REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE CONSTANTINE 1, FRERES MENTOURI FACULTE DES SCIENCES EXACTES DEPARTEMENT DE PHYSIQUE

N° de série : 03/phy/2024 N° d'ordre : 31/D3C/24

THESE

Présentée pour Obtenir le diplôme de DOCTORAT 3^{ème} CYCLE (LMD)

Préparée dans le cadre d'une Cotutelle Internationale avec CY CERGY PARIS UNIVERSITE Spécialité : ENERGIES RENOUVELABLES

THEME

Dimensionnement et optimisation d'un système PVT pour la production de froid

Par Achraf Nedjar

Soutenue le : 04/07/2024

Devant le jury :

Président :	Mahfoud DJEZZAR	Pr	Université Constantine 1, frères Mentouri
Rapporteur :	Abla CHAKER	Pr	Université Constantine 1, frères Mentouri
Corapporteur :	Rafik ABSI	Pr	Ecole d'Ingénieurs ECAM-EPMI – France
Examinateurs :	Amor BOUHDJAR	D.R	CDER Alger
	Naima BELAYACHI	Pr	Université d'Orléans – France
	Rachid BENNACER	Pr	Ecole Normale Supérieure Paris Saclay – France

Avant-propos

Cette thèse incarne une action empreinte de passion en faveur de la préservation de l'écosystème. Mon engagement envers cette cause, se traduit à travers cette recherche dédiée à l'exploration de solutions pour un avenir plus durable.

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude envers toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de cette thèse. Dans le cadre d'une cotutelle internationale entre l'Université Frères Mentouri Constantine 1 en Algérie et CY Cergy Paris Université en France, ce travail n'aurait pas été possible sans le soutien, la collaboration et les conseils de nombreuses personnes.

En premier lieu, je voudrais remercier chaleureusement mes directeurs de thèse, Professeure Abla Chaker de l'Université Frères Mentouri Constantine 1 et Professeur Rafik Absi de la Grande Ecole d'Ingénieurs ECAM-EPMI. Leur expertise, leur patience et leur engagement infaillible ont été d'une aide inestimable tout au long de ce projet.

Je tiens également à exprimer ma gratitude envers mon co-encadreur de thèse, Rachid Bennacer, professeur à l'ENS Paris Saclay. Ses précieux conseils, ses stimulus motivants et son indéniable soutien ont grandement contribué à l'enrichissement de ma recherche.

Je remercie sincèrement le Partenariat Hubert Curien (PHC) pour avoir rendu possible cette cotutelle. Leur soutien financier et logistique a été essentiel à la réussite de ce projet de recherche transfrontalier.

Mes remerciements vont également au jury de ma soutenance, qui a accepté de consacrer du temps à l'évaluation de mon travail.

Je remercie les membres des laboratoires LPE à Constantine, Quartz et LR2E à Cergy. Leur collaboration et leurs idées ont enrichi mon expérience de recherche.

Enfin, je souhaite exprimer ma gratitude envers ma famille, mes amis et tous ceux qui m'ont soutenu tout au long de cette aventure. Votre encouragement constant a été une source d'inspiration.

Table des matière

AVANT-PROPOS			
TABLE DES MATIERE	3		
LISTE DES FIGURES	5		
LISTE DES TABLEAUX	7		
NOMENCLATURE	8		
INTRODUCTION GENERALE	12		
CHAPITRE I. ETAT DE L'ART	14		
I.1. INTRODUCTION	15		
I.2. LES SYSTEMES SOLAIRES PHOTOVOLTAÏQUES (PVT)	15		
I.2.1. FONCTIONNEMENT DES CAPTEURS PVT	16		
I.2.2. CLASSEMENT DES CAPTEURS PVT	17		
I.2.2.1. Systemes PVT a EAU	18		
I.2.2.2. Systemes PVT A AIR	18		
I.2.3. MARCHE DU PVT	18		
I.2.4. INFLUENCE DES COMPOSANTS DU CAPTEUR PVT	19		
I.2.4.1. VITRAGE	19		
I.2.4.2. CELLULES PHOTOVOLTAÏQUES	20		
I.2.4.3. Absorbeur et canaux d'ecoulement	20		
I.2.4.4. FLUIDE CALOPORTEUR	21		
I.2.5. APPLICATIONS DES CAPTEURS PVT	21		
I.3. LES SYSTEMES DE REFROIDISSEMENT SOLAIRE A SORPTION	26		
I.3.1. LE REFROIDISSEMENT SOLAIRE A ABSORPTION	26		
I.3.1.1. COUPLES DE TRAVAIL DES REFROIDISSEURS A ABSORPTION	28		
I.3.1.2. CONFIGURATIONS DES REFROIDISSEURS A ABSORPTION	28		
I.3.1.3. REFROID SEURS A ABSORPTION DISPONIBLES SUR LE MARCHE	29		
I.3.1.4. PERFORMANCES DES REFROIDISSEURS SOLAIRES A ABSORPTION	30		
I.3.2. LE REFROIDISSEMENT SOLAIRE A ADSORPTION	32		
I.3.2.1. COUPLES DE TRAVAIL DES REFROIDISSEURS A ADSORPTION	33		
I.3.2.2. REFROIDISSEURS A ADSORPTION DISPONIBLES SUR LE MARCHE	34		
I.3.2.3. PERFORMANCES DES REFROIDISSEURS SOLAIRES A ADSORPTION	34		
I.4. LES REFROIDISSEURS A SORPTION PILOTES PAR DES CAPTEURS HYBRIDES PVT	37		
I.5. CONCLUSION	38		
CHAPITRE II. ETUDE SUR LE CAPTEUR PVT	40		
II.1. INTRODUCTION	41		
II.2. DESIGN D'ECHANGEUR EN NAPPE	41		
II.3. MODELISATION DU COLLECTEUR PVT	42		
II.3.1. RENDEMENT THERMIQUE	43		
II.3.2. RENDEMENT ELECTRIQUE	44		
II.4. SIMULATION DU COLLECTEUR PVT AVEC DIFFERENTES GEOMETRIES D'ECHANGEUR	44		
II.4.1. PRESENTATION DU LOGICIEL STAR-CCM+	44		
II.4.2. PARAMETRES DE SIMULATION	46		
II.5. RESULTATS ET DISCUSSIONS	48		
II.5.1. DISTRIBUTIONS DE LA TEMPERATURE POUR LE FLUIDE ET POUR LE MODULE PV	48		
II.5.2. DISCUSSION DES PERFORMANCES	51		
II.6. CONCLUSION	54		

CHAPITRE III. ETUDE SUR LE SYSTEME PVT – ADSORPTION	. 55
III.1. INTRODUCTION	. 56
III.2. DESCRIPTION DE L'INSTALLATION PVT – ADSORPTION	. 56
III.3. DIMENSIONNEMENT DU SYSTEME PVT – ADSORPTION	. 57
III.3.1. CHOIX DU COUPLE DE TRAVAIL POUR LA MACHINE D'ADSORPTION	. 58
III.3.2. Choix du collecteur PVT	. 58
III.3.3. DIMENSIONNEMENT DU CHAMP DE CAPTEURS PVT	. 60
III.4. MODELE DE SIMULATION	. 60
III.4.1. DONNEES CLIMATIQUES (TYPE 109)	. 61
III.4.2. COLLECTEUR PVT (TYPE 50)	. 62
III.4.2.1. RENDEMENT THERMIQUE	. 65
III.4.2.2. CORRECTIONS DE LA COURBE DE RENDEMENT THERMIQUE IDEALE	. 67
III.4.2.3. RENDEMENT ELECTRIQUE	. 68
III.4.2.4. PARAMETRES, ENTREES ET SORTIES DU TYPE 50	. 68
III.4.3. CONTROLEUR (TYPE 2)	. 70
III.4.4. STOCKAGE (TYPE 4)	. 71
III.4.5. REFROIDISSEUR A ADSORPTION (TYPE 92)	. 71
III.5. VALIDATION DU MODELE DE SIMULATION	. 73
III.5.1. VALIDATION DES PERFORMANCES DES COLLECTEURS PVT	. 73
III.5.2. VALIDATION DU COP ADSORPTION	. 75
III.6. RESULTATS ET DISCUSSIONS	. 76
III.6.1. DONNEES CLIMATIQUES	. 76
III.6.2. PERFORMANCES DU SYSTEME	. 78
III.6.3. PUISSANCE DE REFROIDISSEMENT DU SYSTEME	. 80
III.6.4. PERTES THERMIQUES DU DISPOSITIF DE STOCKAGE	. 82
III.6.5. EFFET GEOMETRIQUE DU RESERVOIR DE STOCKAGE	. 83
III.6.6. ANALYSE DE SENSIBILITE	. 84
III.6.7. ANALYSE ECONOMIQUE	. 86
III.6.8. ANALYSE ENVIRONNEMENTALE	. 90
III.6.9. ANALYSE DES PERFORMANCES DU SYSTEME SOUS DIFFERENTS CLIMATS	. 92
III.6.9.1. DONNEES CLIMATIQUES	. 92
III.6.9.2. PERFORMANCES DES CAPTEURS PVT	. 93
III.6.9.3. PERFORMANCES DU REFROIDISSEUR A ADSORPTION	. 95
III.7. CONCLUSIONS	. 97
CONCLUSION GENERALE	. 99
REFERENCES	101
RESUME (EN ANGLAIS)	112
RESUME (EN ARABE)	113
RESUME	114

