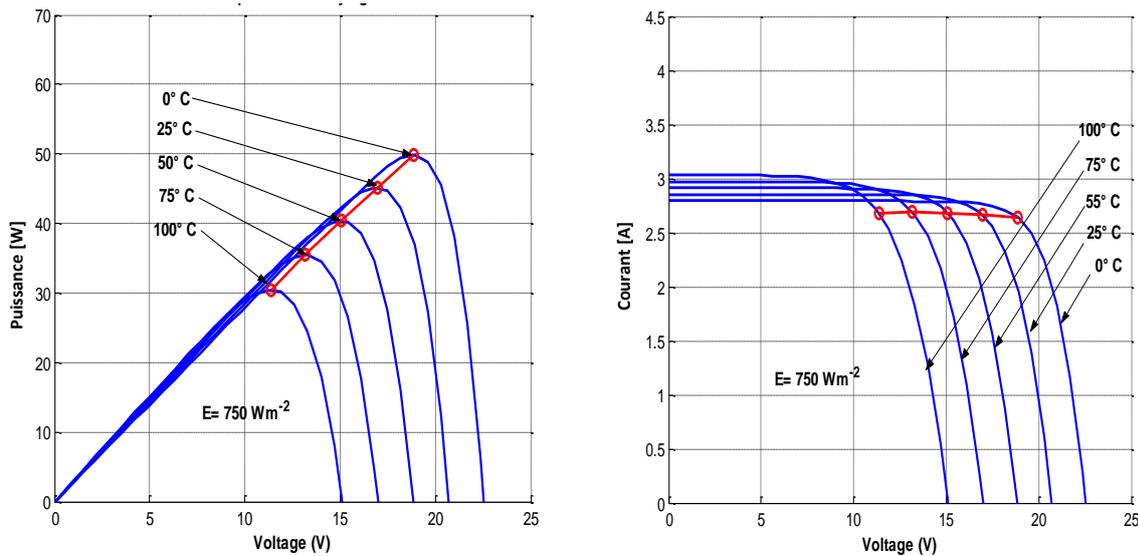


Fig. 4- 18: Variation de la MPOP avec la température ambiante.

▪ **Effet de l'éclairement :**

On a effectué une comparaison de deux techniques numériques utilisées pour déterminer les valeurs optimales des caractéristiques du système PV pour un changement de l'ensoleillement de 100 à 1000 W/m^2 dont la température est maintenue constante à 25°C .

Tableau 4- 7: Résultats de l'optimisation avec différents éclairement et température constante à 25°C .

Eclairement [w/m^2]	V_{Opt} [V]		I_{Opt} [A]		M_{Opt} [W]	
	<i>ABC</i>	<i>P&O</i>	<i>ABC</i>	<i>P&O</i>	<i>ABC</i>	<i>P&O</i>
1000	17.0173	16.5000	3.5536	3.6419	60.4728	60.0906
900	16.9959	16.5000	3.1992	3.2759	54.3728	54.0528
600	16.8372	16.5000	2.1341	2.1713	35.9317	35.8258
500	16.7355	16.2500	1.7784	1.8206	29.7619	29.5848
300	16.3797	15.5000	1.0664	1.1063	17.4667	17.1479
100	15.4117	14.5000	0.3543	0.3687	5.4605	5.3455

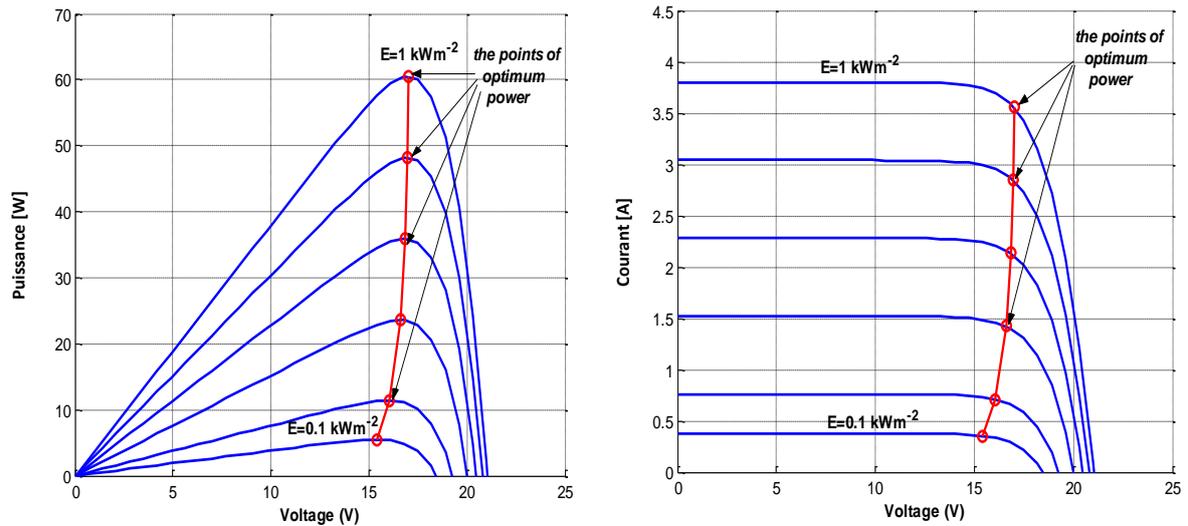


Fig. 4- 19: Variation de la MPOP avec l’enseillement du jour 3/1/2015.

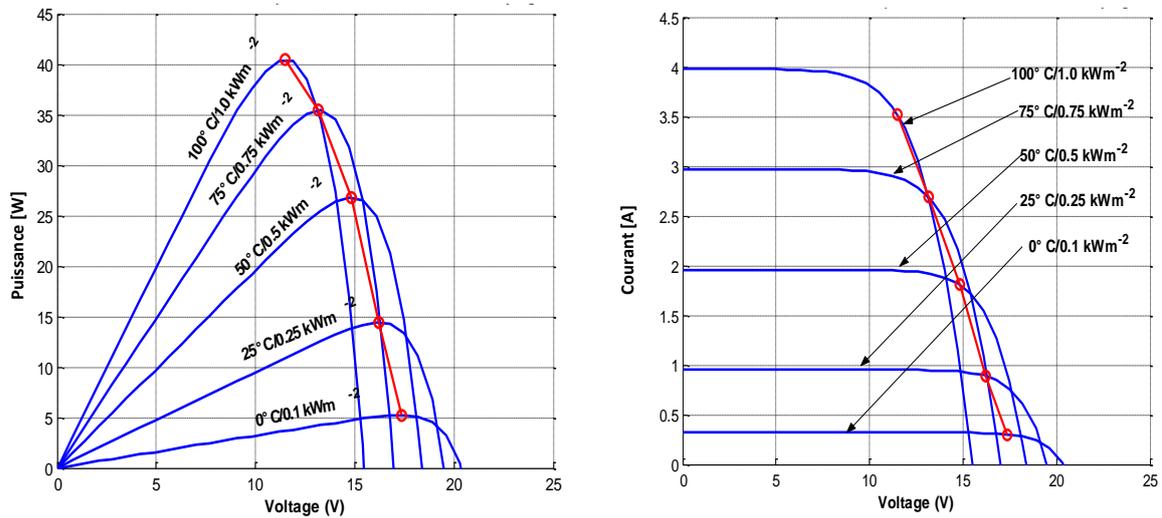


Fig. 4- 20: Variation de la MPOP avec l’enseillement et la température ambiante en même temps à partir des caractéristiques PV.

On peut constater clairement que les résultats présentés mettent en évidence les avantages et la précision de l’application de la procédure adoptée à l’inspection des effets de la température et de l’enseillement sur les caractéristiques du système PV étudié. Afin de voir clairement les résultats de cette étude d’optimisation, les figures 4-18 à 4-20 représentent les variations paramétriques du courant et de la puissance par rapport à la tension. Le point de fonctionnement de puissance maximale MPOP de chaque courbe est représenté par un symbole de petit cercle, qui indique la valeur maximale de puissance (courant et tension) que le module PV peut fournir instantanément sous différentes conditions météorologiques.

IV.5.2. Application de l'algorithme ABC à la recherche de la MPPT :

Au préalable, il est nécessaire d'utiliser les données réelles d'ensoleillement et de la température ambiante d'une position géographique spécifique durant un jour afin de simuler le système en question. Cette dernière permet de tester le modèle d'une manière satisfaisante. Pour cela, nous avons choisi les données réelles de la région de Bouzzereah, Alger - Algérie datées du 03 janvier 2015.

La journée du 03/01/2015 présente un bon ensoleillement tout au long de la journée avec de petites variations d'irradiations lumineuses entre le midi et 13h00 et entre 14h00 et 17h00. Les figures 4-21 et 4-22 montrent respectivement l'évolution de la tension et du courant optimaux ainsi que la puissance calculée via la méthode MPPT-ABC au cours de ladite journée.

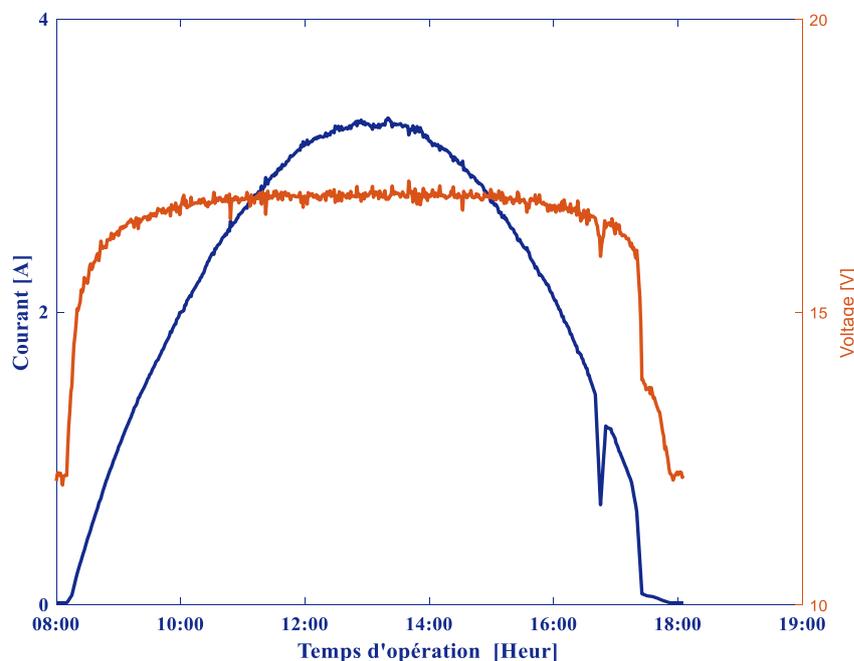


Fig. 4-21: Courant et tension optimaux d'un jour ensoleillé.

La figure. 4-21 met en évidence l'étroite dépendance du courant électrique à l'éclairement (l'irradiation solaire) dirigé vers le module PV présentée par la courbe en rouge de la figure 4-9, présentant ainsi la même allure le long de la journée considérée. En outre on peut observer sur la figure 4-21 que le voltage électrique augmente brusquement au début de la journée pour atteindre sa valeur maximale, puis reste presque constant en effectuant des fluctuations aux alentours de cette valeur jusqu'au soir où l'éclairement solaire s'affaiblit suite au coucher de soleil environ 17h45 du temps local.

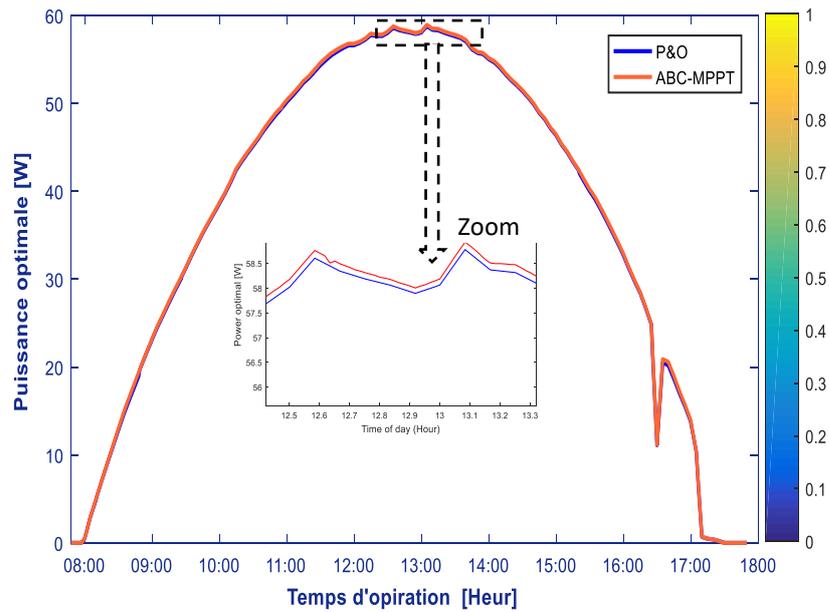


Fig. 4-22: Puissance optimale d'un jour ensoleillé.

On peut constater sur la figure 4-22 que la courbe de la puissance optimale voit sa valeur augmentant graduellement en fonction de l'intensité du rayonnement (d'ensoleillement) jusqu'à atteindre un maximum situant entre 12h06 et 13h01 pour une puissance maximale de $Q_{\max} = 58.75 \text{ W}$ et un maximum calculé d'après la méthode d'optimisation ABC de $Q_{\max} = 58.90 \text{ W}$ ($I_{\max} = 3.27 \text{ A}$, $V_{\max} = 18.0 \text{ V}$) sous les conditions météorologiques moyennes suivantes mesurées localement: $E = 589.58 \text{ W/m}^2$, $T_a = 12.7^\circ\text{C}$ avant de diminuer jusqu'au soir avec une chute de puissance importante entre 13h30 et 17h15. Alors, la discontinuité clairement observée sur le signal de puissance mesuré pourra être due à un défaut de mesure ou une perturbation liée à un passage nuageux.

IV.6. Conclusion

Dans le quatrième chapitre du présent mémoire de thèse, l'utilisation de la technique de refroidissement des composants électroniques par caloduc en boucle (LHP) est entamée par son application aux cellules photovoltaïques, formant ainsi le système hybride déjà baptisé PV/LHP. Et ceci pour contribuer à l'amélioration de ses performances thermiques ainsi que électriques. Pratiquement, notre étude du système PV/LHP considéré a concentré sur quatre grandes parties, qui sont ; la détermination des limites du transfert de chaleur pour le fonctionnement efficace du caloduc en boucle, où nous avons déterminé ces limites de fonctionnement pour chaque constituant du LHP. Puis, on a considéré d'investiguer le volet thermohydraulique du système LHP par inspection des impacts de ses différents paramètres.

Suivie par une investigation dynamique du modèle décrivant le système hybride PV/LHP considéré, par la mise en évidence de ses différentes efficacités moyennes thermique, électrique et globale, qui ont été de 150.42 W, 36.62 W et de 187.0 W, respectivement. Ainsi que le gain de chaleur (calorifique) moyen de l'eau obtenu qui a été de 181.33 W. En finalisant ce chapitre par l'application du célèbre algorithme génétique dit l'algorithme ABC pour l'optimisation numérique du modèle analytique adopté à la recherche de la MPPT, ce qui a donné une puissance optimale d'environ 58.90 W pour le jour du 3 janvier 2015 considéré.

Conclusion Générale

CONCLUSION GENERALE

Cette thèse étudie les performances dynamiques d'un système assisté par pompe à chaleur solaire en liaison avec un panneau photovoltaïque refroidi par un caloduc en boucle (PV/LHP), visant ainsi à résoudre les difficultés persistantes dans les technologies PV/T existantes. Basé sur les idées les plus récentes de la conductivité thermique du module PV amélioré et le calcul de l'angle d'inclinaison optimale, un modèle spécial a été établi dans le but de prédire les performances du système appuyé sur divers principes d'équilibre thermique.

Ce travail dans sa première partie a introduit le développement d'un modèle analytique pour le système à caloducs en boucle (LHP), et pour étudier la capacité de transfert de chaleur du système. Six limites possibles ont été considérées pour déterminer la capacité de transfert de chaleur, qui sont la limite capillaire, d'entraînement, visqueuse, d'ébullition, sonique et de remplissage de la masse liquide. Nous avons étudié les variations de ces limites avec plusieurs paramètres structurels et fonctionnels fondamentaux pour le système, notamment la température de fonctionnement du système, la structure de la mèche et le diamètre des conduites, et les résultats ont indiqué que la limite capillaire s'est avérée être la limite applicable, ce qui est supérieur au transfert de chaleur maximal requis par les conditions climatiques réelles de 1574.62 W.m⁻² en sachant que les parcelles de données réelles de la région étudiée de Bouzzereah ne pourront atteindre cette limite. Tandis que la limite d'entraînement pouvait être l'alternative lorsque le diamètre de la conduite ne dépassera pas 19.0 mm. Les autres limites présentaient une diminution jusqu'aux valeurs qui ne seront pas inférieures à la limite capillaire atteignant 879,02 W.m⁻².

L'investigation du modèle thermo-hydraulique du système LHP présenté dans la deuxième partie du chapitre précédent, a concentré sur les impacts sur les performances du système LHP des différents paramètres; tels que l'angle d'inclinaison et les flux thermiques imposés. Ainsi, on a trouvé que pour les différents angles d'inclinaison compris entre 0° et 90° l'angle 60° présentait de grandes valeurs de la résistance thermique de la vapeur dans le dispositif LHP.

La température moyenne quotidienne de la cellule PV était d'environ 14.1°C, alors que la température ambiante moyenne était de 12.7°C. L'écart des températures des parois de la cellule PV et des caloducs correspondant au matin et à la fin de la journée, atteint légèrement un maximum de 0.9°C à midi, ce qui peut être la propriété primordiale du système thermiquement amélioré. L'efficacité totale (globale) s'est révélée être opposée au taux de refroidissement (écart

Conclusion générale

de températures) de la couche PV, ce qui est un comportement naturel raisonnable. Le système de refroidissement à caloduc en boucle cède une partie de sa chaleur vers un réservoir d'eau, ce dernier avait une capacité de 35 L avec un débit journalier de 1 m³. Les résultats obtenus montraient que la température du module PV augmentait continuellement de près pour atteindre la valeur de 51.1°C, qui correspondait à la température finale de l'eau dans le réservoir de 60.8°C, la pente moyenne était de 4.3 °C/heure.

Les rendements électriques et thermiques du module PV/LHP étaient en moyenne de 11.30% et 53.41%, respectivement. En outre, un coefficient de performance (COP) thermique de 5.86, et un autre COP photovoltaïque-thermique de 8.89 ont été trouvés. Les sorties électriques et thermiques instantanées, et leurs variations globales d'efficacité correspondantes étaient fortement affectées aux conditions climatiques réelles de fonctionnement tout au long de la journée considérée. Vue la cohérence des différents résultats rapportés, on peut affirmer la présomption que le modèle mathématique employé dans la simulation avaient prédit la performance dynamique du système PV/LHP étudié avec une précision convenable.

Les résultats obtenus d'après l'optimisation numérique du modèle analytique du module PV qui calcule instantanément le MPOP pour ce dernier, explicitent l'influence de la température et de l'éclairement solaire via l'application de l'algorithme ABC à la recherche du point de puissance maximum (MPPT). Les valeurs déterminées de la puissance optimale par la méthode ABC sont capables de conduire à la détermination du point MPPT .

La validation du modèle thermo-hydraulique effectuée à partir des comparaisons avec des résultats expérimentaux présents dans la littérature avait montré un bon agrément d'une erreur relative inférieure à 10%. Tout en conduisant à la conclusion qu'on peut utiliser les données: telles que la connaissance empirique des températures d'entrée et de sortie d'eau de refroidissement, sa capacité calorifique et son débit dans la déterminer le flux thermique évacué. Une autre comparaison du modèle PV/LHP avec un travail de recherche antérieur similaire a montré un bon accord avec des rendements supérieurs remarquables atteignant 11.30% pour la production électrique, et allant jusqu'à 53.41% pour la production d'énergie thermique. Les résultats de la recherche prédit qu'une telle amélioration des performances encouragera la mise en place (exploitation) du système PV/LHP proposé et le testera expérimentalement, ce qui aidera à développer un puissant système PV/T solaire permettant une économie significative d'énergie fossile et d'émission de carbone dans les zones de vie, en vue de préserver notre environnement.