Liste des figures

FIGURE I.1 : MODULE HYBRIDE PVT	. 15
Figure 1.2 : Modules hybrides PVT a eau commercialises.	. 16
FIGURE 1.3 : MODULE HYBRIDE PVT – VUE EN COUPE	. 17
FIGURE I.4 : CLASSIFICATION DES MODULES PVT EN FONCTION DES FLUIDES DE TRAVAIL	. 17
FIGURE 1.5 : CAPACITES ELECTRIQUE ET THERMIQUE DU PVT INSTALLEES DANS LE MONDE EN FONCTION DU TYPE DE SYSTEME [9]	. 18
FIGURE I.6 : PRODUITS PVT REGROUPES EN CATEGORIES DE TYPES DE CAPTEURS (A GAUCHE) ET NOMBRE DE FABRICANTS DANS LES	i
DIFFERENTS PAYS (A DROITE) [33].	. 19
FIGURE 1.7 : PUISSANCE THERMIQUE DE CAPTEURS PVT TYPIQUES REFROIDIS PAR LIQUIDE AU MPP, EN FONCTION DE LA SURFACE	
BRUTE DES CAPTEURS ET POUR UN RAYONNEMENT SOLAIRE GLOBAL DE 1000 W/M ² [33]	. 19
FIGURE 1.8 : APPLICATIONS DES CAPTEURS PVT EN FONCTION DES TECHNOLOGIES ET TEMPERATURES DE FONCTIONNEMENT DES	
CAPTEURS	. 22
FIGURE I.9 : POINTS DE CONGELATION DES SOLUTIONS A BASE D'EG PROPOSES PAR KAZEMIAN ET AL., [35].	. 24
FIGURE I.10 : SYSTEMES DE POMPE A CHALEUR - PVT SIMULE PAR CHHUGANI <i>et al.</i> , (2023) [60]	. 25
Figure I.11 : Schema de principe de l'absorption	. 27
FIGURE I.12 : SCHEMA TYPIQUE D'UN SYSTEME DE REFROIDISSEMENT PAR ABSORPTION A ENERGIE SOLAIRE	. 27
FIGURE 1.13 : VARIATION DU COP POUR LES SYSTEMES DE REFROIDISSEMENT PAR ABSORPTION A SIMPLE EFFET, DOUBLE EFFET ET	
TRIPLE EFFET, REPRODUIT DE GOMRI [73]	. 29
FIGURE I.14 : DISPOSITIF DE REFROIDISSEMENT PAR ADSORPTION SOLAIRE : SCHEMA ET CYCLE DE BASE	. 33
FIGURE 1.15 : IMAGE REPRESENTATIVE DE L'APPLICATION DE L'INSTALLATION PVT – ADSORPTION	. 39
FIGURE II.1 : CAPTEUR PVT DUALSUN SPRING DERNIERE GENERATION, RECTO : CELLULES PV EN SILICIUM MONOCRISTALLIN ; VEI	RSO
: ECHANGEUR THERMIQUES EN POLYPROPYLENE ; LAMINE DU CAPTEUR [122]	. 41
Figure II.2 : Echangeur en nappe	. 46
Figure II.3 : Echangeur en canaux	. 47
FIGURE II.4 : ECHANGEUR EN SERPENTIN	. 47
FIGURE II.5 : CHAMP DE VITESSE DU FLUIDE CALOPORTEUR POUR LE CAS DE L'ECHANGEUR EN NAPPE.	. 48
FIGURE II.6 : CHAMP DE TEMPERATURE DU FLUIDE CALOPORTEUR POUR LE CAS DE L'ECHANGEUR EN NAPPE	. 49
FIGURE II.7 : CHAMP DE TEMPERATURE DU FLUIDE CALOPORTEUR POUR LE CAS DE L'ECHANGEUR EN CANAUX	. 49
FIGURE II.8 : CHAMP DE TEMPERATURE DU FLUIDE CALOPORTEUR POUR LE CAS DE L'ECHANGEUR EN SERPENTIN	. 49
FIGURE II.9 : CHAMP DE TEMPERATURE DU MODULE PV POUR L'ECHANGEUR EN NAPPE	. 50
FIGURE II.10 : CHAMP DE TEMPERATURE DU MODULE PV POUR L'ECHANGEUR EN CANAUX	. 50
FIGURE II.11 : CHAMP DE TEMPERATURE DU MODULE PV POUR L'ECHANGEUR EN SERPENTIN.	. 50
FIGURE II.12 : EVOLUTION DU RENDEMENT THERMIQUE DES COLLECTEURS PVT EN FONCTION DE LA TEMPERATURE REDUITE POUR	LES
DIFFERENTES CONCEPTIONS D'ECHANGEUR.	. 52
FIGURE II.13 : EVOLUTION DU RENDEMENT ELECTRIQUE DES COLLECTEURS PVT EN FONCTION DE LA TEMPERATURE REDUITE POUR	LES
DIFFERENTES CONCEPTIONS D'ECHANGEUR.	. 52
FIGURE III.1 : SCHEMA DE L'INSTALLATION PVT – ADSORPTION PROPOSEE	. 57
FIGURE III.2 : MODULE HYBRIDE DUALSUN - VUE EN COUPE	. 59
FIGURE III.3 : EXEMPLE DE SCHEMA D'INSTALLATION SUR TRNSYS	. 60
FIGURE III.4 : VARIATION DES RENDEMENTS THERMIQUES (A) ET ELECTRIQUES (B) ISSUS DES SIMULATIONS ET DES EXPERIENCES DE	
BHATTARAI ET AL., [135] EN FONCTION DE LA TEMPERATURE REDUITE	. 74
FIGURE III.5 : EVALUATION DU COP ADSORPTION SIMULE AVEC L'EXPERIENCE D'ALMOHAMMADI ET HARBY [134]	. 76
FIGURE III.6 : EVOLUTION HORAIRE DE LA TEMPERATURE AMBIANTE A ALGER, AU COURS DE L'ANNEE.	. 77
FIGURE III.7 : VARIATION HORAIRE DES RAYONNEMENTS SOLAIRES SUR UN PLAN HORIZONTALE TOTAL ET DIFFUS A ALGER AU COURS	S DE
L'ANNEE	. 77
FIGURE III.8 : VARIATION JOURNALIERE DU RAYONNEMENT SOLAIRE TOTAL A ALGER AU COURS DE L'ANNEE	. 78
FIGURE III.9 : VARIATION JOURNALIERE DU RAYONNEMENT SOLAIRE DIFFUS A ALGER AU COURS DE L'ANNEE.	. 78
FIGURE III.10 : VARIATION DU RENDEMENT THERMIQUE DU CAPTEUR PVT AU COURS DE L'ANNEE.	. 79

FIGURE III.11 : VARIATION DU RENDEMENT ELECTRIQUE DU CAPTEUR PVT AU COURS DE L'ANNEE
FIGURE III.12 : VARIATION TEMPORELLE DU COP DU SYSTEME D'ADSORPTION AU COURS DE L'ANNEE.
FIGURE III.13 : PUISSANCE DE REFROIDISSEMENT GENEREE PAR L'INSTALLATION AU COURS DE L'ANNEE
FIGURE III.14 : PUISSANCE DE REFROIDISSEMENT GENEREE PAR L'INSTALLATION PENDANT L'ETE.
FIGURE III.15 : PUISSANCE THERMIQUE A LA SORTIE DU CAPTEUR ET A LA SORTIE DU BALLON D'EAU CHAUDE PENDANT L'ANNEE 82
FIGURE III.16 : VARIATION DES PERTES DES RESERVOIRS D'EAU CHAUDE AU COURS DE L'ANNEE
FIGURE III.17 : VARIATION DE LA PUISSANCE THERMIQUE STOCKEE POUR CHAQUE VOLUME DE RESERVOIR AU COURS DE L'ANNEE 84
FIGURE III.18 : VARIATION DU COP – ADSORPTION POUR CHAQUE VOLUME DE RESERVOIR AU COURS DE L'ANNEE
FIGURE III.19 : EFFET DE LA VARIATION DES PARAMETRES CLIMATIQUES SUR LES RENDEMENTS THERMIQUE ET ELECTRIQUE DES
COLLECTEURS
FIGURE III.20 : VARIATION DE LA VALEUR ACTUELLE NETTE (NPV) ET DE LA PERIODE DE RECUPERATION (PP) EN FONCTION DU TAUX
D'ACTUALISATION
FIGURE III.21 : VARIATIONS DE LA VALEUR ACTUELLE NETTE (NPV), DES REVENUS ANNUELS (NCF) ET DE LA PERIODE DE
RECUPERATION (SPP) EN FONCTION DU COUT DE L'ELECTRICITE
FIGURE III. 22 : ATTENUATION ANNUELLE DES EMISSIONS DE DIOXYDE DE CARBONE POUR LE SYSTEME PVT – ADSORPTION EN
FONCTION DES FACTEURS DE CONVERSION DE L'ELECTRICITE PRODUITE A PARTIR D'ENERGIES FOSSILES
FIGURE III.23 : EVOLUTION DE LA TEMPERATURE AMBIANTE AU COURS DE L'ANNEE A ALMERIA, SHANGHAI ET EL OUED
FIGURE III.24 : VARIATION DU RAYONNEMENT SOLAIRE GLOBAL AU COURS DE L'ANNEE A ALMERIA, SHANGHAI ET EL OUED
FIGURE III.25 : VARIATION DU RENDEMENT THERMIQUE DU CAPTEUR PVT AU COURS DE L'ANNEE A ALMERIA, SHANGHAI ET EL OUED.
FIGURE III.26 : VARIATION DU RENDEMENT ELECTRIQUE DU CAPTEUR PVT AU COURS DE L'ANNEE A ALMERIA, SHANGHAI ET EL OUED.
FIGURE III.27 : COP – ADSORPTION AU COURS DE L'ANNEE A ALMERIA, SHANGHAI ET EL OUED
FIGURE III.28 : CAPACITE DE REFROIDISSEMENT AU COURS DE L'ANNEE A ALMERIA, SHANGHAI ET EL OUED

Liste des tableaux

TABLEAU I.1 : LES RENDEMENTS MOYENS EN ENERGIE ELECTRIQUE ET THERMIQUE ET EN ENERGIE ET EN EXERGIE DES SYSTEMES
etudies par Kazemian <i>et al.</i> ,[35]
TABLEAU I.2 : APERÇU DES REFROIDISSEURS A ABSORPTION THERMIQUE DISPONIBLES SUR LE MARCHE SELON ALMASRI <i>ET AL.</i> (2022)
[74]
TABLEAU I.3 : COUPLES COURANTS DE REFRIGERATION PAR ADSORPTION. 33
TABLEAU I.4 : APERÇU DES REFROIDISSEURS A ADSORPTION THERMIQUE DISPONIBLES SUR LE MARCHE SELON ALMASRI ET AL. (2022)
[74]
TABLEAU I.5 : CARACTERISTIQUES DES SYSTEMES DE REFROIDISSEMENT PAR ADSORPTION AVEC DU GEL DE SILICE ET DU CHARBON
COMME ADSORBANTS [98]
TABLEAU II.1 : PARAMETRES DE CONCEPTION DES ECHANGEURS SIMULES. 48
TABLEAU III.1 : CARACTERISTIQUES THERMIQUES DU CAPTEUR DUALSUN (PERFORMANCES ISSUES DES TESTS DE CERTIFICATION SOLAR
Keymark [124])
TABLEAU III.2 : CARACTERISTIQUES PHOTOVOLTAÏQUES DU CAPTEUR DUALSUN (PERFORMANCES ISSUES DES TESTS DE CERTIFICATION
Solar Keymark [124])
TABLEAU III.3 : DESCRIPTION DES PARAMETRES DE SIMULATION DU TYPE 50B SUR TRNSYS
TABLEAU III.4 : DESCRIPTION DES ENTREES DE SIMULATION DU TYPE 50B SUR TRNSYS. 69

TABLEAU III.6 : DONNEES DE RENDEMENT ISSUES DES SIMULATIONS ET RESULTATS EXPERIMENTAUX DE REF. [135].	73
TABLEAU III.7 : RESULTATS DES SIMULATIONS ET DE L'EXPERIENCE DE REF. [134].	75
TABLEAU III.8 : PRINCIPAUX COUTS UNITAIRES ET PARAMETRES FINANCIERS DU SYSTEME PROPOSE	87
TABLEAU III.9 : PRINCIPAUX COUTS ET INDICATEURS FINANCIERS DU SYSTEME PROPOSE.	88
TABLEAU III.10 : VARIATIONS DU COUT DE REFROIDISSEMENT (CC) LA VALEUR ACTUELLE NETTE (NPV) ET DES DELAIS DE	
RECUPERATION (SPP) ET (PP) EN FONCTION DU COUT DE L'ELECTRICITE (CEL)	90