Bibliographie

BIBLIOGRAPHIE

- [1]. Roger A. Messenger, Jerry Ventre. Photovoltaic System Engineering, 2nd ed., Florida (USA): CRC Press; 2003, 54-55.
- [2]. Brinkworth et al., Thermal regulation of photovoltaic cladding. *Solar Energy* 1997; 61:169–178.
- [3]. Kranter et al., Combined photovoltaic and solar thermal systems for facade integration and building insulation. *Solar Energy* 1999; 67: 239–248.
- [4]. SA. Kalogirou, Tripanagnostopoulos Y. Hybrid PV/T solar systems for domestic hot water and electricity production. *Energy Conversion and Management* 2006; 47: 3368–82.
- [5]. Mustafa Kaya, Thermal and Electrical Performance Evaluation of PV/T Collectors in UAE, May 2013; P 5-10. EGI-2013-037 MSC
- [6]. J.A. Duffie, W.A. Beckman, *Solar engineering of Thermal Processes*, second ed., John Wiley and Sons Inc., New York, 1991.
- [7]. HA. Zondag, DW. De Vries, WGJ. Van Helden, RJC. Van Zolingen, AA. Van Steenhoven, The yield of different combined PV-thermal collector designs, *Solar Energy* 2003; 74: 253–269.
- [8]. X. Zhao, X. Zhang, S. B. Riffat, X Su, Theoretical investigation of a novel PV/e roof module for heat pump operation, *Energy Conversion and Management* 2011; 52: 603-614.
- [9]. Heat pipe, < heatpipe.nl/index.php?page=heatpipe&lang=EN>, [19.11.2010]
- [10]. X. Zhang, et al., "Review of R&D progress and practical application of the solar photovoltaic/thermal (PV/T) technologies," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol.16(01), pp. 599–617, 2012.
- [11]. X. Zhang^{a, *}, Xu. Zhao^a, J. Shen^a, Xi Hu^b, Xuezhi Liu^c, J. Xu^d. Design, fabrication and experimental study of a solar photovoltaic/loop-heat-pipe based heat pump system, *Solar Energy* 97 (2013) 551–568
- [12]. SC. Solanki, S. Dubey, A. Tiwari, Indoor simulation and testing of photovoltaic thermal (PV/T) air collectors, *Applied Energy* 2009; 86: 2421–2428.

Bibliographie

- [13]. BJ. Huang., TH. Liu., WC. Hung., FS. Sun., Performance evaluation of solar photovoltaic/thermal systems. *Solar Energy* 2001; 70: 443-448.
- [14]. J. Ji et al., Experimental study of photovoltaic solar assisted heat pump system, *Solar Energy* 2008;82: 43–52.
- [15]. Z. Quan, N. Li, Y. Zhao, X. Tang, the experiment research for solar PV/T system based on flat-plate heat pipes, Proceeding the 17th Chinese national HVAC&R academic conference, 2010.
- [16]. SD. Hendrie. Evaluation of combined photovoltaic thermal collectors. In: ISES international congress and silver jubilee; 1980. p. 1865–1869.
- [17]. CH. Cox, P. Raghuraman. Design considerations for flat-plate photovoltaic/thermal collectors. *Sol Energy* 1985; 35:227–241.
- [18]. BJ. Huang. Performance rating method of thermosyphon solar water heaters. *Sol Energy* 1993; 50:435–440.
- [19]. T. Bergene, OM. Lovvik. Model calculations on a flat plate solar heat collector with integrated solar cells. *Sol Energy* 1995; 55:453–62.
- [20]. JA. Duffie, and WA. Beckman, *Solar engineering of thermal processes*. New York: John Wiley & Sons. 1980.
- [21]. HP. Garg, RK. Agarwal. Some aspects of a PVT collector/forced circulation flat plate solar water heater with solar cells. *Energy Convers Manage* 1995; 36:87–99.
- [22]. KS. Sopian, HT. Yigit, HT. Liu, S. Kakac, TN. Veziroglu. Performance analysis of photovoltaic thermal air heaters. *Energy Convers Manage* 1996; 37:1657–70.
- [23]. P. Axaopoulos, P. Panagakis, S. Kyritsis. Experimental comparison of a solar-assisted heat pump vs. a conventional thermosyphon solar system. *Int J Energy Res*; 22(13): 1107–20, 1998.
- [24]. DW. De Vries. Design of a photovoltaic thermal combi-panel. In: PhD report. UT; 1998.
- [25]. Yu. Bai, et al. Analysis of a hybrid PV/thermal solar-assisted heat pump system for sports center water heating application. *Int J Photoenergy*, Volume 2012, Article ID 265838, 13 pages; 2012

Bibliographie

- [26]. SA. Kalogirou. Use of TRYNYSYS for modeling and simulation of a hybrid PV– thermal solar system for Cyprus. *Renewable Energy* 2001; 23:247–60.
- [27]. AD. Jones, CP. Underwood. A thermal model for photovoltaic systems. *Sol Energy* 2001; 70:349–59.
- [28]. B.J. Huang, J.P. Chyng, Performance characteristics of integral type solar assisted heat pump, *Solar Energy*, 2001; 71 (06): 403–414.
- [29]. SA. Kalogirou, Y. Tripanagnostopoulos. Industrial application of PV/T solar energy systems. *Appl Therm Eng* 2007; 27(8):1259–70.
- [30]. B. Sandnes, J. Rekstad. A photovoltaic thermal (PVT) collector with a polymer absorber plate: experimental study and analytic model. *Sol Energy* 2002; 72:63–73.
- [31]. TT. Chow. Performance analysis of photovoltaic–thermal collector by explicit dynamic model. *Sol Energy* 2003; 75:143–52.
- [32]. A. Tiwari, MS. Sodha. Performance evaluation of solar PVT system: an experimental validation. *Sol Energy* 2006; 80:751–9.
- [33]. https://en.wikipedia.org/wiki/Heat_pipe
- [34]. https://en.wikipedia.org/wiki/Loop_heat_pipe
- [35]. Advanced Cooling Technologies: <https://www.1-act.com/resources/heat-pipe-fundamentals/heat-pipe-article-1968>
- [36]. Y.F. Gerasimov, Y.F. Maydanik, G.T. Shchogolev, et al. Low-temperature heat pipes with separate channels for vapour and liquid, *Eng.-Phys. J.* 1975, Vol. 28, No. 6, pp 957–960.
- [37]. Y.F. Maydanik. Loop heat pipes. *Appl. Therm. Eng.* 2005, Vol. 25, p 635–657.
- [38]. Y.F. Maydanik. “Development and tests results of Loop Heat Pipes with a flat evaporator”, Institute of Thermal Physics, Russie, 2005 p. 134-138.
- [39]. Y.F. Maydanik, & Y.G. Fershtater, & K.A. Goncharov. Capillary Pump Loop for Systems of Thermal Regulation of Spacecraft, ESA SP 324, 4th European Symp. on Space Environmental Control Systems, Florence, Italy, 1991.

Bibliographie

- [40]. A.A.M. Delil, V. Baturkin, Yu. Friedrikhson, Yu. Khmelev, S. Zhuk. Experimental results on heat transfer phenomena in miniature loop heat pipe with a flat evaporator. 12th IHPC, Moscou (19-24 mai 2002) 8 p.
- [41]. V.G. Pastukhov, Y.F. Maidanik, C.V. Vershinin, M.A. Korukov. Miniature loop heat pipes for electronics cooling. *Applied Thermal Engineering* 23 (2003) 1125-1135.
- [42]. Y.F. Maydanik. Miniature loop heat pipes, 13th IHPC, Shanghai, Chine, 21-25 sept. 2004, p. 23-35.
- [43]. Y.F. Maydanik, S.V. Veshinin, M.A. Korukov, J.M. Ochterbeck. Miniature loop heat pipes – A promising means for cooling electronics. *IEEE Trans. On Components and Packaging Technologies* 28, 2 (Juin 2005) 290-296.
- [44]. S.V. Vershinin, Y.F. Maydanik. Investigation of pulsations of the operating temperature in a miniature loop heat pipe, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 50 (2007) 5232–5240.
- [45]. Y. Chen, M. Groll, R. Mertz, Y.F. Maydanik, S.V. Vershinin. Steady-state and transient performance of a miniature loop heat pipe. *International Journal of Thermal Sciences* 45 (2006) 1084–1090
- [46]. J. Ku, J.I. Rodriguez. Low frequency high amplitude temperature oscillations in loop heat pipe operation, in: *International Conference on Environmental Systems*, Vancouver, July 2003, (SAE paper 2003-01-2386) 12 p.
- [47]. D. Mishkinis, G. Wang, D. Nikanpour, E. MacDonald, T. Kaya. Steady-state and transient loop heat pipe performance during periodic heating cycles, in: 13th IHPC, Shanghai, China, 21-25 Sept. 2004, pp. 71-77.
- [48]. H.X. Zhang, T. Ding, X. G Shao., G.P. Lin, R.G. Sudakov, Y.F. Maidanik. Effects of start-up on operating of loop heat pipes, in: 13th IHPC, Shanghai, China, Sept. 21-25, 2004, pp. 133-138.
- [49]. J. Ku, Operating characteristics of loop heat pipes, in: *International Conference on Environmental Systems*, Denver, July 1999, (SAE paper 1999-01-2007) 16 p.

Bibliographie

- [50]. K.H. Cheung, T. Hoang, J. Ku, T. Kaya, Thermal performance and operational characteristics of loop heat pipe (NRL LHP), in: International Conference on Environmental Systems, Danvers, July 1998, (SAE paper 981813) 9p.
- [51]. J. Ku, P. Ottenstein Rogers, K. Cheung, Investigation of low power operation in a loop heat pipe, in: 31st International Conference on Environmental Systems, Orlando, July 2001, (SAE paper 2001-01-2192) 10 p.
- [52]. S. Launay, V. Sartre, J. Bonjour. Parametric analysis of loop heat pipe operation: a literature review. *International Journal of Thermal Sciences*, 46, 7 (2007) 621-636.
- [53]. P. Gang *, F. Huide, Z. Tao, J. Jie *. A numerical and experimental study on a heat pipe PV/T system; *Solar Energy* 85 (2011) 911–921
- [54]. N. Dai, X. Xu, S. Li, and Z. Zhang, "Simulation of Hybrid Photovoltaic Solar Assisted Loop Heat Pipe/Heat Pump System," *Applied Sciences*, 2017.vol. 7, p. 197.
- [55]. L. Zhang, G. Pei, T. Zhang, and J. Ji, "A new photovoltaic solar-assisted loop heat pipe/heat-pump system," *CIESC J*, 2014. vol. 65, pp. 3228-3236.
- [56]. X. Zhang, Xu. Zhao, Ji. Shen, J. Xu, X. Yu. Dynamic performance of a novel solar photovoltaic/loop-heat-pipe heat pump system. *Applied Energy* 114 (2014) 335–352
- [57]. Sampan Rittidech et al. A numerical for Predicted Efficiency of a Solar Collector Installed Heat Pipe; *Australian Journal of Basic and Applied Sciences* 2015; ISSN:1991-8178.
- [58]. J. Allan et al. Enhancing the thermal conductivity of ethylene-vinyl acetate (EVA) in a photovoltaic thermal collector; *AIP Advances* 6, 035011 (2016); doi: 10.1063/1.4944557.
- [59]. B. Abdelouahad, "Effet des paramètres de fonctionnement sur les performances d'un distillateur solaire," physique. Mémoire de magister : université mentouri de constantine, 2009, pp. 107.
- [60]. Plate heat exchanger, <en.wikipedia.org/wiki/Plate_heat_exchanger>.
- [61]. C. A. Busse, Theory of ultimate heat transfer limit of cylindrical heat pipes, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1973; 16:169-186.