Nomenclature

Symboles alphabétiques

Symbole	Description	Unité
Aahs	Surface de l'absorbeur	m²
A_{PV}	Surface du module PV	m²
A_{PVT}	Surface du collecteur PVT	m²
$A_{PVT,t}$	Surface totale du champ de collecteurs PVT	m²
ACP	Production d'énergie annuelle de froid	kWh
AEP	Production d'énergie annuelle d'électricité	kWh
а	Facteur d'idéalité modifié	-
a_{ref}	Facteur d'idéalité modifié dans les conditions d'essai	-
a_0	Rendement thermique nominale du capteur PVT du test de standardisation	-
a_1	Coefficient du capteur PVT du test de standardisation	W/K/m²
a_2	Coefficient du capteur PVT du test de standardisation	W/K²/m²
b_0	Coefficient négatif du premier ordre dans la courbe de l'angle d'incidence modifié	-
b_1	Coefficient négatif du second ordre dans la courbe de l'angle d'incidence modifié	-
C_{ads}	Coût du refroidisseur à adsorption	USD/kWh
C_c	Coût de refroidissement	USD/kWh
C_{el}	Coût de l'électricité conventionnel	USD/kWh
С _{0&М}	Coûts d'exploitation et de maintenance	USD
$C_{p,abs}$	Chaleur spécifique de l'absorbeur	J/kg/K
$C_{p,cell}$	Chaleur spécifique de la cellule PV	J/kg/K
$C_{p,chw}$	Chaleur spécifique de l'eau refroidie	J/kg/K
$C_{p,exch}$	Chaleur spécifique de l'échangeur	J/kg/K
$C_{p,f}$	Chaleur spécifique du fluide	J/kg/K
$C_{p,g}$	Chaleur spécifique du vitrage	J/kg/K
$C_{p,hw}$	Chaleur spécifique de l'eau chaude	J/kg/K
$C_{p,lam}$	Chaleur spécifique du laminé	J/kg/K
C_{PVT}	Coût du capteur PVT	USD/m²
C_{st}	Coût du dispositif de stockage	USD/m ³
C_0	Coût de l'investissement	USD
СОР	Coefficient de performance	-
COP_m	COP moyen du refroidisseur conventionnel	-
d_1	Rapport de correction du débit pendant l'utilisation par rapport au test d'essai	-
F_a	Facteur d'actualisation	-
F_c	Facteur de conversion du dioxyde de carbone	kg/kWh
F _{earth}	Facteur de visibilité de la terre	-
F _{sky}	Facteur de visibilité du ciel	-
F _R	Facteur d'efficacité globale de prelevement de chaleur par le collecteur	-
$\Gamma_{R,m}$	Valeur modifiée de F_R lorsque l'efficacité est donnée en termes de T_m	-
Γ _{R,out} Γ'	Valeur mountee de r_R forsque l'encacité est donnée en termes de T_{out}	-
г С	Pavennement debale recu	$ M/m^2$
b b	Coefficient de transfert de l'arrière à l'ambient	$M/m^2/k$
h .	Coefficient de transfert de chaleur de l'áchangeur	$W/m^2/K$
h	Coefficient de transfert de chaleur du collecteur	$W/m^2/K$
h.	Coefficient de transfert de chaleur des cellules à l'absorbeur	$W/m^2/K$
h ind	Coefficient de transfert de chaleur du vent	$W/m^2/K$
·~wind I	Intensité du courant	Α
Ī	Intensité du courant lumineux	A
II rof	Intensité du courant lumineux dans les conditions d'essai	А
Imm	Intensité du courant au point de puissance maximale	А
···· • • • •	·	

I _o	Intensité du courant de saturation inverse de la diode	А
loref	Intensité du courant de saturation inverse de la diode dans les conditions d'essai	А
Isc	Intensité du courant de court-circuit	А
Ir_{h}	Rayonnement direct sur le plan horizontale	W/m ²
Ir_{ht}	Rayonnement direct sur une surface inclinée	W/m ²
Ir_d	Rayonnement diffus sur le plan horizontale	W/m ²
Ir_{dt}	Rayonnement diffus sur une surface inclinée	W/m ²
Irat	Rayonnement réfléchi sur une surface inclinée	W/m ²
Ir_{T}	Rayonnement horizontal global	W/m ²
IRR	Rendement interne	-
k	Constante de Boltzmann (1,38 E-23 J/K)	J/K
L_1	Largeur de contact entre la feuille absorbante et l'échangeur	m
L_2	Longueur d'un segment de l'échangeur dans la direction y	m
$\bar{L_3}$	Largeur de l'échangeur au contact de l'eau dans la direction x	m
l_{1}, l_{2}	Facteurs empiriques en relation avec la conception du capteur	-
lt	Durée de vie de l'installation	ans
М	Masse du fluide	kg
Mit _{co2}	Atténuation annuelle des émissions de dioxyde de carbone	kg/an
'n	Débit massique	kg/s
\dot{m}_{chw}	Débit massique de l'eau refroidie	kg/s
\dot{m}_h	Débit massique du fluide dans le réservoir à partir de la source de chaleur	kg/s
\dot{m}_{hw}	Débit massique de l'eau chaude	kg/s
\dot{m}_{in}	Débit massique du fluide à l'entrée	kg/s
\dot{m}_L	Débit massique du fluide vers la charge et/ou du fluide d'appoint	kg/s
\dot{m}_{out}	Débit massique du fluide à la sortie	kg/s
\dot{m}_{test}	Débit massique dans les conditions d'essai	-
N _c	Nombre de cellules PV en série	-
N_g	Nombre de couvertures en verre	-
N _s	Nombre de capteur en série	-
NCF	Revenus annuels	USD
NPV	Valeur actuelle nette	USD
n	Facteur d'idéalité	-
P_{cold}	Puissance frigorifique	W
P_{el}	Puissance électrique	W
P_{th}	Puissance thermique	W
PP	Délai de récupération	ans
Q	Taux d'apport d'énergie par l'élément chauffant	W
Q_{ads}	Puissance moyenne du système d'adsorption	W
Qaux	Taux de chauffage requis, y compris les effets de l'efficacité	W
Q_{chill}	Capacité de refroidissement	W
Q_{des}	Capacité de désorption	W
Q_{fluid}	Taux d'apport de chaleur au flux du fluide	W
\dot{Q}_{loss}	Taux de pertes thermiques entre l'appareil de chauffage et l'environnement	W
\dot{Q}_{max}	Taux de chauffage maximal de l'appareil de chauffage	W
$Q_{th,utile}$	Puissance calorifique récupérée par le collecteur	W
q _{air,conv}	Flux de chaleur convectif de l'air	W/m ²
$q_{air,rad}$	Flux de chaleur radiatif de l'air	W/m ²
q	Charge électronique (1,602 E-19 C)	С
q_B	Puissance transmise à travers l'isolation sous la plaque.	W/m ²
q_{ba}	Flux de chaleur de l'arrière à l'ambiant	W/m ²
q_{ca}	Flux de chaleur des cellules à l'absorbeur	W/m ²
q_E	Puissance perdue par la plaque en raison des effets de bord	W/m ²
q_{exch}	Flux de chaleur de l'échangeur	W/m ²
$q_{sky,conv}$	Flux de chaleur convectif du ciel	W/m ²
$q_{sky,rad}$	Flux de chaleur radiatif du ciel	W/m ²
q_T	Puissance transférée au vitrage par radiation et convection	W/m ²

Р	Puissance électrique	W
R_s	Résistance en série	Ohm
R _{s,ref}	Résistance en série dans les conditions d'essai	Ohm
R _{sh}	Résistance en dérivation	Ohm
R _{sh.ref}	Résistance en dérivation dans les conditions d'essai	Ohm
r_a	Réflexion du sol	-
Swind	Vitesse du vent	m/s
SPP	Délai de récupération simple	ans
S _b	Facteur géométrique du rayonnement direct	-
S _d	Facteur géométrique du rayonnement diffus	-
Sr	Facteur géométrique du rayonnement réfléchi	-
T_a	Température ambiante	К
T _{chw,in}	Température de l'eau froide à l'entrée de l'évaporateur	К
T _{chw,out}	Température de l'eau froide à la sortie de l'évaporateur	К
T_{env}	Température de l'environnement de l'appareil pour le calcul des pertes	К
T_{exch}	Température de l'échangeur	К
T_f	Température du fluide	К
T_H	Température de consigne supérieure	К
T_h	Température du fluide entrant dans le réservoir à partir de la source de chaleur	К
T _{hw,in}	Température de l'eau chaude à l'entrée du condenseur	К
T _{hw,out}	Température de l'eau chaude à la sortie du condenseur	К
T_{in}	Température du fluide à l'entrée	К
T_L	Température de consigne inférieure	К
T_l	Température du fluide remplaçant celui extrait pour alimenter la charge	К
T_{lam}	Température du laminé	К
T_m	Température du fluide moyenne	К
T_{out}	Température du fluide à la sortie	К
T_{PV}	Température moyenne de la plaque PV	K
T_p	Température de la plaque absorbante	K
T _{set}	Température de consigne du thermostat interne de l'appareil de chauffage	K
T_{sky}	Température du ciel	K
T_{st}	Température de stagnation	K
T_{STC}	Température des conditions de tests standards (25°C)	K
T_g	l'emperature du vitrage	K
U_{BE}	Puissance transmise à travers l'isolation et perdue par la plaque.	W/m²
U_L	Coefficient global de perte thermique du collecteur par unité de surface	W/m²/K
$U_{L/T}$	Dépendance du coefficient U_L par rapport à la température	W/m²/K²
U'_L	Coefficient d'efficacité du collecteur du premier ordre modifié	W/m²/K
UA	Coefficient de perte entre l'appareil et son environnement en fonctionnement	W
V	Tension du courant	V
V_{mpp}	l'ension du courant au point de puissance maximale	V
V _{oc}	l'ension du courant en circuit ouvert	V
v_{exch}	volume de l'échangeur	m ²
$v_{st,t}$	volume total du dispositif de stockage	m°
x	Direction perpendiculaire a l'écoulement	-
У	Direction parallele au sens d'écoulement	-

Symboles grecques et latins

Symbole	Description	Unité
α_1, α_2	Coefficients de pertes du capteur PVT	W/K/m²
β	Coefficient de température	K-1
γ	Azimut de la surface	0
Υi	Fonction de contrôle d'entrée	-
γ_o	Fonction de contrôle d'entrée	-
γ_s	Azimut solaire	٥

Δ	Différence	-
δ_{abs}	Épaisseur de l'absorbeur	m
δ_{cell}	Epaisseur de la couche des cellules PV	m
δ_{lam}	Epaisseur du laminé	m
δ_g	Epaisseur du vitrage	m
\mathcal{E}_{g}	Coefficient d'émissivité du vitrage	m
E _{lam}	Coefficient d'émissivité du laminé	-
ε_p	Coefficient d'émissivité de la plaque absorbante	-
\mathcal{E}_{g}	Coefficient d'émissivité du vitrage	-
η_{el}	Rendement électrique	-
η_{htr}	Efficacité du chauffage auxiliaire	-
η_{th}	Rendement thermique	-
η_0	Rendement électrique nominal sous les conditions standards	-
θ	Angle d'incidence du rayonnement sur la surface	o
θ_c	Inclinaison du collecteur	o
θ_r	Angle d'incidence du rayonnement direct	0
$ heta_z$	Angle du zénith solaire	0
<i>κ</i> ₁ , <i>κ</i> ₂	Fonctions de contrôle liées au stockage	-
λ_{abs}	Conductivité thermique de l'absorbeur	W/m/K
λ_{lam}	Conductivité thermique du laminé	W/m/K
$\mu_{I,sc}$	Coefficient de température Intensité de court-circuit	K-1
$u_{P,mpp}$	Coefficient de température Puissance du point de puissance maximal	K ⁻¹
$\mu_{V,oc}$	Coefficient de température Tension de circuit ouvert	K-1
$ ho_{abs}$	Densité de l'absorbeur	kg/m ³
$ ho_{cell}$	Densité de la cellule PV	kg/m ³
$ ho_g$	Densité du vitrage	kg/m³
$ ho_{lam}$	Densité du laminé	kg/m ³
σ	Constante de Stefan-Boltzmann (5,67 E–8 Wm ² K ⁴)	Wm ² K ⁴
τ	Transmission du vitrage	-
τα	Facteur de transmission-absorption	-
$ au lpha_b$	Facteur de transmission-absorption pour le rayonnement direct	-
$\tau \alpha_d$	Facteur de transmission-absorption pour le rayonnement diffus	-
$ au a_g$	Facteur de transmission-absorption pour le rayonnement réfléchi par le sol	-
$\tau \alpha_n$	Facteur de transmission-absorption à incidence normale	-

Abréviations

- CFD Dynamique des Fluides Numérique
- COP Coefficient de performance
- CO₂ Dioxyde de carbone
- CPC Concentrateur parabolique composé
- CPVT Photovoltaïque thermique à concentration
- CSC Capture et de stockage du carbone
- D Dimension
- EG Ethylène glycol
- EVA Ethylène vinyle acétate
- MCP Matériaux à changement de phase
- NOCT Fonctionnement nominal de la température de la cellule
- PAC Pompe à chaleur
- PV Photovoltaïque
- PVT Photovoltaïque thermique
- STC Conditions de tests standards
- TRNSYS Transient Systems Simulation Program

Introduction générale

L'énergie, au même titre que l'eau et la nourriture, est une ressource indispensable à la vie. Son abondance relative a contribué de façon décisive au développement de l'homme au fil du temps. La notion de durabilité est basée sur la reconnaissance de l'importance de ces ressources et de la nécessité de les gérer de manière efficace et équilibrée. Elle vise à garantir que nos actions présentes ne compromettent pas la capacité des générations futures à répondre à leurs propres besoins. Pour y parvenir, il est crucial d'optimiser l'utilisation de ces ressources. En ce qui concerne l'énergie, cela implique de transiter d'une dépendance excessive aux combustibles fossiles à l'adoption et à l'expansion des énergies renouvelables. Ces dernières jouent un rôle central dans le développement durable, et ce à plusieurs égards, notamment par la réduction des émissions de gaz à effet de serre, le renforcement de la sécurité énergétique en s'appuyant sur un mix énergétique plus diversifié et en élargissant l'accès à l'énergie. La promotion de l'utilisation des énergies vertes à grande échelle permet de progresser vers un avenir durable sur les plans environnemental, social et économique. D'un autre côté, la durabilité exige une gestion responsable de l'eau et l'adoption de pratiques agricoles respectueuses de l'environnement, telles que l'agriculture biologique, la permaculture et l'agroforesterie. Il s'agit de promouvoir la biodiversité, la conservation des sols, l'utilisation efficace de l'eau et la réduction des déchets alimentaires. En favorisant une production alimentaire durable, nous pouvons répondre aux besoins nutritionnels de la population mondiale tout en minimisant les impacts environnementaux négatifs.

Il a été soulevé que la conservation de produits agricoles périssables partout dans le monde et notamment au Maghreb constitue un enjeu majeur pour l'approvisionnement des populations en aliments frais et pour le développement de l'agriculture. Se préoccuper des aspects post récolte des productions agricoles particulièrement leur conservation, permet la valorisation des excédents de productions, l'augmentation des revenus des producteurs et l'augmentation de la production en générale. En effet, les quantités énormes de production tant agricoles que d'élevage subissent des altérations diverses suite au manque de technologies appropriées de conservation. Ceci conduit à des pénuries alimentaires qui affectent sérieusement l'économie et le développement dans certains pays. Des locaux climatisés sont donc requis pour conserver les denrées agricoles après leur récolte. Si le domaine agricole est raccordé au réseau électrique, des chambres froides sont mises en œuvre, alimentées par l'action de refroidisseurs à compression classiques. En l'absence de moyens de conservation, ces produits alimentaires sont malheureusement sujets à de grandes pertes. La température de stockage de ces aliments est comprise entre 4 et 8°C, ce qui correspond à la gamme de froid produite par les refroidisseurs à sorption. Il est donc nécessaire de développer les solutions de production de froid solaire et d'œuvrer à ce qu'ils soient modernes, efficaces et écologiques pour permettre leur déploiement et pallier ces problèmes.

Le refroidissement solaire a suscité un intérêt croissant depuis les années 80. Dès lors, de nombreuses recherches ont été entreprises menant au développement de cette technologie. Contrairement au refroidissement classique, le refroidissement solaire n'utilise pas de réfrigérants nuisibles à l'environnement et ne génère pas de pollution due à la consommation d'électricité d'origine fossile. La réfrigération par sorption peut être pilotée par différentes technologies solaires. On dénombre les collecteurs thermiques plats, à tubes sous vide, ou à concertation. Toutefois l'utilisation de capteurs hybrides photovoltaïques\thermiques (PVT) n'a suscité que très peu d'intérêt, alors que ces collecteurs garantissent non seulement l'énergie thermique nécessaire aux processus de sorption mais génèrent également l'électricité essentielle au fonctionnement des pompes et des auxiliaires des installations.

Cette thèse qui s'inscrit dans une optique de développement durable a pour objectif de prouver le potentiel des collecteurs hybrides PVT dans les applications de froid solaire. Pour ce faire, un dimensionnement et une optimisation d'un système hybride PVT pour la production de froid par adsorption ont été menés. Destinée à la préservation de denrées alimentaires au Maghreb (conditions climatiques méditerranéennes), l'installation aura un stockage de l'énergie calorifique pour palier l'intermittence du soleil et sera secondée par une chaudière à biomasse. Ce type d'installation peut contribuer à apporter des solutions de froid autonome et de faibles coûts de fonctionnement notamment pour les populations isolées. De plus, dans le contexte de changement climatique actuel, l'installation projetée a un intérêt écologique important par le fait qu'elle n'utilise aucune ressource fossile pour fonctionner et donc une empreinte carbone de fonctionnement quasi-nulle.

Cette thèse structurée en trois chapitres, adopte une approche méthodique et progressive pour explorer les systèmes hybrides PVT, du recueil initial de connaissances à la sélection des collecteurs solaires les plus adaptés, pour enfin parvenir à une évaluation complète des performances du système PVT – Adsorption.

Le premier chapitre est consacré à une revue approfondie de la littérature, examinant les systèmes hybrides PVT, les systèmes de refroidissement à sorption solaire, ainsi que les recherches existantes qui explorent la combinaison de ces deux technologies. Cette phase initiale de la thèse permet de dresser un panorama complet des connaissances et des avancées dans le domaine.

Le deuxième chapitre est axé sur l'évaluation des capteurs solaires PVT disponibles sur le marché, visant à identifier le choix optimal pour l'installation spécifique étudiée. Les performances thermiques et électriques de différents types de collecteurs PVT, caractérisés par leurs géométries d'échangeur de chaleur, sont analysées en détail. Cette étape permet de sélectionner les collecteurs PVT les mieux adaptés à l'application de production de froid solaire, en se basant sur des critères de rendement thermique et électrique.

Le dernier chapitre, qui constitue le cœur de cette thèse est dédié à l'étude approfondie du système PVT – Adsorption. Il comprend le dimensionnement précis de l'installation, aussi qu'une évaluation complète de ses performances sur l'ensemble de l'année. L'aspect économique et environnemental de sa mise en œuvre sont également abordés. Les résultats obtenus permettent de déterminer l'efficacité du système, notamment sa capacité à répondre à la demande de refroidissement tout au long de l'année et à fournir des informations essentielles sur son fonctionnement dans des conditions climatiques variables.

CHAPITRE I. Etat de l'art

I.1. Introduction

Aujourd'hui, les combustibles fossiles couvrent la majorité de la demande mondiale en énergie malgré leurs émissions de dioxyde de carbone, qui nuisent à l'équilibre de l'écosystème. Plus respectueuses de l'environnement, les énergies renouvelables s'imposent comme une solution d'avenir pour satisfaire de façon durable les besoins en énergie. Ces systèmes faisant objet d'une attention croissante, deux grandes filières permettent d'exploiter l'énergie solaire : le solaire thermique et le solaire photovoltaïque. Un capteur qui combine les deux technologies solaires est hybride, appelé capteur PVT. Dans ce chapitre, une première section aborde le fonctionnement des collecteurs hybrides, leur classement et leurs diverses applications. L'influence de chaque composant que constitue le capteur est discutée et les performances de systèmes PVT pour la production de chaleur et d'électricité dont la littérature fait état sont rapportées. Les technologies de refroidissement par voie solaire sont généralement pilotées par des collecteurs thermiques plats ou à concentration. Dans la perspective de combiner les capteurs hybrides PVT aux refroidisseurs à sorption, il est indispensable de mener une recherche bibliographique approfondie sur les technologies de réfrigération à absorption et à adsorption. Ensuite, nous analyserons les performances, les conditions et les paramètres optimaux de fonctionnement de ces systèmes. Enfin, nous rapporterons les études de grand intérêt sur l'avancement de la recherche concernant les technologies de sorption solaire alimentées par différents types de collecteurs.

I.2. Les systèmes solaires photovoltaïques (PVT)

Les capteurs hybrides photovoltaïques thermiques (PVT) permettent de générer de l'électricité et de la chaleur. Cette chaleur qui est perdue sur un panneau photovoltaïque classique entraîne une baisse de l'efficacité de conversion de l'électricité due à l'augmentation de la température des cellules PV (environ -0,5 %/°C). La récupération de la chaleur permet de refroidir le module PV et d'augmenter le rendement électrique [1]. Efficace en surface, le PVT optimise de cette façon l'espace dédié à la production d'énergie et s'intègre parfaitement au bâtiment, secteur où la consommation d'énergie est très accrue et où la surface dédiée à la production d'énergie est souvent limitée. Un capteur PVT plan typique est illustré par la Figure I.1 La variété de designs des modules disponibles sur le marché, avec un échangeur en acier inoxydable avec DualSun, en polymère avec 2Power, en aluminium avec 3S, en cuivre avec Fototherm, en aluminium formé par roll bond avec Sunerg ou en aluminium extrudé avec Li-Mithra, est présentée sur la Figure I.2.



Figure I.1 : Module hybride PVT.



Figure I.2 : Modules hybrides PVT à eau commercialisés.