Bibliographie

- [62]. S.W. Chi, Heat pipe theory and practice: a source book, Washington: Hemisphere Pub. Corp, 1976.
- [63]. X. Zhao, Analysis and Amendment of Design Factors about Heat Pipe of Screen Wicks, Journal of Nanjing normal University 2004; 04(03): 07-10.
- [64]. H. Imura, H. Kozai, Y. Ikeda. The effective pore radius of screen wicks [A], Ma Tongze. Advances in Heat Pipe Science and Technology[C], Proceedings of the 8th International Heat Pipe Conference, 1992: 113-118
- [65]. AD. Kraus, A. Bar-Cohen. Thermal Analysis and Control of Electronic Equipment. McGraw-Hill, 1983.
- [66]. SB. Riffat, X. Zhao, PS. Doherty. Analytical and numerical simulation of the thermal performance of ‘mini’ gravitational and ‘micro’ gravitational heat pipes, Applied Thermal Engineering 2002; 22: 1047–1068.
- [67]. J. Padet. Echangeurs thermique–méthodes globales de calcul avec 11 problèmes résolus, Collection Technologies, Masson 1994
- [68]. P. Aniruddha, J. Yogendra, H.B. Monem, D.P. Chandrakant, W. Todd, “Design and Performance Evaluation of a Compact Thermosyphon”, 2002 Electronics Packaging Technology Conference, 2002 IEEE.
- [69]. S. Becker, S. Vershinin, V. Sartre, E. Laurien, J. Bonjour, Yu.F. Maydanik, “Steady state operation of a copper e water LHP with a flat-oval evaporator” Applied Thermal Engineering 31 (2011) 686 e 695.
- [70]. Vapour-temperature function, <http://wikipedia.org/wiki/vapour_pressure_of_water>.
- [71]. NAM. Bakar, M. Othman, HD. Mahadzir, NA. Manaf, H. Jarimi. Design concept and mathematical model of a bi-fluid photovoltaic thermal (PVT) solar collector. Renewable Energy 2014; 67:153–64.
- [72]. W. Rohsenow, J. Hartnet, Y. Cho, Handbook of Heat Transfer, 3rd edition, McGraw-Hill, 1998.
- [73]. S. R. Turns, Thermodynamics: concepts and applications. London: Cambridge University Press. 2006.

Bibliographie

- [74]. S. Dubey, GS. Sandhu, GN. Tiwari. Analytical expression for electrical efficiency of PVT hybrid air collector. *Appl Energy* 2009; 86:697–705.
- [75]. M. J. Moran, H. N. Shapiro, D. D. Boettner, and M. B. Bailey, *Fundamentals of engineering thermodynamics*. New York: John Wiley & Sons. 2010.
- [76]. J. Ji, et al. Distributed dynamic modelling and experimental study of PV evaporator in a PVT solar-assisted heat pump. *Int J Heat Mass Transfer* 2009; 52:1365–11373.
- [77]. A. Soteris. Kalogirou, *Solar energy engineering: process and system*, Elsevier Inc., 2009.
- [78]. B. Moshfegh and M. Sandberg, "Flow and heat transfer in the air gap behind photo-voltaic panels," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 2, pp. 287-301, 1998.
- [79]. S. Klein, "Calculation of flat-plate collector loss coefficients," *Solar energy*, vol. 17, pp. 80-97, 1975
- [80]. W. McAdams, "Heat Transmission," New York: McGraw Hill book company Inc., 1954.
- [81]. K. Hollands, T. Unny, G. Raithby, and L. Konicek, "Free convective heat transfer across inclined air layers," *Journal of Heat Transfer*, vol. 98, pp. 189-193, 1976.
- [82]. Camelia Stanciu et al. Optimum tilt angle for flat plate collectors all over the World – A declination dependence formula and comparisons of three solar radiation models, *Energy Conversion and Management* 81 (2014) 133–143
- [83]. J. Jianfei, H. Liangjian, T. Jian. *Numerical analysis and MATLAB experiment*, Siencep press, 2004.
- [84]. L. F. Shampine, M. W. Reichelt, and J. A. Kierzenka, "Solving Index-1 DAEs in MATLAB and Simulink," *SIAM Review*, Vol. 41, pp. 538–552, 1999
- [85]. Operation of Loop Heat Pipes, < china-heatpipe.net/ >.
- [86]. Water thermal properties, <www.engineeringtoolbox.com>.
- [87]. X. Zhang, investigation of a novel solar photovoltaic/loop-heat-pipe heat pump system 2014, p 97-107.

Bibliographie

- [88]. A. Shahsavari, M. Ameri. Experimental investigation and modeling of a direct coupled PVT air collector. *Sol Energy* 2010; 84 :1938–58.
- [89]. Stephen R. Turns, *Thermodynamics: concepts and applications*, Cambridge University Press, 2006.
- [99]. Michael J. Moran, Howard N. Shapiro, *Fundamentals of engineering thermodynamics*, 3rd edition, John Wiley and Sons Inc., 1995.
- [100]. Walker G., "Evaluating MPPT converter topologies using a MATLAB PV model," *Journal of Electrical & Electronics Engineering*, Australia, IEAust, 2001, vol.21, No. 1, pp.49-56.
- [101]. L.A.C Lopes and Lienhardt, A.-M. "A simplified nonlinear power source for simulating PV panels". *Power Electronics Specialist, 2003.PESC'03. IEEE 34th Annual Conference on*, Volume 4, pp. 1729-1734.15-19 June 2003
- [102]. CIGRE TF38.01.10. "Modeling New Forms of Generation and Storage", November 2000, pp. 26-39.
- [103]. Gow J. A., Manning C. D., "Development of a photovoltaic array model for use in power electronics simulation studies," *IEE Proceedings on Electric Power Applications*, March 1999, vol. 146, no. 2, pp. 193-200.
- [104]. D. Weiner. and A. Levinsion. An optimal operation design of a photovoltaic D.C. motor coupled water pumping system, *electric Machines and Power Systems*, Research and Development Division, 1996, 24: 277-288.
- [105]. O. Wasynczuk. "Modeling and dynamic performance of a line-commutated photovoltaic inverter system," *IEEE Transactions on Energy Conversion*, vol. 4, no. 3, 1989, pp. 337-343.
- [106] K. Balwant, and K. Dharmender. "A review on Artificial Bee Colony algorithm". *International Journal of Engineering and Technology*, 2 (3) (2013) 175-186
- [107] A. Labouret and M. Viloz, 2003. *Energie solaire photovoltaïque, Le manuel du professionnel*, Dunod, Paris.

Bibliographie

[108] D.J. Bellala and M. Chaabanem. Optimization by continuous Genetic algorithm of the Maximum Photovoltaic Power tracking under different climatic conditions, Asian Journal of information technologies, 2007.

Annexe

Energetic Performances Analysis on a Loop Heat Pipe-Photovoltaic Cooling System for Future Implementation

Redha Meneceur ^{a, b, *}, Kamel Khounfais ^c, Ali Boukhari^b, and Djillani Ben Attous ^d

^a Dept. of Mechanical Engineering, Faculty of Technology, Skikda University, 21000 Skikda, Algeria.

^b Dept. of Mechanical Engineering, Faculty of Technology, El-Oued University, 39000 El-Oued, Algeria.

^c Dept. of Physics, Faculty of Exact Sciences, Skikda University, 21000 Skikda, Algeria.

^d Dept. of Electrical Engineering, Faculty of Technology, El-Oued University, 39000 El-Oued, Algeria.

(* Corresponding author: meneceuredha22@yahoo.fr)

Abstract— The aim of this work is to present a numerical investigation of a PV system dynamic performances, equipped with a loop heat pipe-based cooling device and a water heating apparatus based on a heat pump. This investigation was conducted via a combination of thermo-fluid analyses and developed simulated models. Under this framework, an energy balance was established on the considered PV system to clarify the associated energy transfer and conversion processes. In this insight, the simulated model developed in this paper is aiming to predict the dynamic performances of different PV-based system configuration, line-ups and operating conditions. In fact, we were committed to minimizing the thermal resistance existing between the PV layer and the thermal absorber via the insertion of coated sheet of aluminum-alloy as a baseboard. Moreover, we have applied a recent accurate formula for the PV panel tilt angle to keep a low solar beams' incident angle as long as possible during the day. Simulation results showed good coherence between the present studied model and previous simulation results, owing to significant performance improvement. Electrical and thermal efficiencies were 11.30% and 53.41%, respectively.

Index Term— Heat pump, Photovoltaics, PV/LHP, Numerical simulation, Solar energy.

I. INTRODUCTION

It is possible to integrate and optimize solar cells in the aim to be used as renewable energies devices, by collecting their thermal energy generated in almost photovoltaic-thermal hybrid systems. Recently, various innovative products have been suggested to be used in numerous analyzed and optimized PV/T hybrid systems. The literature is abundant in terms of these innovations, that is ranging from theoretical to experimentally-validated numerical studies.