I.2.1. Fonctionnement des capteurs PVT

Dans les capteurs hybrides, les deux faces sont utilisées, côté soleil, tout fonctionne comme sur n'importe quel panneau photovoltaïque, les cellules produisent de l'électricité. Côté intérieur, une plaque absorbante capte la chaleur du soleil et celle produite par les cellules PV au-dessus d'elle. L'énergie thermique est transférée ensuite au fluide caloporteur qui circule dans un échangeur endessous de la plaque. Ce procédé permet une réduction de la température du module PV de 20 %, ce qui conduit à une augmentation du rendement électrique de 9% par rapport aux performances d'un panneau PV classique [2]. Une illustration des différentes couches constituant un capteur PVT est présentée par la Figure 1.3. La recherche s'intéresse à toutes les variantes possibles de la réception du flux solaire, à l'isolation en face avant et arrière, au choix de la technologie photovoltaïque, en passant par ceux des matériaux et de la géométrie de l'échangeur ou encore du type de fluide, le but étant d'optimiser le transfert d'énergie et de réduire les pertes au minimum. Les performances du capteur PVT sont représentées par les rendements électrique et thermique des collecteurs PVT. Ils ont été étudiés par de nombreux chercheurs et l'effet de la température sur ces performances a été analysé. [3-5]. De nouvelles configurations de capteurs voient le jour. Il est à souligner que Le PVT offre une meilleure proposition par rapport aux systèmes PV même dans les régions peu ensoleillées [6,7].



Figure I.3 : Module hybride PVT – vue en coupe.

I.2.2. Classement des capteurs PVT

Les capteurs PVT sont classés sur la base du fluide caloporteur qui permet l'extraction de la chaleur du module PV ou celle de la présence ou non d'un système de concentration. Comme présentée par la Figure I.4 [8], les capteurs PVT peuvent être classés en capteurs plats, concentrés ou flexibles. Les capteurs PVT plats étant les plus utilisés et les plus étudiés, sont destinés aux applications où la surface dédiée à la production d'énergie est suffisante, tandis que les collecteurs PVT à concentration (CPVT) sont utilisés dans des applications nécessitant un espace réduit et une énergie à haute température. Les capteurs PVT à concentration diffèrent des capteurs plats par l'existence d'un concentrateur parabolique composé (CPC) à miroir. Le CPC doit avoir un taux de concentration solaire élevé et être capable de générer des températures élevées pour la production d'énergie thermique. Indépendamment du coût élevé de la conception et de la fabrication des collecteurs CPVT, ils offrent une puissance à haut rendement sur une surface d'installation réduite grâce au CPC. Les capteurs PVT flexibles se distinguent des capteurs plats par leur flexibilité qui leur permet d'être utilisés comme bardeaux ou tuiles sur les toits, comme vitrage pour l'éclairage de jour et comme façade de bâtiment irrégulière [8].

La Figure 1.5 montre la puissance des systèmes PVT installés dans le monde sur la base des différents types de système PVT (la plupart sont des collecteurs PVT à eau et à air). Dans cette thèse, nous nous intéressons aux systèmes PVT sans concentration (qui usuellement sont classés en systèmes à eau et en systèmes à air).



Figure I.4 : Classification des modules PVT en fonction des fluides de travail.





I.2.2.1. Systèmes PVT à eau

Dans ce type de système, l'eau est utilisée comme fluide caloporteur pour assurer le transfert de chaleur. La recherche s'intéresse aux performances des systèmes avec et sans vitrage [10-12], différentes géométries de l'absorbeur sont abordées [13-15], des collecteurs entièrement et partiellement couverts par des modules PV sont étudiés [16,17], l'utilisation de nano-fluides ou de matériaux à changements de phases (MCP) a également retenu l'attention [18,19]. Le PVT à eau est généralement utilisé pour couvrir les besoins d'eau chaude sanitaire et d'électricité seul [20-22], ou couplé avec des pompes à chaleur (PAC) comme nouveaux développements [23].

I.2.2.2. Systèmes PVT à air

Dans de tels dispositifs, l'air est utilisé comme fluide pour extraire la chaleur des modules PV. Il peut circuler librement à l'intérieur des canaux d'écoulement (mode passif) ou en utilisant des moyens externes tels que des ventilateurs (mode actif). Comme pour le PVT à eau, de nombreux travaux ont porté sur des systèmes PVT à air avec ou sans vitrage [24,25] et à différentes dispositions des canaux d'air [26,27]. L'écoulement naturel et la circulation forcée de l'air ont été analysés [28]. On dénombre aussi des études sur l'optimisation de la profondeur du canal d'air et de son débit massique [28-30]. L'utilisation finale de la chaleur extraite de ces système PVT est principalement destinée pour le chauffage des locaux [24,31,32]. Ces systèmes sont connus sous le nom de système PVT intégré au bâtiment (BIPVT).

I.2.3. Marché du PVT

Dans le marché du renouvelable, quelques fabricants ont commercialisé des collecteurs PVT. Une étude a révélé la présence de 53 fabricants de capteurs PVT dans 17 pays majoritairement européens (Figure 1.6). 38 produits correspondent à des capteurs PVT non couverts à eau, avec ou sans isolation arrière. 6 produits sont des capteurs couverts refroidis par liquide, et 9 produits sont des capteurs PVT non couvert refroidis par air. Les courbes de puissance thermique au point de puissance maximale (MPP) pour les capteurs typiques disponibles auprès de ces fabricants des différentes catégories sont présentées dans la Figure 1.7, sachant que le rendement thermique des différents types de capteurs PVT dépend fortement de leur température de fonctionnement [33].



Figure I.6 : Produits PVT regroupés en catégories de types de capteurs (à gauche) et nombre de fabricants dans les différents pays (à droite) [33].



Figure 1.7 : Puissance thermique de capteurs PVT typiques refroidis par liquide au MPP, en fonction de la surface brute des capteurs et pour un rayonnement solaire global de 1000 W/m² [33].

I.2.4. Influence des composants du capteur PVT

L'étude du modèle mathématique basée sur la résolution des equations des bilans thermiques pour toutes les couches du collecteur hybride PVT en régime permanent permet d'obtenir les puissances et les performances thermique et électrique du collecteur. Dans ce qui suit l'influence des différents composants du capteur sur ses efficacités électrique et thermique est examinée.

I.2.4.1. Vitrage

Le vitrage du module PVT est un matériau transparent qui transmet le rayonnement solaire au cellules PV. Cette couverture en verre placée au-dessus des cellules les protège des facteurs externes nuisibles tels que l'eau, la vapeur et la poussière. Des études antérieures ont montré que l'efficacité globale du PVT est améliorée grâce au vitrage [35,36]. L'accumulation de poussière sur la couverture en verre réduit sa transmittance, ce qui augmente la réflectivité et l'absorptivité du verre et réduit le rendement électrique [37].

La couche de vitrage doit avoir :

- Une transmissivité élevée pour permettre au rayonnement solaire d'atteindre les cellules PV.
- Une faible conductivité électrique pour jouer le rôle d'isolant électrique.
- Une conductivité thermique élevée pour transférer efficacement la chaleur.
- Une grande résistance pour supporter les températures élevées qui peuvent être générées dans les cellules PV.

Le vitrage ne protège pas seulement les cellules PV mais réduit également la perte de chaleur du capteur PVT vers l'environnement. En fonction de la présence ou non du vitrage, les collecteurs PVT sont classés en modules couverts ou non couverts. Selon l'application et l'énergie souhaitées, la couverture en verre peut être composée d'une seule à plusieurs couches. Le vitrage simple ou l'absence de vitrage est préférable pour les applications à forte production d'électricité, tandis que le vitrage double ou multiple est préférable pour les applications à forte production thermique ou pour celles qui impliquent le refroidissement des cellules PV par le haut. Cela signifie que la réduction de la perte de chaleur dans le module PVT par la couverture en verre entraîne une augmentation de la production d'énergie thermique et une réduction du rendement électrique [35,38].

I.2.4.2. Cellules photovoltaïques

Les cellules photovoltaïques en tant que cœur d'un système PVT génèrent simultanément de l'énergie électrique et thermique, ce qui est l'objectif principal de la technologie PVT. Elles ont par conséquent un rôle capital pour augmenter les performances des systèmes PVT. Les cellules PV transforment une partie de la lumière solaire visible reçue en énergie électrique par effet photoélectrique [39] et l'autre partie en chaleur. Entre 10 à 20 % du rayonnement solaire absorbé par le module PV est transformé en énergie électrique. Les performances des systèmes PVT sont grandement affectées par le type de cellules PV et le facteur de couverture (rapport entre les surfaces du module PV et de l'absorbeur thermique). Agrawal et al., (2010) [40] ont analysé les performances d'un capteur PVT intégré au bâtiment avec différentes technologies PV (silicium monocristallin, silicium cristallin, silicium polycristallin, silicium amorphe, cuivre indium-tellurure de cadmium et séléniure de gallium). Le capteur PVT en silicium monocristallin présente la conversion d'énergie électrique la plus élevée, ce qui s'explique par son rendement électrique supérieur, tandis que le PVT en silicium amorphe présente un rendement électrique inférieur, et donc une conversion électrique plus faible. Les modules PV à forte conversion électrique ont donné lieu à de faibles rendements thermiques. Le capteur PVT en silicium amorphe est plus économique avec des rendements énergétique global et exergétique respectivement de 34 % et de 7 % [40].

I.2.4.3. Absorbeur et canaux d'écoulement

L'absorbeur et les canaux d'écoulement sont les éléments de l'échangeur de chaleur où le fluide caloporteur circule. L'absorbeur conducteur de chaleur transfère l'énergie thermique du module PV au fluide caloporteur circulant dans un canal d'écoulement. L'absorbeur et le canal d'écoulement influent sur les performances thermique et électrique du collecteur. Le transfert de chaleur entre les cellules PV, l'absorbeur, les canaux d'écoulement ainsi que le fluide caloporteur dépend de différents facteurs tels que la conductivité du matériau, la géométrie de l'échangeur, la résistance thermique et l'encapsulation de tous ces éléments. Les absorbeurs et les canaux d'écoulement conventionnels (canaux rectangulaires avec ou sans rainures, structure en feuille et en tube et structure plate) largement disponibles sous forme de tubes cylindriques et largement utilisés dans les systèmes PVT ont montré quelques difficultés à être intégrés aux cellules PV plates. Les méthodes de collage mécanique, chimique ou de stratification à base d'éthylène vinyle acétate (EVA) ont été utilisées pour intégrer les cellules PV aux absorbeurs [41]. Les canaux rectangulaires avec ou sans rainures font partie

de la structure la plus basique des absorbeurs où les éléments tels que les ailettes, les rainures rectangulaires, les rainures en V et les rainures en nid d'abeille peuvent être utilisés pour améliorer leur transfert de chaleur. Les absorbeurs plats sont disponibles en tubes plats et en absorbeurs *roll-bond*. Les absorbeurs *roll-bond* ont une faible résistance globale au transfert de chaleur en raison de l'augmentation de la surface de transfert de chaleur, ce qui permet un bon transfert thermique entre le module PV et le fluide caloporteur, d'où une meilleure efficacité que les absorbeurs à tubes plats [41].