The most widespread solar power device is the PV panel, which has its electrical output depending on temperature. It is known that an increase in the PV cell temperature by 1°C leads to 0.5% reduction in the electrical efficiency for a crystalline silicon-based cell, and about 0.25% for an amorphous silicon cell [1]. To manage the cell temperature, several techniques were introduced to extract the accumulated heat from the back

surface of PV modules and even more advancing utilize the removed heat. These techniques regrouped under PV/Thermal (PV/T) technology, which enables the dual solar collecting functions in one module to output both electricity and heat. As a kind of PV/T systems, the PV/heat pipe hybrid technology concluded by several recent studies as the most compromising system in term of price/efficiency and has the possibility to overcome persisting PV/T difficulties. Some researchers as [2] carried out numerical and experimental study on heat-pipe cooling PV/T systems. Besides the design and construction of innovative heat pipe photovoltaic/thermal. Where they found a daily electrical and thermal efficiencies of 9.4% and 41.9%, meanwhile the average heat and electrical gains at 276.9 and 62.3 W/m². In attempt to override such challenges, Dai et al. [3] numerically studied a hybrid of photovoltaic /loop heat pipe with assistance of a heat pump (PV-SALHP/HP) hot water producing system. The system was a combination of loop-heat-pipe (LHP) mode and heat-pump (HP) mode, both modes can be run individually or simultaneously depending on weather operating conditions. They simulated and compared the independent heat pump (HP) operating mode with the hybrid LHP/HP mode performances. They found that an overall PV/thermal efficiency of hybrid LHP/HP mode of 0.496 and 33.7% lower than the ones of independent HP mode, during the heating of 150 L of water from 15 °C to 50 °C under typical clear sunny time in spring or autumn, where the power consumed by the heating process of hybrid LHP/HP mode was around 0.853 kWh, leading to save 40.6% of compressor power than independent LHP/HP mode. But in winter time, it was difficult to operate LHP mode persistently due to short sunshine duration and lower solar irradiation, concluding that the independent HP mode is a better operating mode for winter. Also, when using this latter mode, the monthly mean photovoltaic/thermal efficiency varied between 0.697 - 0.776, which was higher compared to the LHP/HP mode, whilst the monthly average consumed power of LHP/HP mode was actually 13.9% lesser than in HP mode. In [4], authors established a novel hybrid PV-SALHP/HP system using

Manuscript received November 9, 2017.

separate operation modes. Their results showed that the thermal efficiency of the LHP system and HP system were respectively 35.55% and 74.49%. Moreover, Zhang et al. [5] designed, fabricated and experimentally studied a solar PV/LHP based heat pump system, where they investigated the dynamic performance of this device. Also, they inserted a new coated aluminum-alloy (Al-alloy) sheet as the PV cells baseboard for enhanced heat dissipation to the surroundings. During the open-air testing, the daily average of electrical, thermal, and their corresponding overall efficiencies of the PV/LHP module were quantified at 9.13%, 39.25%, 48.37% and 15.02%, respectively. They concluded that the application of the loop-heat-pipe (LHP) in the heat pipe-based PV/T system may have the potential to overcome persisting difficulties. LHP is considered as a special type of heat pipe which is known by its large capacity of remotely and passively heat transfer via circulation of a working fluid in the closed loop. It has already been widely utilized in thermal controls in satellites, spacecraft, electronics, cooling/heating systems, whilst its introduction and application in solar energy domain was only recently proposed [6]- [7]. According to previous PV/LHP works, a novel coated Al-Alloy sheet used as baseboard to replace the conventional TPT baseboard in order to enhance heat transfer from PV module to metal sheet (thermal absorber) and then to LHP, but still relatively high thermal resistance beneath the PV layer owed to the moderate EVA thermal conductivity, which means a considerable part of the heat will always be trapped inside the PV module. On the other hand, further works proposed a Boron Nitride doped EVA dedicated for PV/T systems aiming to ensure a good thermal conductivity within the PV module, but even so, still low profitability of this new technique if used with conventional TPT baseboard caused by its low thermal conductivity.

The objective of this work is to develop a numerical model of a PV system equipped with a loop heat pipe-based cooling device and a heat pump-based water heating apparatus in order to gain a much better thermal conduction through the whole system and a quick heat evacuation from the PV module, and hence, this will improve the system's performance besides using calculated tilt angle for better profitability of solar radiation. In this way, and accordingly to the previous research results and upcoming potential chances in the PV/T technology development, we address in particular the minimization of the thermal resistance between the thermal absorber and the PV panel by applying a coated Al-alloy sheet as a baseboard [5], and using a thermally enhanced EVA sealant [8], while using a recently developed LHP for thermal rejection.

II. MATHEMATICAL MODELS FOR PV/LHP COLLECTORS' DESIGN

A. Electrical model

It is known that not all solar radiations absorbed by a photovoltaic panel are converted to electricity, but mostly contribute in increasing the module's temperature, thus decreasing the electrical efficiency. The electrical efficiency η_p of a PV module is expressed using the following equation:

$$\eta_p = \eta_{rc} [1 - \beta_{pv}(T_p - T_{rc}) + \gamma \log I_o] \quad (1)$$

where η_{rc} represents the referential module's efficiency at PV cell temperature of $T_{rc}=25^\circ\text{C}$ and solar irradiance of $I_o=1000 \text{ W/m}^2\text{K}$; T_p is the average module temperature; β_{pv} and γ are, respectively, the temperature and the solar irradiance coefficients for the PV module, given by the work present in [9], which they are essentially a material property, having values of about 0.0045 K^{-1} and 0.12, respectively, for silicon modules. The last, however, is generally taken as zero, so that equation (2) contracted to

$$\eta_p = \eta_{rc} - \beta_{pv}(T_p - T_{rc}) \quad (2)$$

which represents a simple linear expression for the PV electrical efficiency, given by Bazilian et al. [10], where;

$$\beta_{pv} = \beta_p \eta_{rc} \quad (3)$$

Evans suggested using $\beta_{pv} = 0.0048\text{C}^{-1}$ for silicon modules [11].

B. Thermal model

In hybrid PV/LHP module assisted by heat-pump for water heating, the transient operational model required certain energy balance equations, obtained from the electrical analogy analysis method as it has been introduced in [12], also considered by many researchers [4]-[15]. The physical model of the studied PV/LHP system is illustrated in Fig. 1. Our studied system model consists of two parts; the first one is used to analyze the PV/LHP with a cover glass as a referred model in the present paper. The aforementioned equations are as following:

- 1) an equation for the glazing cover heat balance;
- 2) an equation for the PV layer heat balance;
- 3) a transient 1D heat conduction equation for the metal sheet;
- 4) an equation describing the heat balance for the LHP in operation;
- 5) an equation related to heat balance of the heat pump operation;
- 6) the water tank temperature yielded from the application of a heat balance to the compressor.

In the need of simplification of the energy model, the following hypotheses are made:

- Temperature gradient along the glazing cover thickness is neglected.
- Electrical-ohm losses in the solar cells and PV module are negligible.
- Calorific capacities of the EVA sealant (the adhesive for connecting the PV cells and PV glass during lamination) were not included, considering the PV layer as a uniform temperature variation.
- Heat conduction in the metal sheet is assumed to be unidirectional.
- Compressor isentropic efficiency is assumed to be 80% in all the calculations of the power consumption.

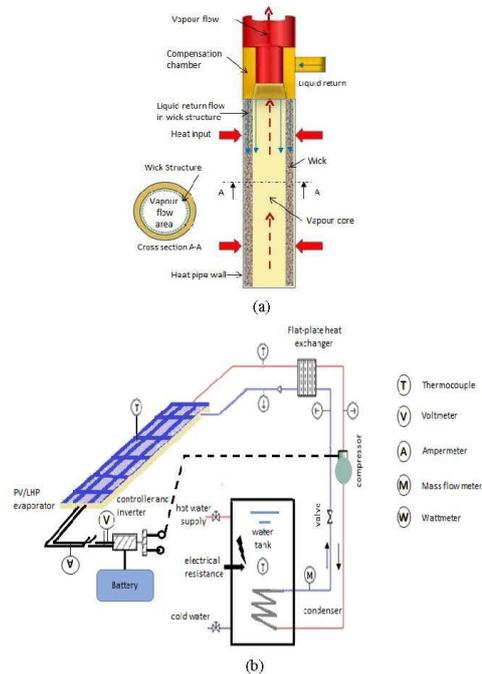


Fig. 1. (a) Schematic view of the LHP design and operation, and (b) synoptic scheme of a solar heating system using the PV/LHP heat pump device.

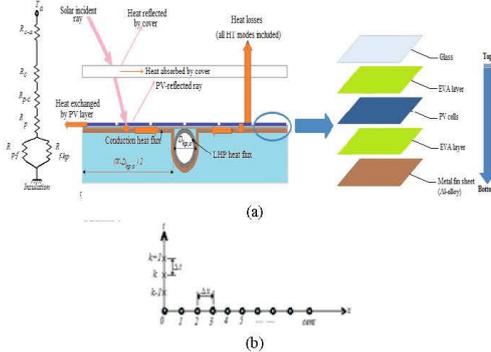


Fig. 2. (a) Schematic of the hybrid PV LHP system, thermal resistances, PV lamination layers, and (b) the grid meshing used for the metal sheet heat balance.

PV/LHP collector model with a cover glass

The model is mainly established on a PV/LHP collector with a single glazing cover. Fig. 2.a shows the cross sectional view (i.e. along the z-axis perpendicular to each layer) of the PV/LHP system, represented in terms of electrical analogy (resistance network). The energy balance equations for various layers of the models around each node can be expressed as follows:

a) Heat Balance Equation for the Glazing Cover

The time dependent heat flow in a single glazing cover can be described using the corresponding energy balance expression [12]:

$$\rho_c c_c \delta_c \frac{\partial T_c}{\partial t} = Q_c + (h_{c,p-c} + h_{R,p-c})(T_p - T_c) - (h_{c-c-a} + h_{R,c-a})(T_c - T_a) \quad (4)$$

b) Heat Balance Equation for the PV Layer

The combined PV lamination can be described by following energy balance expression [12]:

$$\rho_p c_p \delta_p \frac{\partial T_p}{\partial t} = [I(\tau_c \alpha)_b (1 - \beta_p) + I(\tau_c \alpha)_p \beta_p - Q_e] - \frac{T_p - T_f}{R_{p-f} A_p} - (h_{c,p-c} + h_{R,p-c})(T_p - T_c) \quad (5)$$

where the relevant PV panel electrical energy production per unit area, which is given by:

$$Q_e = I(\tau_c \alpha)_p \beta_p \eta_p \quad (6)$$

c) Transient 1D Heat Conduction Equation for the Metal Sheet

In the aim to model the transient heat conduction inside the metal sheet, we have supposed a one directional heat transfer flux in that flat plate by considering only the x-direction. The metal sheet has been discretized into a number of elemental subdivisions, as shown in Fig. 2.b. The temperature's profile was assumed to have symmetry with respect to the LHP evaporator position. Consequently, the heat balance equations are given by [12]:

$$\begin{cases} \rho_f c_f \delta_f \frac{\partial T_f}{\partial t} = k_f \delta_f \frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + \frac{T_p - T_f}{R_{p-f} A_p} - \frac{T_f - T_a}{R_{f-a} A_{fs}} + 1/h_a A_{fe} \\ \rho_f c_f \delta_f \frac{\partial T_{f,cent}}{\partial t} = \frac{T_{p,cent} - T_{f,cent}}{R_{p-f} A_p} - \frac{T_{f,cent} - T_{hp,w}}{R_{f-hp} A_{fc}} - \frac{T_{f,cent} - T_a}{R_{f-a} A_{fs}} \end{cases} \quad (7, 8)$$

The initial temperature and boundary conditions are as follows:

$$\begin{cases} T(x, 0) = T_{f,i}^0, \quad t = 0 \\ -k_f \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=0} = h_a (T_{f,0} - T_a), \quad t > 0 \\ -k_f \frac{\partial T}{\partial \vec{n}} \Big|_{y=0} = -k_{hp} \frac{\partial T_{f,cent}}{\partial \vec{n}} \Big|_{y=0}, \quad x = \frac{w}{2}, \quad t > 0 \end{cases} \quad (9)$$

Where \vec{n} is the normal unit vector outward of the metal fin sheet and the LHP evaporator.

d) Heat Balance Equation Describing the LHP in Operation

The time-dependent heat transfer variation in the loop-heat-pipe can be written as [12]:

$$\frac{1}{4} \pi (D_{hp,o}^2 - D_{hp,in}^2) \rho_{hp} c_{hp} \delta_{hp} \frac{\partial T_{hp,w}}{\partial t} = \frac{T_{f,cent} - T_{hp,w}}{R_{f-hp} A_{fc}} - \frac{T_{hp,w} - T_{r,m}}{R_{hp,r}} - \frac{T_{hp,w} - T_a}{R_{hp-a}} \quad (10)$$

e) *Heat Balance Equation Relating to the Heat Pump Operation.*

After the refrigerant reception of the solar heat, the evaporation inside the condensing section of the heat exchanger begins. Then, the isentropic compressor transforms the refrigerant vapor by increasing its temperature and pressure, which, in turn will be condensed through the serpentine heat exchanger inside the water tank, releasing an amount of latent heat of condensation to the tank-water. Thus, the solar heat received by the heat-pump evaporator is expressed as follows [12]- [13]:

$$\frac{\partial(M_r H_{r,e})}{\partial t} = \frac{T_{hp,w} - T_{r,m}}{R_{hp-r}} - \frac{T_{hp,w} - T_a}{R_{hp-a}} \quad (11)$$

f) *Heat Balance Applied to the Compressor to find the Water Tank Temperature.*

Taking into account the additional amount of compressor work input, the heat of condensation released from the heat-pump is defined by [13]- [14]:

$$M_w c_w \frac{\partial T_w}{\partial t} = \frac{\partial(M_r H_{r,c})}{\partial t} - \frac{T_w - T_a}{R_{w-a}} \quad (12)$$

where R_{w-a} is the equivalent thermal resistance between the ambient air and the tank water [12].

Radiation Heat Transfer Modeling

The whole procedure aiming to model the radiation phenomena is exposed below as given in [15]. Accordingly, if the solar irradiation striking the glass' outer surface is at a rate of I , then the absorbed irradiative energy by the glass cover is given by:

$$Q_c = I \alpha_c = I(1 - \tau_{c,a}) \quad (13)$$

In the above equation, the glass' transmittance, taking in consideration only absorption $\tau_{c,a}$, is written as follows:

$$\tau_{c,a} = \exp \left[-K \delta_c \left(1 - \frac{\sin^2 \theta_1}{n_g^2} \right)^{-0.5} \right] \quad (14)$$

The accumulated energy inside the glass is owed to the absorbed solar radiation, Q_c , and to the net heat transfer with:

- The surrounding air with a temperature T_a for heat transfer by convection;
 - The surroundings environment is taken at temperature T_s , accounting the long-wave radiation heat transfer;
 - The PV plate with a temperature T_p through the air gap for combined convective-radiation heat transfer.
- The ambient air convective heat transfer coefficient may be calculated via Klein's equation [17]:

$$h_{c,c-a} = \frac{8.6V^{0.6}}{L^{0.4}} \quad (15)$$

As the sky's temperature has a minor impact on the

calculations result, it is usually taken as the air ambient temperature, thus it is given by [15]:

$$h_{R,c-a} = \varepsilon_c \sigma (T_c + T_s)(T_c^2 + T_s^2) \quad (16)$$

The correlated environment temperature T_s to the local ambient temperature T_a is as follows [18]:

$$T_s = 0,0552 T_a^{1,5} \quad (17)$$

The heat transfer parameter in the air gap h_{pc} is a combination of the thermal radiation between limiting surfaces with coefficient $h_{R,p-c}$, and convective heat transfer by mean of the coefficient $h_{c,p-c}$ for 45° inclined parallel plates, thus [15]:

$$h_{pc} = h_{R,p-c} + h_{c,p-c} \quad (18)$$

The air layer between the PV panel and glass cover has free convection heat transfer and its coefficient is given by Eq. (19) (for glazed system):

$$h_{c,p-c} = Nu_a \frac{k_{a,p}}{\delta_{a,p}} \quad (19)$$

where $k_{a,p}$, $\delta_{a,p}$ and Nu_a are respectively the thermal conductivity, the thickness and the inclined air layer. Nusselt number is obtained by Eq. (20), as given by [19].

$$Nu_a = 1.446 \left(1 - \frac{1708}{Ra_{a,p} \cos \theta} \right)^+ \left[1 - \frac{1708 \sin^{1.6}(1.8\theta)}{Ra_{a,p} \cos \theta} \right] + \left[\left(\frac{Ra_{a,p} \cos \theta}{5830} \right)^{0.333} \right]^+ \quad (20)$$

To convert the radiation into equivalent convective transfer, a radiation-relevant factor, $h_{R,p-c}$, is formulated as follows

$$h_{R,p-c} = \frac{\sigma (T_p + T_c)(T_p^2 + T_c^2)}{1/\varepsilon_p + 1/\varepsilon_c - 1} \quad (21)$$

Concerning the radiation side of the present investigation, there is a simple accurate formula yielding the optimum tilt angle at any position in the globe, which was recently proposed in the article [20]:

$$\theta = L_m - \delta_m \quad (22)$$

where L_m is the longitude and δ_m is the sun declination (degree).

Overall Energetic Efficiencies

The overall energetic efficiency is defined as the sum of the ratios of the heat and electricity productions to the incident falling solar radiation of the module. The expressions of these energetic efficiencies are as follow [14]:

$$\eta_e = \frac{\int_{t_0}^{t_0+k+1} Q_e dt}{\int_{t_0}^{t_0+k+1} A_m I dt} \quad (23)$$

TABLE I
AVERAGED DATA AND RESULTS COMPARISON

Date	Solar radiation I (W/m ²)	wind velocity V (m/s)	Temperatures (°C)			Q_c (W)	Q_m (W)	Q_w (W)	Module efficiency (%)			COP _{th}
			T_a	T_{wi}	T_{wo}				η_e	η_{th}	η_o	
03/01/2015	589.58	1.67	12.7	9.6	60.8	36.62	150.43	181.33	11.30	53.41	64.70	5.86
21/11/2011 Zhang et al.[5]	525.23	-	15.28	14.38	54.29	29.45	120.08	146.86	9.12	38.13	47.24	5.51

$$\eta_{th} = \frac{\int_{t_0}^{t_0+\Delta t} Q_{th} dt}{\int_{t_0}^{t_0+\Delta t} A_m I dt} \quad (24)$$

$$\eta_o = \eta_e + \eta_{th} \quad (25)$$

The standard system performance coefficient (COP) is evaluated.

$$COP_{th} = \frac{\int_{t_0}^{t_0+\Delta t} Q_w dt}{\int_{t_0}^{t_0+\Delta t} (Q_w - Q_{th}) dt} \quad (26)$$

III. DISCUSSION OF SIMULATION RESULTS AND FINDINGS

This paper presents and discusses results of a dynamic model simulation in real climatic operational conditions. Plots of real data of the region of Bouzzereah, Algiers – Algeria dated on January 03, 2015, provided by CDER Algiers (Centre de Development des Energies Renouvelable), are used as shown in Fig. 3.

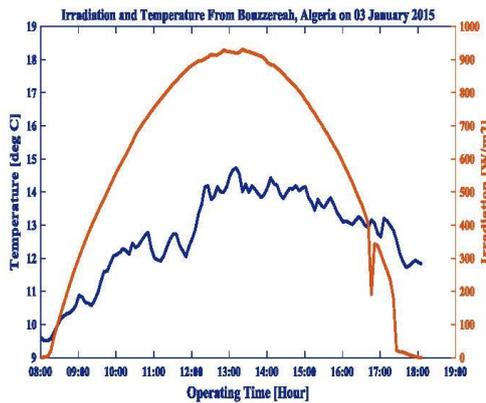


Fig. 3. Solar irradiation and ambient air temperature measured in real-time for the region of Algiers.

The differential equations can be re-written in the format of the MATLAB’s “ode15s” and “pdepe” solvers. The “pdepe” solver is used to solve the present initial-boundary value problems (IVBP) in case of parabolic and elliptic partial differential equation (PDE) systems in unidimensional transient problems. While, time integrations are achieved by invoking the “ode15s” solver, which represents a variable-step, variable-order (VSVO) solver based on the numerical differentiation formulas (NDFs) of orders 1 to 5. [22].

The time and space step sizes, Δt , and Δx , are chosen to converge with a maximum precision. Since the temperature profile of the metal-sheet is assumed to be symmetrical at two sides of the LHP evaporator location in the center, we should choose an impair number of discretization segments in a way to have consistence and convergence. Then, only a center and one side elements are considered for simulation run up, as shown in Fig. 2.b [22].

In aim to validate our obtained results, we have carried out some comparisons of these obtained results against those experimentally obtained in [5]. The main results obtained by the proposed dynamic model show good trend coherence (qualitative comparison) in comparison with the adopted model calculations [5] (see TABLE I), the slight differences are owed to difference in climate conditions. Although, the thermal COP values differ relatively in the order of 6%.

Furthermore, some earlier works on energy performance assessments of various systems using heat fluxes extracted from solar devices for heating applications has been summarized in the following table where we have also mentioned the present findings (see TABLE II).

TABLE II
PERFORMANCE ANALYSES AND EVALUATION METHODS OF SOME STUDIES.

Refs.	Analysis type	COP	Climate region	Performance evaluation
Axaopoulos et al. [23]	Experimental	Above 3.0	Athens	Depending on ambient temperature and wind speed, rather than on solar radiation
Li et al. [27]	Experimental and theoretical	4.78 (ave.)	N/A	Depending on system components and climate conditions
Sterling and Collins [26]	Numerical	2.5–5.0	Ottawa, Ontario	Depending on the geographical location, climate conditions, and other factors
Bai et al. [25]	Numerical	4.3 (ave.)	Hong Kong, Paris, Lyon, Nice	Depending on climate conditions
Zhang et al. [5] and [24]	Experimental and numerical	5.51 (ave.)	Shanghai	Depending on weather conditions, photovoltaic power generation, temperatures and heat pump consumption
Present study	Numerical	5.86 (ave.)	Bouzzereah, Algiers	Depending on climate conditions, photovoltaic power, refrigeration and LHP components temperatures

A. System Temperature Evolution

The temperatures variation in system components over the day time is shown in Fig. 4. Clearly, the obtained results show that all temperatures values of glazing cover, PV layer, central metal sheet and heat-pipe exhibit a similar variation trend, with an increasing behavior during the morning and a decreasing one

during the afternoon time; whilst the water tank temperature was rising continuously throughout the day time, starting from 9.6 °C, and ending at 60.8 °C.