Divers types d'absorbeurs et de canaux d'écoulement ont montré des impacts différents sur les performances des systèmes PVT. Dubey *et al.*, (2013) [42] ont comparé les performances d'un absorbeur en feuilles et en tubes de cuivre intégré à un module PV en silicium monocristallin d'une surface totale de 1,3 m² et d'un absorbeur à plaques parallèles en aluminium fixé à un module PV en silicium multicristallin d'une surface totale de 1,5 m². Le module PVT basé sur un absorbeur en feuilles et en tubes a donné de meilleurs résultats avec des rendements électrique et thermique moyens de 11,8 et 40,7 %, respectivement, tandis que le collecteur PVT basé sur une plaque parallèle a atteint des rendements électrique et thermique moyens de 11,5 et 39,4 %, respectivement [42]. Touafek *et al.*, (2014) [43] ont comparé les rendements de différentes géométries d'absorbeurs en termes de performances. Les auteurs ont constaté que l'absorbeur à plaques parallèles d'un module PVT offre un meilleur rendement thermique par rapport à la configuration en serpentin (série) [43].

I.2.4.4. Fluide caloporteur

Le fluide caloporteur évacue la chaleur des cellules PV, ce qui améliore les performances électriques. Le fluide qui circule dans les canaux d'écoulement des échangeurs collecte la chaleur issue des cellules PV pour des applications thermiques. Les propriétés des fluides de travail qui influent sur les performances des collecteurs sont : la capacité thermique, le coefficient de transfert thermique et la conductivité thermique. Il existe d'autres paramètres relatifs au fluide qui influent sur l'efficacité tels que ceux liés à l'écoulement (nombres de Reynolds et de Prandtl), les conditions environnementales, le débit du fluide, la température du fluide à l'entrée du capteur [44-46].

L'air est plus employé pour des applications de chauffage des espaces [47]. Sa vitesse à l'intérieur du canal d'écoulement a un effet sur les performances du système. La température de sortie de l'air est d'autant plus élevée et sa vitesse d'autant plus faible, que le temps pendant lequel l'air reste à l'intérieur des canaux d'écoulement est long. La vitesse de l'air peut être influencée par celle du vent et par le débit. Plus ce dernier est important, plus l'action de refroidissement des cellules PV est rapidement atteinte [48]. L'eau est quant à elle, utilisée la plupart du temps pour des applications telles que l'eau chaude sanitaire, le chauffage des piscines ou le refroidissement en raison de sa grande capacité de transfert thermique [49].

I.2.5. Applications des capteurs PVT

Selon la gamme de température souhaitée, une technologie PVT peut être utilisée (Figure I.8). En fonction des températures délivrées par les capteurs, les applications du PVT sont classées comme suit :

- Applications à basse température jusqu'à 50 °C.
- Applications à moyenne température jusqu'à 80 °C.
- Applications à haute température au-dessus de 80 °C.



Figure I.8 : Applications des capteurs PVT en fonction des technologies et températures de fonctionnement des capteurs.

La pertinence de chaque plage de température dépend de la conception et de la technologie du capteur PVT. Par conséquent, chaque technologie PVT présente différentes plages de température optimale. La température délivrée par le capteur PVT définit en fin de compte quel type de capteur convient à quelle application [34].

I.2.6. Performances des systèmes PVT

De nombreuses contributions de chercheurs ont abouti à différentes conclusions qui prouvent l'avenir prometteur de la technologie PVT. Cette dernière a une large gamme d'applications dans le chauffage et le refroidissement, le chauffage de l'eau, les processus alimentaires, agricoles et industriels et la gestion thermique PV. Les performances des capteurs PVT sont les rendements thermique et électrique et le rendement total (somme des deux). Quelques études recensées dans la littérature traitant de l'avancée de la recherche sur l'hybride PVT sont rapportées dans ce qui suit.

Aste *et al.*, (2014) [50] ont passé en revue les systèmes PVT à eau à plaque plate du marché, en mettant l'accent sur les éléments constitutifs des PVT, tels que les cellules photovoltaïques, le revêtement et les matériaux isolants. Les auteurs ont indiqué que les technologies photovoltaïques présentaient différentes caractéristiques telles que le rendement électrique qui se situait entre 13 et 22 % pour le silicium cristallin et entre 7 et 13 % pour le silicium amorphe. Le coefficient de température représente l'effet de la température de fonctionnement de la cellule sur l'efficacité du module PV. Pour le silicium cristallin, ce coefficient se situe dans la plage de 0,3 à 0,5 %/K, tandis qu'il est de 0,2 à 0,3 %/K pour le silicium amorphe [50].

Cremers *et al.*, (2015) [51] ont présenté une expérience sur deux capteurs PVT de conception différente avec test sur banc d'essai pour comparer les performances des capteurs avec et sans isolation arrière. Leurs résultats démontrent que pour les applications de chauffage et de

refroidissement, l'isolation du collecteur PVT conduit à une amélioration de son rendement de 20 % à 30 % [51].

L'effet de l'irradiation sur les collecteurs hybrides PVT a été étudié par Nasrin *et al.*, (2018) [52]. Les résultats obtenus en laboratoire montrent que pour le même débit optimal du fluide de refroidissement qui est de 180 l/h, les énergies électrique et thermique passent respectivement de 197 W à 983 W et de 1165 W à 5387 W, pour une irradiation de 1000 W/m² à 5000 W/m². Il apparait que le PVT est très performant dans les régions qui disposent d'un fort potentiel solaire [52].

Yazdanifard *et al.*, (2016) [53] ont discuté l'effet de divers paramètres sur un système PVT à eau après avoir effectué une étude numérique dans différents régimes laminaires et turbulents. Les auteurs ont conclu que globalement, le système PVT vitré offre une efficacité énergétique totale plus élevée en comparaison avec le système non vitré. Ils ont également rapporté les observations suivantes :

- L'augmentation de l'irradiation solaire et du facteur de remplissage entraîne un accroissement de l'efficacité énergétique totale.
- La longueur du capteur a généralement un effet positif sur le rendement exergétique total et un effet négatif sur le rendement énergétique total.
- Si l'effet du diamètre du tube d'écoulement sur les rendements est négligeable dans un écoulement laminaire, il est par contre significatif dans le cas d'un écoulement turbulent bien qu'il ne soit pas linéaire et devient inefficace pour les grands diamètres de tuyaux.
- En général, le rendement énergétique total est plus élevé dans le régime turbulent et le rendement exergétique est plus important dans le régime laminaire [53].

Ces paramètres influant sur les performances des systèmes PVT ont été récemment expérimentés par Hassan *et al.*, (2023) [54]. Les auteurs ont abouti aux même conclusions que Yazdanifard *et al.*, [53]. Ils affirment ainsi que :

- Le diamètre optimal du tube pour le PVT à eau est de 16 mm et le débit optimal est de 1 l/min. Le rendement thermique, électrique et global moyen les plus élevés sont respectivement 44,5 %, 14,8 % et 59,3 %.
- Les rendements thermique et électrique des système PVT sont proportionnelles au nombre de Reynolds. Le taux de transfert de chaleur du système peut augmenter de 15 % avec un grand nombre de Reynolds.
- Une diminution maximale de la température des cellules est obtenue en augmentant le diamètre des tubes et en diminuant l'épaisseur de la plaque arrière du système PVT. Une augmentation du diamètre des tubes d'écoulement du système PVT entraîne une réduction maximale de 6 °C de la température des cellules [54].

Une expérience éprouvée en termes de fiabilité et de performance a été menée par Brottier *et al.*, (2020) [55] pour surveiller les performances énergétiques sur le terrain de deux installations solaires de production d'eau chaude sanitaire pilotées par des collecteurs PVT DualSun. L'expérience a été menée dans la ville de Lyon en France. Les besoins en eau chaude pour un foyer de 4 personnes ont été couverts à hauteur de 91% de mai à septembre et une couverture annuelle moyenne de 50 % a été relevée. Ces résultats s'approchent sensiblement des performances du solaire thermique classique sachant que Les températures de sortie de l'eau dans les collecteurs n'avaient pas dépassé 68 °C, et ce, afin de ne pas dégrader la production PV [55].

Le gel du fluide de travail est un problème pour les capteurs PVT à eau lorsque le système est utilisé dans des conditions climatiques continentales [56]. Dans une étude présentée par Kazemian *et al.*,

(2018) [35], le problème de la congélation du fluide de travail dans des conditions climatiques froides est résolu en ajoutant à l'eau des impuretés, telle que l'éthylène glycol (EG). L'ajout d'éthylène glycol à l'eau diminue la température du point de congélation et protège le système contre le gel (Figure I.9) De plus, un système PVT avec un mélange EG/eau a une efficacité énergétique et exergique différente par rapport à un système PVT/eau. En effet, l'expérience a prouvé que l'utilisation d'un mélange EG/eau (50 % en poids) comme fluide de travail présente non seulement un point de congélation inférieur à celui de l'éthylène glycol pur, mais aussi une efficacité énergétique et exergique globale supérieures à celles de l'éthylène glycol pur (Tableau I.1). Par conséquent, un tel mélange est recommandé comme fluide de travail approprié pour les conditions climatiques froides [35].



Figure 1.9 : Points de congélation des solutions à base d'EG proposés par Kazemian et al., [35].

Tableau I.1 : Les rendements moyens en énergie électrique et thermique et en énergie et en exergie des systèmes étudiés par Kazemian *et al.,*[35].

	PVT/Eau		PVT/EG-E	Eau (50%)	PVT/EG pur	
	Couvert	Non-	Couvert	Non-	Couvert	Non-
		couvert		couvert		couvert
Rendement électrique moyen (%)	13.15	14.35	11.36	14.13	10.22	13.61
Rendement thermique moyen (%)	70.89	63.37	68.27	59.95	53.75	44.68
Rendement exérgétique électrique moyen (%)	11.05	13.65	10.79	13.11	9.72	12.94
Rendement exérgétique thermique moyen (%)	0.68	0.47	0.89	0.81	1.1	0.93

Les matériaux à changement de phase (MCP) sont des matériaux capables de changer d'état physique dans une plage de température restreinte (entre 10 °C et 80 °C environ). Dans cet intervalle de température, le changement de phase prépondérant reste la fusion/solidification. De cette façon le matériau peut stocker ou céder de l'énergie sous forme de chaleur. L'utilisation de MCP dans l'énergie solaire a été initialement proposée dans les années 70 comme méthode de régulation de la

température des cellules PV. Depuis lors, de nombreux auteurs se sont penchés sur les avantages de cette technologie.

L'utilisation de MCP dans les modules PVT s'est avérée être une stratégie d'amélioration de l'efficacité. Récemment Simón-Allué *et al.*, (2022) [57] ont comparé les performances réelles de deux champs de capteurs PVT, l'un composé de 20 collecteurs simple et l'autre de 20 collecteurs avec MCP. En moyenne, les panneaux hybrides ont délivré des rendements thermiques compris entre 18 % et 25 % pour le PVT simple et de 22 % à 30 % pour le PVT avec MCP, tandis que les rendements électriques étaient compris entre 14 % et 16 % pour le champ simple et avec MCP respectivement. L'ajout de MCP a conduit à une amélioration de 26 % pour le rendement thermique et de 3 % pour le rendement électrique, avec un effet plus prononcé en été qu'en hiver [57]. Nous signalons toutefois que les conductivités thermiques des MCP sont relativement faibles. L'ajout de nanoparticules dans les MCP permet d'accroître ce pouvoir de transfert de chaleur, augmentant ainsi le rendement thermique du collecteur PVT.

Bassam *et al.*, (2023) [58] ont mené une expérience qui consiste à ajouter 1 % de carbure de silicium au nano-MCP d'un collecteur PVT. L'analyse énergétique a indiqué que le PVT avait un rendement électrique de 9,6 % et que le rendement thermique le plus élevé du système était de 77,5 % [58].

Pour des applications dans le bâtiment, les collecteurs hybrides peuvent être couplés à des pompes à chaleur (PAC). Cette combinaison pouvant être source d'énergie pour l'approvisionnement en eau chaude sanitaire et pour le chauffage des locaux. On dénombre les PAC air-eau, eau-eau ou eau glycolée. La PAC à air est populaire en raison de son coût initial relativement faible, de son efficacité en termes d'espace et de sa simplicité d'installation. Toutefois les PAC à air sont confrontées à des émissions sonores plus élevées dues au moteur du ventilateur d'admission d'air et à leur faible efficacité lorsqu'elles fonctionnent dans des conditions de basses températures [59]. Les capteurs PVT peuvent être associés à des PAC eau glycolée en série en tant que source de chaleur supplémentaire pour le chauffage ou en parallèle pour le préchauffage de l'eau chaude sanitaire.

Dans une récente étude présentée par Chhugani *et al.*, (2023) [60], les auteurs ont simulé sur TRNSYS des capteurs PVT à la fois comme unique source de chaleur pour une PAC air-air et comme source de chaleur additionnelle avec un échangeur de chaleur géothermique pour une PAC à eau glycolée (Figure I.10). Les résultats obtenus révèlent que les systèmes PVT – PAC à eau glycolée atteignent un facteur de performance saisonnier plus élevé de 14 % que les systèmes PVT – PAC à air. Par ailleurs et à travers une comparaison avec différents types de provisionnement énergétique conventionnels, cette étude a démontré que le système PVT – PAC réduit les émissions de CO_2 de 57 % jusqu'à 63 % par rapport aux chaudières à condensation au gaz [60].



Figure I.10 : Systèmes de pompe à chaleur - PVT simulé par Chhugani et al., (2023) [60].

I.3. Les systèmes de refroidissement solaire à sorption

De nos jours, l'utilisation massive des refroidisseurs conventionnels à compression de vapeur dans le secteur du bâtiment entraîne une augmentation des émissions de gaz à effet de serre. Cette pollution est majoritairement due à la consommation d'électricité provenant de combustibles fossiles. La climatisation représente près de 20 % de la facture totale d'électricité dans le bâtiment et pourrait tripler d'ici 2050 [61]. Dans un contexte de changement climatique, diverses mesures ont été déployées pour réduire l'empreinte carbone dans le secteur du chauffage et plus récemment celle du froid. Les systèmes de réfrigération à énergie thermique : absorption, adsorption et refroidissement par dessiccation font l'objet d'une attention croissante mais à faible taux d'installation. Dans les régions très ensoleillées, où les quantités d'énergie électrique requises pour la production du froid sont plus importantes aux égards des conditions climatiques, il y a un grand intérêt à mettre en œuvre des machines qui produisent du froid en utilisant l'énergie solaire [62]. Respectueuses de l'environnement, ces technologies offrent une solution d'énergie propre en utilisant des fluides inoffensifs pour l'environnement étant donné leur faible LCCP (life cycle climate performance) [63]. Par ailleurs, elles s'adaptent à la demande en fournissant plus de froid quand le soleil et le climat sont au plus chaud [64]. Efficaces et silencieuses, ces technologies ont une durée de vie plus longue que les systèmes de production de froid à compression (25 ans contre 10 ou 15 ans au mieux pour les meilleurs appareils classiques). Par contre ces systèmes qui ne fonctionnent pas la nuit, sont par conséquent plutôt recommandés pour le tertiaire ou doivent être couplés à des systèmes de stockages.

Le concept de refroidissement solaire, comme la plupart des technologies solaires, a été confiné dans le domaine de la "curiosité" jusqu'à au début des années 70. Dans les années 80, de nombreuses activités ont été menées et des résultats remarquables ont été obtenus [65]. En raison des preuves croissantes du changement climatique, déclenché par l'utilisation massive de combustibles fossiles, l'Agence internationale de l'énergie (IEA), a mis en place dès 1977, le programme de chauffage et de refroidissement solaires (SHC). Les systèmes SHC sont capables d'assurer le chauffage et la climatisation durant toute l'année afin de réduire la consommation énergétique du bâtiment [61].

Dans la section suivante, les différentes technologies de production de froid solaire et leurs performances seront abordées. Les technologies de réfrigération à énergie thermique sont classées en deux catégories : la technologie thermomécanique et la technologie de sorption (systèmes ouverts ou systèmes fermés). Nous présentons un examen des systèmes de réfrigération solaires à sorption fermés (absorption et adsorption), qui utilisent des couples de travail.

I.3.1. Le refroidissement solaire à absorption

Comme pour les refroidisseurs classiques à compression, l'effet de refroidissement des systèmes à absorption provient également de l'évaporation d'un réfrigérant liquide. Le phénomène d'absorption résulte de l'interaction entre un solide et un fluide (réfrigérant) basée sur une réaction physique ou chimique. L'énergie thermique provenant des collecteurs permet de faire fonctionner le compresseur chimique « bouilleur » qui travaille à partir d'un mélange binaire, généralement l'eau et le lithium de bromure (H2O – LiBr), l'eau (le réfrigérant) et le lithium de bromure (l'agent absorbant). Dans le bouilleur, la quantité de chaleur va permettre de dégazer le fluide frigorigène. L'eau se dirige vers le haut coté condenseur, et e lithium de bromure vers le bas, côté absorbeur. Dans le condenseur, les vapeurs chaudes du fluide frigorigène passent de l'état liquide à l'état gazeux grâce à la chute de pression du détendeur. L'évaporation se fait en puisant la chaleur au milieu à refroidir. Les vapeurs froides sont absorbées par le Lithium de Bromure au niveau de l'absorbeur de façon à reformer un mélange binaire appelé solution riche. Cette dernière est alors renvoyée au bouilleur grâce à une pompe et le cycle peut recommencer. Les processus de génération et d'absorption agissent comme un

compresseur à chaleur pour le réfrigérant, et ceux de condensation et d'évaporation sont les mêmes, avec un système de refroidissement par compression [66]. Les deux boucles de circulation (du réfrigérant et de la solution) dans le système d'absorption sont illustrés par la Figure I.11. Dans la première, le réfrigérant passe par la génération, la condensation, la régulation, l'évaporation et l'absorption. Dans la seconde, la solution passe par la génération, la régulation, l'évaporation et le pompage. Les deux boucles sont reliées par les processus d'absorption et de génération qui se font à la même pression. La génération et la condensation ont également la même pression. Dans le processus d'absorption, le couple de travail absorbe la vapeur du réfrigérant sous basse pression. La chaleur issue du milieu à refroidir est libérée dans l'environnement. Dans le processus de génération, la vapeur du réfrigérant est chauffée jusqu'à ébullition grâce à une haute pression exercée par le fluide de travail. Ce processus nécessite un apport de chaleur en l'occurrence, celle qui proviendrait des collecteurs solaires.



Figure I.11 : Schéma de principe de l'absorption.



Figure 1.12 : Schéma typique d'un système de refroidissement par absorption à énergie solaire.

Le schéma typique d'un système de refroidissement par absorption à énergie solaire est représenté sur la Figure I.12 Le système est composé du champ de capteurs solaires, du dispositif de stockage, du

refroidisseur à absorption et d'une source de chaleur auxiliaire nécessaire pour palier à l'intermittence solaire. Les capteurs solaires peuvent être des capteurs plats, à tubes sous vide, paraboliques à concentration ou cylindro-paraboliques, etc. Le réservoir stocke la chaleur et stabilise la température de la source de chaleur. Le refroidisseur à absorption utilise la chaleur pour faire fonctionner le cycle de refroidissement.

I.3.1.1. Couples de travail des refroidisseurs à absorption

Le couple de travail joue un rôle majeur dans le processus d'absorption. Le réfrigérant doit avoir des propriétés telles qu'une enthalpie élevée, une pression appropriée, un coefficient de transfert de chaleur élevé et une faible viscosité. L'absorbant quant 'à lui doit avoir une faible chaleur spécifique, une grande affinité avec le réfrigérant, et un coefficient de transfert de chaleur/masse élevé. La différence de température d'ébullition entre l'absorbant et le réfrigérant doit être élevée [67].

Des compromis doivent être faits pour le choix de la paire de travail. Les couples eau – LiBr et ammoniac – eau ont été largement adoptés pour le refroidissement par absorption.

L'eau (le réfrigérant) possède une chaleur latente adaptée, une grande efficacité de transfert de chaleur/masse et une faible viscosité. De plus, elle est disponible et à bon marché. Le bromure de lithium (absorbant) a une masse moléculaire relative de 87 g/mol, une masse volumique de 3464 kg/m³ à 25 °C, des points de fusion et d'ébullition respectivement de 549 et de 1265°C [68].

Dans une solution ammoniac – eau, l'ammoniac (le réfrigérant) possède également une chaleur latente élevée. Le couple a un point de congélation bas et ne cristallise pas. Il présente un avantage par rapport à l'eau pour la réfrigération à basses températures. Néanmoins, ses principaux défauts du couple sont sa toxicité, son inflammabilité et son explosivité lorsqu'il est mélangé à l'air. Les problèmes de sécurité limitent ses applications.

De nombreux autres couples de travail peuvent être également utilisés pour le refroidissement par absorption. Il existe quatre principaux types de paires de travail :

- Les paires de travail à base d'eau comprennent l'eau-NaOH, l'eau-H₂SO4, l'eau-LiCl, l'eau-Lil, eau-LiBr-LiCl et l'eau-LiBr-ZnBr₂.
- Les paires de travail à base d'alcool comprennent l'alcool méthylique-LiBr et l'alcool méthylique-ZnBr₂.
- Les paires de travail à base d'ammoniac comprennent méthylamine-eau, éthylamine-eau et ammoniac-NaSCN.
- Les paires de travail à base de chlorofluorocarbone (CFC) utilisé comme réfrigérant et le E181, le Diméthylformamide ou le Diméthylacétamide comme absorbant.

Ces paires de travail peuvent présenter des avantages sur un ou deux aspects, mais, ne sont pas en général aussi appropriées que les couples l'eau – LiBr et à l'ammoniac – eau, dans des conditions normales de réfrigération [69]. Elles font l'objet de recherches pour améliorer l'efficacité ou l'adaptabilité des systèmes de refroidissement par absorption [69].