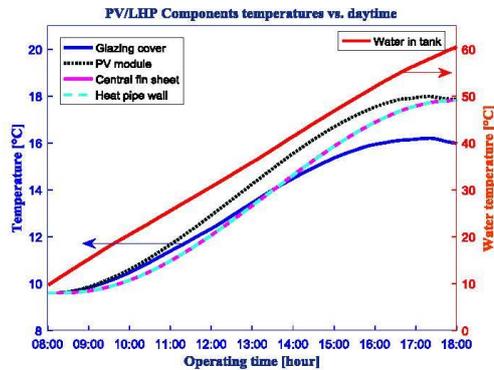


Fig. 4. Temperature evolution in various PV/LHP components.

Also, it is to be noticed the slight temperature differences between PV layer ($T_{pavg}=14.2$ °C) and central metal sheet ($T_{fcents-avg}=15.4$ °C). In fact, these two temperatures are fully matched in the morning, and in the end of the day, while the maximum shift of 0.9 °C caused by fast heat accumulation in PV layers, was reached at midday. This is clearly owned to the effect of thermally enhanced EVA and the high conductivity of Al-Alloy base board. A complete match between the temperatures of central metal sheet and heat pipe wall is reflecting the high heat removal performance of LHP.

B. System Model Efficiency on Electrical Output

The average electrical output and the corresponding solar electrical efficiency were 36.62 W and 11.30 %, respectively. The module electricity output variation was noticed to be similar to that of the solar radiation, showing a gradual up-rising behavior in the morning, and down-falling in the afternoon; whilst the peak electrical output was at the noon time. The solar electrical efficiency had a variation trend similar to the transmittance of glazing cover; relatively-fast increase in morning from 08:00 to 10:00, slightly slower decrease in late afternoon from 16:00 to 18:00, meanwhile remained more or less constant in the rest of the day. This variation trends were largely affected by solar radiation and the respective incidence angle (see Fig. 5.)

It is a known fact that a larger solar radiation with reduced incidence angle would produce a better electrical output due to maximum solar energy absorption. This was the case at noon time operation. Also, it is known that the electrical efficiency changes oppositely of the solar incidence angle and consistently to the PV cells' temperature. So, choosing the optimum tilt angle leads to the increase of the incidence duration of smaller angle-solar beams throughout the day, which is the case as mentioned above (see Fig. 5) except in the sunshine and sunset times, i.e., at higher incidence angle.

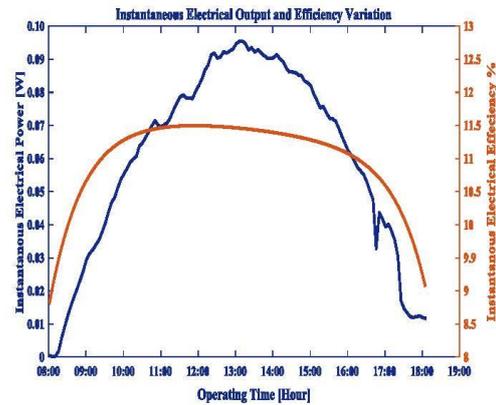


Fig. 5. Instantaneous electrical efficiency and energy output variations.

C. System Model Efficiency on Thermal Output

Variations of the solar thermal output of the PV/LHP module and the thermal efficiency during the day time are presented in Fig. 6. The module's solar heat output and its correspondent thermal efficiency were 150.42 W and 53.41%, respectively. The thermal production slowly increased in the morning and quickly decreased in the afternoon. Similarly, to the solar electrical output, the angle of solar incidence and radiation intensity imposed significant influences to the module's thermal output.

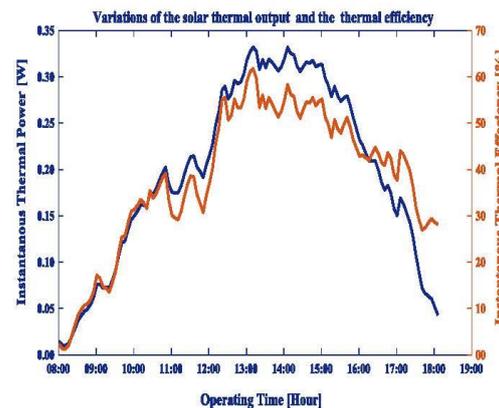


Fig. 6. Instantaneous thermal efficiency and energy output variations.

A different case from solar electrical output, the wind speed and ambient temperature have also become impacting factors of the module's heat production; low ambient temperature and higher wind speed (average of 2.25 m/s from 08:00 to 10:00) were noticed in the early morning, contributing in high heat loss which in turn resulting in a slow growing thermal production trends in the morning. Around midday wind speed was relatively low with higher ambient temperature being built, led

to smaller convective coefficient and minor temperature difference between module's surface and ambience, which resulted in minor heat losses. As the wind speed was moderate and ambient temperature presented a continuous up-rising trend, the heat loss from the module's surface to ambient air was getting from low to lower during day-time operation, and as a consequence, the net thermal production of the module was slightly higher than in the morning until late afternoon akin to sunset time, where higher incidence angle causes a quick down-falling processes of thermal efficiency and output.

D. Cooling Effectiveness and Total Efficiency Behavior

Relationship between cooling effectiveness ($T_p - T_a$) and total efficiency (η_o) is shown in Fig. 7. We have noticed that the total efficiency has an opposite variation trend to ($T_p - T_a$), and this is a coherent behavior as both electrical and thermal outputs would increase, as well as the PV layer temperature is closer to ambient temperature owing to reduced heat loss and increased PV electrical performance with cooling down.

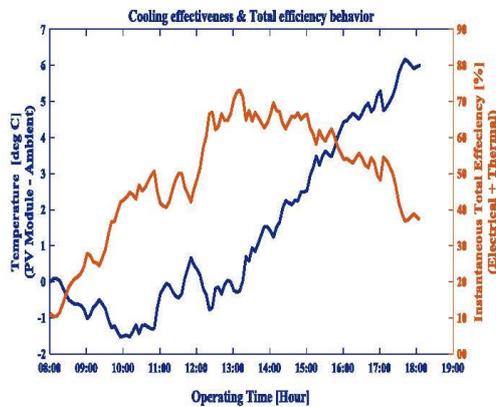


Fig. 7. Cooling effectiveness and total efficiency behavior.

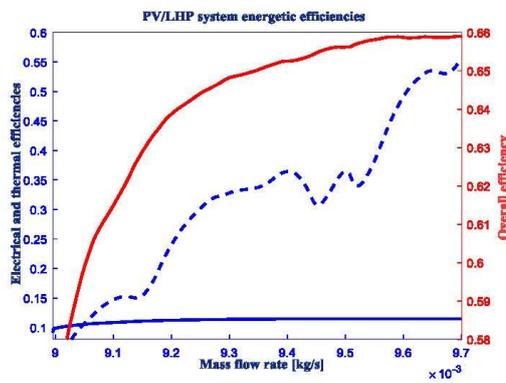


Fig. 8. PV/LHP evaluated energetic efficiencies.

Although the dependence relationship between the different energy efficiencies of the PV/LHP system and the mass flow rate of the fluid is difficult to explain, it can be concluded from Fig. 8 that the thermal performance of the system increases considerably by increasing the value of the mass flow rate, while its electrical efficiency is moderate compared to the flow rate variation.

E. Temperature Profile Evolution in Metal Sheet at Selected Times.

At a given time, point, the temperature variation in the fin sheet width has a 'V' shape-like, where its minimum value at the central segment while the maximum was near the fin-sheet's edge line depending on the convective impact.

At 08:00: as shown in Fig. 9, the temperature profile looks like a straight horizontal line at 9.6 °C which is the ambient air temperature at 08:00, this profile is explained by the fact that the LHP did not start yet as the working fluid inside the heat pipe (water) needs a minimum of heat to reach its evaporation point (temperature) of 10 °C.

At 12:00 In the edge, slightly colder due to effect of convection, slowly increasing in the sense towards the center, this because at the midday a maximum heat gains and accumulation in the system is recorded. A sudden drop in the central area as the central line (nodes) of the fin-sheet is located in the area directly sticking to the evaporator part of the LHP, where the temperature meets the lowest level. As a result, the heat flow was driven from the fin's edges into the central line.

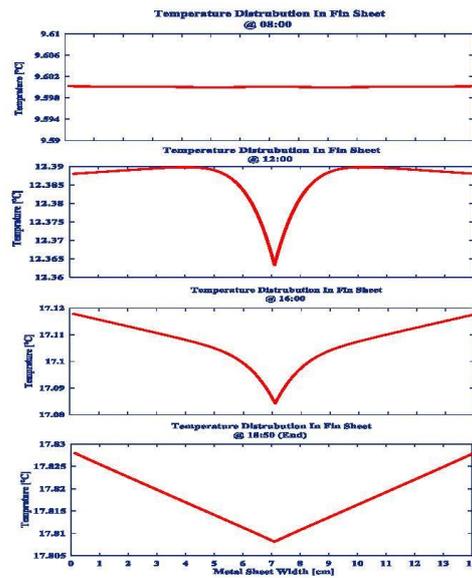


Fig. 9. Temperature distribution profile in metal sheet

At 16:00: The temperature along the metal sheet is mostly dominated by the LHP heat extraction, but the ambient air temperature still in increasing trend, and the solar beams incidence still substantial. The profile is tending to have a V -shaped curve.

At 18:50 (end of daytime) The temperature along the metal sheet is dominated by heat pipe where a straight V -shape was the result.

A 3D temperature surface distribution for the metal sheet versus the fin's width and time is presented in Fig. 10.

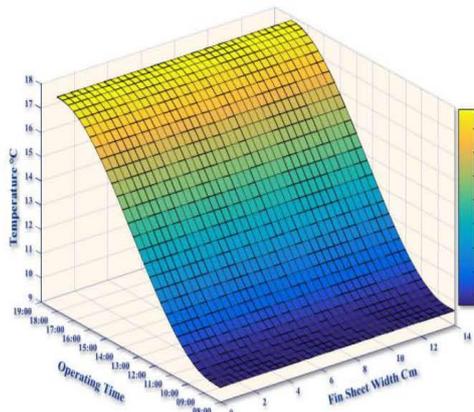


Fig. 10. 3D temperature distribution profile in metal Sheet.

F. Water Heat Gain and Refrigerant Mass Flow-Rate

The average water heat gain and the mass flow-rate of refrigerant were presented in Fig. 11. The average water heat gain was 181.33 W. The Q_w variation trend was similar to the refrigerant flow rate, a slow up-rising in the morning, max at midday and quick decrease in late afternoon.

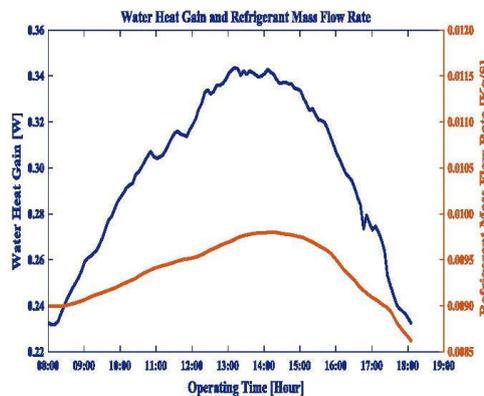


Fig. 11. Water refrigerant mass flow and heat gain rate.

IV. CONCLUSION

This paper investigated the dynamic performances of a solar PV/LHP heat-pump assisted system, with the further potential to solve persistent difficulties in the existing PV/T technologies. Based on most recent ideas of enhanced PV module thermal conductivity and calculation of optimum tilt angle, a special model was established in the aim to predict system performances based on various heat balances principle.

The average-daily PV temperature was about 14.1 °C meanwhile the mean ambient temperature was 12.7 °C. The PV layers and heat pipe wall temperatures match in the morning, and at end of the day, the discrepancy reaches slightly during the day a maximum of 0.9 °C at midday this can be owned to the thermally enhanced system. The total efficiency was found to behave oppositely to the PV layer cooling rate, which is a reasonable natural behavior. The water tank was a 35L capacity with a daily in/out rate of 1 m³, the water temperature continuously increased by nearly 51.1 °C to reach its final at 60.8 °C the slope's average was 4.6 °C/hour.

The PV/LHP module's electrical and thermal efficiencies were averagely 11.30% and 53.41%. Instantaneous electrical and thermal outputs, and their overall corresponding efficiencies variations were highly-affected and fully coherent with the real climatic operating conditions throughout the day duration. This showed that the established simulation model predicted the dynamic performance of a PV system with an acceptable accuracy.

A comparison with a similar previous work showed a good accord with remarkable higher efficiencies ranging from 9.12 to 11.30 % for the electrical output, and ranging from 38.13 to 53.41% for the thermal output. The research results predicted such a good performance enhancement will encourage establishing the proposed PV/LHP system and experimentally test it, which in its turn will aid to develop a powerful solar PV/T system that enables a significant save of fossil fuel energy and carbon emission in the living zones.

NOMENCLATURE

A	Area (m ²)
c	Specific heat, (J/kg.K)
c_p	Specific heat at a constant pressure (J/kg.K)
D	Diameter (m)
h	Heat transfer coefficient (W/m.K)
h_c	Convective heat transfer coefficient (W/m.K)
h_{fg}	Latent heat of vaporization (J/kg)
h_{pg}	Heat transfer parameter in the air gap (W/m.K)
h_R	Radiative heat transfer coefficient (W/m.K)
H	Thermal enthalpies (kJ/kg)
I	Solar radiation intensity, (W/m ²)
k	Thermal conductivity (W/m ² .K)
K	Extinction coefficient of glass cover
L	Length (m)
L_m	Longitude
M	Mass (kg)
\dot{m}	Mass flow rate (kg/s)
n_g	Ratio of refraction index is typically 1.526
Nu	Nusselt number
Q	Heat flux (W)
q	Energy rate per unit area (W/m ²)
R	Thermal resistance (K/W)
T	Temperature (K)
V	Velocity (m/s)
t	Time (s)

Greek Symbols

ϕ	Inclination angle
α	Absorptivity
β_p	Packing ratio, voltage temperature coefficient ($V/^{\circ}C$)
δ	thickness (m)
δ_m	Sun declination (degree).
ϕ	Inclination angle
η	Efficiency
θ	Angle for any position in the globe (rad)
θ_1	Incidence angle (rad)
θ_2	Refraction angle of direct solar beam (rad)
ρ	Reflectance, density (kg/m^3)
σ	Boltzmann's constant, ($W/m^2/K^4$)
τ	Transmissivity
τ_{ca}	Transmittance for absorption

Subscripts and Abbreviations

a	Air, ambient
th	Thermal
fcnt	Center of metal sheet
pcnt	Center of solar cell
f	Metal sheet
fe	Edge of metal sheet
fs	Insulation around metal sheet
cp	Glass of PV limitation
c,r	Maximum capillary
rc	Reference temperature
re	Refrigerant evaporator
rm	Mean refrigerant
r	Refrigerant; reservoir
hp	Heat pipe
hp, in	Inner heat pipe
hp, o	Outer heat pipe
hp,w	Heat pipe wall
k	Differential time node
p	Solar cell; pressure
m	Mean; module
o	Outer; overall
cent	Center
c	Cover; convection; compressor.
w	Water
v	Vapor
s	Sky; environment

REFERENCES

- [1] X. Zhang, et al., "Review of R&D progress and practical application of the solar photovoltaic/thermal (PV/T) technologies," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol.16 (01), pp. 599–617, 2012.
- [2] P. Gang, F. Huide, Z. Tao, and J. Jie, "A numerical and experimental study on a heat pipe PV/T system," *Solar energy*, vol. 85, pp. 911-921, 2011.
- [3] N. Dai, X. Xu, S. Li, and Z. Zhang, "Simulation of Hybrid Photovoltaic Solar Assisted Loop Heat Pipe/Heat Pump System," *Applied Sciences*, vol. 7, p. 197, 2017.
- [4] L. Zhang, G. Pei, T. Zhang, and J. Ji, "A new photovoltaic solar-assisted loop heat pipe/heat-pump system," *CIESC J.*, vol. 65, pp. 3228-3236, 2014.
- [5] X. Zhang, X. Zhao, J. Shen, X. Hu, X. Liu, and J. Xu, "Design, fabrication and experimental study of a solar photovoltaic/loop-heat-pipe based heat pump system," *Solar Energy*, vol. 97, pp. 551-568, 2013.
- [6] X. Zhao, W. Zhangyuan, T. Qi, "Theoretical investigation of the performance of a novel loop heat pipe solar water heating system for use in Beijing, China," *Appl Therm Eng.* vol.30:2526–36,2010.
- [7] X. Zhang, X. Zhao, J. Xu, X. Yu, "Characterization of a solar photovoltaic/loop-heat-pipe heat pump water heating system," *Appl Energy*, vol.102:1229–45;2013.
- [8] J. Allan, H. Pinder, and Z. Dehouche, "Enhancing the thermal conductivity of ethylene-vinyl acetate (EVA) in a photovoltaic thermal collector," *AIP Advances*, vol. 6, p. 035011, 2016
- [9] M. Mattei, G. Notton, C. Cristofari, M. Muselli, and P. Poggi, "Calculation of the polycrystalline PV module temperature using a simple method of energy balance," *Renewable energy*, vol.31, pp. 553-567, 2006.
- [10] M. Bazilianand D. Prasad, "Modelling of a photovoltaic heat recovery system and its role in a design decision support tool for building professionals," *Renewable Energy*, vol.27, pp57–68, 2002.
- [11] B. Moshfegh and M. Sandberg, "Flow and heat transfer in the air gap behind photovoltaic panels," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 2, pp. 287-301, 1998.
- [12] W. M. Rohsenow, J. P. Hartnett, and Y. I. Cho, *Handbook of heat transfer*. vol. 3. New York: McGraw-Hill. 1998.
- [13] S. R. Turns, *Thermodynamics: concepts and applications*. London: Cambridge University Press. 2006.
- [14] M. J. Moran, H. N. Shapiro, D. D. Boettner, and M. B. Bailey, *Fundamentals of engineering thermodynamics*. New York: John Wiley & Sons. 2010.
- [15] J. A. Duffie, and W. A. Beckman, *Solar engineering of thermal processes*. New York: John Wiley & Sons. 1980.
- [16] C. Busse, "Theory of the ultimate heat transfer limit of cylindrical heat pipes," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 16, pp. 169-186, 1973.
- [17] S. Klein, "Calculation of flat-plate collector loss coefficients," *Solar energy*, vol. 17, pp. 80-97, 1975.
- [18] W. McAdams, *Heat Transmission*, New York: McGraw Hill book company Inc., 1954.
- [19] K. Hollands, T. Unny, G. Raithby, and L. Konicek, "Free convective heat transfer across inclined air layers," *Journal of Heat Transfer*, vol. 98, pp. 189-193, 1976.
- [20] C. Stanciu and D. Stanciu, "Optimum tilt angle for flat plate collectors all over the World—A declination dependence formula and comparisons of three solar radiation models," *Energy Conversion and Management*, vol. 81, pp. 133-143, 2014.
- [21] H. G. Hameed, and A. A. Rageb, "Experimental investigation of thermal performance of variable conductance cylindrical heat pipe using nanofluid," *International Journal of Mechanical & Mechatronics Engineering*, vol. 14 (06), pp. 27-32, 2014.
- [22] L. F. Shampine, M. W. Reichelt, and J. A. Kierzenka, "Solving Index-1 DAEs in MATLAB and Simulink," *SIAM Review*, Vol. 41, pp. 538–552,1999.
- [23] Axaopoulos P, Panagakis P, Kyritsis S. Experimental comparison of a solar-assisted heat pump vs. a conventional thermosiphon solar system. *Int J Energy Res*; 22(13): 1107–20, 1998.
- [24] Zhang Xingxing, et al. Dynamic performance of a novel solar photovoltaic/loop-heat-pipe heat pump system. *Appl Energy*; 114: 335–52, 2014.
- [25] Bai Yu, et al. Analysis of a hybrid PV/thermal solar-assisted heat pump system for sports center water heating application. *Int J Photoenergy* Volume 2012, Article ID 265838, 13 pages; 2012.
- [26] Sterling S J, Collins. M R. Feasibility analysis of an indirect heat pump assisted solar domestic hot water system. *Appl Energy*; 93: 11–7. 2012
- [27] Li YW, et al. Experimental performance analysis and optimization of a direct expansion solar-assisted heat pump water heater. *Energy*; 32(8): 1361–74. 2007.