I.3.1.2. Configurations des refroidisseurs à absorption

La configuration la plus simple d'un système de réfrigération par absorption est un cycle à simple effet. Son efficacité énergétique reste relativement faible surtout lorsque l'énergie thermique disponible pour faire fonctionner la machine est insuffisante. Afin de résoudre ce problème, un cycle d'absorption à simple effet et à double étage a été proposé. Ce cycle entraine le système avec une énergie thermique inférieure à celle nécessaire pour faire fonctionner un système d'absorption à simple effet. Cette configuration peut fonctionner avec des sources de chaleur de l'ordre de 55 °C [70] avec des niveaux de performances comparables à ceux du cycle à simple effet. Dans ce sens, Schweigler *et al.*, [71] ont présenté un tel système à double-étage à effet unique délivrant un COP variant entre 0,35 et 0,70. Le rendement obtenu était légèrement supérieur à celui du cycle d'absorption à simple effet de base [71].

En quête de l'amélioration des performances des systèmes de refroidissement par absorption, les systèmes à double effet puis à triple effet ont été proposés. Gomri [72,73] a comparé des cycles d'absorption à effet unique, à double effet et à triple effet. Ses résultats illustrés dans la Figure I.13 indiquent que les performances du cycle à double effet sont deux fois supérieures à celles du cycle à simple effet mais avec une température de fonctionnement plus élevée [72] alors qu'un cycle à triple effet offrait des performances deux fois supérieures à celles d'un système à simple effet [72,73].

Les refroidisseurs à absorption nécessitent des températures de fonctionnement différentes selon le besoin en froid et les configurations des systèmes tandis que les différents capteurs solaires offrent des sources de chaleur à des températures différentes. Les refroidisseurs à absorption à simple effet à double étage, à simple effet et à double effet nécessitent un apport de chaleur supérieur à 50, 80 et 140 °C respectivement [69]. La combinaison d'un capteur solaire et d'un refroidisseur à absorption dépend principalement du couplage des températures.



Figure I.13 : Variation du COP pour les systèmes de refroidissement par absorption à simple effet, double effet et triple effet, Reproduit de Gomri [73].

I.3.1.3. Refroidisseurs à absorption disponibles sur le marché

Almasri *et al.*, (2022) [74] ont regroupé les refroidisseurs à absorption disponibles dans le commerce dans le Tableau I.2, leurs spécifications y sont décrites [74]. Le fabriquant Yazaki Energy offre une large

gamme de capacités de refroidissement avec un COP élevé et des températures de refroidissement relativement basses [75,76].

Tableau I.2 : Aperçu des	refroidisseurs à	absorption	thermique	disponibles	sur le	marché s	elon
Almasri et al. (2022) [74].							

Fabricant	Paire de travail	Capacité Froid (kW)	СОР	T ^{re} Eau chaude (°C)	T ^{re} Eau refroidie (°C)	T ^{re} froid (°C)
Yazaki Energy [75,76]	H₂O\LiBr	17,5 ; 35 ; 70 ; 105 ; 175.	0,70	83–88	31–35	7–12,5
EAW [75,77]	H₂O\LiBr	15, 30, 50	0,71	80–90	30–35	17/11
Fischer Eco [77]	H₂O\LiBr	15	_	85	27	15/10
Pink [75,78]	NH ₃ \H ₂ O	12 ; 19.	0,63	68–75	24/29	18/15
Jiangsu Huineng [77]	H₂O\LiBr	11 ; 11,5.	-	90	30	10
Sakura [77]	H₂O\LiBr	10,5 ; 17,5.	_	88	31	8
Thermax [77]	H₂O\LiBr	17,5 ; 35 ; 70 ; 105 ; 175.	_	85	30	6–8
AGO [77]	NH ₃ \H ₂ O	50	_	95–115	25	-10–6
BROAD [77,79]	H₂O\LiBr	23 - 11630	_	95	30	5
Solarice [77]	NH ₃ \H ₂ O	25 ; 40	_	95	24	-3

I.3.1.4. Performances des refroidisseurs solaires à absorption

L'absorption solaire a suscité un grand intérêt chez la communauté scientifique. Elle présente l'avantage d'utiliser des capteurs solaires comme sources de chaleur et des paires de fluides de travail respectueux de l'environnement. Néanmoins, cette technologie souffre de quelques obstacles notamment son faible COP comparé à celui d'un refroidisseur à compression classique. Les recherches menées visent au développement de stratégies pour améliorer les performances réelles d'installations, à l'amélioration de la conception du cycle d'absorption, à la méthode de récupération de la chaleur et à l'amélioration des conditions de fonctionnement. Dans cette partie, quelques travaux qui y font référence sont rapportés.

Onan *et al.*, (2010) [80] ont analysé les pertes d'un système de refroidissement par absorption solaire. Dans leur étude, il a été observé que les pertes d'énergie ont lieu dans le capteur variant entre 10 % et 70 % et dans le générateur variant entre 5 % et 8 %. Il a été conclu que les optimisations des systèmes d'absorption solaire devraient se porter sur la réduction des pertes au niveau des collecteurs et au niveau des ballons de stockage de l'eau chaude [80].

Dans une étude menée par Ketjoy *et al.*, (2013) [81] les performances réelles d'une machine à absorption ($H_2O - LiBr$) de 35 kW entraînée par des collecteurs thermiques à tubes sous vide de 72 m² sont évaluées. L'installation soumise aux conditions climatiques de Phitsanulok, en Thailand dispose de stockage d'eau chaude et d'eau froide d'une capacité de 0,5 m³ et 0,2 m³ respectivement. Le refroidisseur été secondé par un système auxiliaire à gaz pour assurer le refroidissement à tout moment. Les résultats de cette expérimentation ont montré que le COP annuel moyen réel du système (ratio entre la chaleur de l'évaporateur et l'énergie reçue par le soleil) était de 0,33 tandis que ses valeurs maximale et minimale étaient de 0,50 et 0,17 respectivement. Ces résultats ont été obtenus sur la base du rendement moyen des capteurs, d'une fraction solaire de 0,55 et à une température ambiante de 32°C. Toutefois les auteurs ont précisé que le COP pouvait être améliorer en optimisant les paramètres sensiblement liés aux performances du système comme l'ajustement du débit d'eau. [81].

Les performances d'un système de refroidissement par absorption (ammoniac – eau) piloté par des capteurs solaires à tubes sous vide ont été expérimentées par Ibrahim *et al.*, (2017) [82]. L'étude a été menée pendant deux jours consécutifs au cours des mois de mars et d'octobre à Dhahran, en Arabie Saoudite. Le COP moyen du refroidisseur était de 0,43 pour le mois de mars et de 0,47 pour le mois d'octobre. Les auteurs ont également indiqué que le stockage peut fournir un temps de secours d'environ 5 à 6 heures quand la production thermiques des collecteurs devient nulle [82].

Une investigation numérique avec le logiciel de simulation dynamique TRNSYS d'un système de refroidissement solaire d'un bâtiment avec des murs radiants qui inclut des matériaux à changement de phase a été entreprise par Plytaria *et al.*, (2019) [83]. Le bâtiment examiné d'une surface de 100 m² est situé à Athènes, en Grèce. Le système de refroidissement solaire comprend une machine à absorption à effet unique pilotée par des capteurs à tubes sous vide. L'objectif étant de produire de l'eau froide pour les murs radiants du bâtiment et ainsi le rafraichir. Les auteurs suggèrent que le meilleur emplacement de la couche de MCP est dans le mur sud. Ce qui conduit à une réduction de l'énergie auxiliaire de 30 %, une augmentation de la couverture solaire de 3,8 % et une réduction du coût total du système d'environ 3 % [83].

Vallès *et al.*, (2020) [84] ont mis en œuvre un nouveau système à absorption solaire à effet unique (ammoniac – nitrate de lithium) réversible. Ce système fonctionne comme refroidisseur et comme transformateur de chaleur pour le chauffage. Les composants des deux cycles de refroidissement et de chauffage sont les mêmes, et seule la direction du flux à l'intérieur du système change. Les résultats montrent qu'en mode refroidissement, le cycle d'absorption à effet unique peut être alimenté par une source de chaleur à 85 °C pour produire de l'eau réfrigérée à 7 °C, à une température ambiante de 30 °C et un COP de 0,6. En mode chauffage, le cycle du transformateur de chaleur étant alimenté par une source chaude à 40 °C peut produire de l'eau à 55 °C à une température ambiante de 0 °C et un COP d'environ 0,45. En outre, plus la température ambiante est basse, plus la température de l'eau chaude que le transformateur de chaleur peut produire est élevée [84].

Bellos *et al.*, (2021) [85] ont simulé sur une année une unité de réfrigération solaire à absorption monoétagée (ammoniac – eau) pilotée par des capteurs thermiques cylindro-paraboliques. L'unité était soumise aux conditions météorologiques d'Athènes, en Grèce et la plage de température de réfrigération visée était de -35 °C à 5 °C. D'après leurs résultats, il existe une température optimale du générateur qui maximise les performances du système et qui dépend des conditions de fonctionnement. La température optimale du générateur augmente avec l'augmentation de la température du condenseur et diminue avec l'augmentation du niveau de température de la réfrigération. Pour une température de réfrigération de -20 °C et un rejet de chaleur à 40 °C, le coefficient de performance annuel du système (COP – Système) était de 0,26. L'analyse annuelle a démontré que le rendement frigorifique est maximal en juillet et minimal en février alors que l'efficacité du système est maximale en juin et minimale en décembre. Le délai du retour sur investissement de l'installation est proche de 10 ans [85].

Dans une récente recherche menée par Noferesti *et al.*, (2022) [86], une simulation dynamique sous TRNSYS d'un système de climatisation par absorption assisté par différents capteurs thermiques appliqué à un bâtiment de bureau a été étudiée. Le climat d'une région d'Iran où la charge de refroidissement est élevée a été utilisé. Trois capteurs solaires ont été examinés : à tubes sous vide, vitrés et non vitrés. Les résultats ont montré que pendant les heures de travail normales d'un bureau, le climatiseur à absorption améliore la température intérieure de 3,08 °C, 1,68 °C et 1,46 °C pour le système équipé de capteurs solaires à tubes sous vide, vitrés et non vitrés respectivement. La réduction de la consommation d'énergie pouvait atteindre 84 %, 64 % et 48 %, respectivement pour les configurations précédemment citées, par rapport aux systèmes de climatisation classiques. Cette

étude permet de conclure que les capteurs à tubes sous vide sont les plus efficaces et souhaitables pour des applications de refroidissement solaire à absorption dans ces régions [86].

I.3.2. Le refroidissement solaire à adsorption

L'adsorption est un processus exothermique causé par l'augmentation de la concentration d'adsorbat à la surface de l'adsorbant en raison des variations des forces de surface. Elle ne nécessite qu'une faible alimentation électrique. Elle est classée en deux catégories : adsorption physique, due à une faible force de Van Der Waals, et adsorption chimique, due à des forces chimiques complexes entre la surface de l'adsorbant et l'adsorbat [87]. L'adsorption physique parfaitement réversible, se produit sans modification de la structure moléculaire et nécessite une chaleur assez faible contrairement à l'adsorption chimique qui est souvent irréversible et nécessite des températures relativement hautes. La réfrigération par adsorption a été le plus souvent adoptée pour le refroidissement solaire.

L'énergie solaire est la source d'énergie de la plupart des systèmes d'adsorption fonctionnant avec le cycle de base. Un tel système fonctionne par intermittence selon le cycle quotidien. Ce refroidisseur est un système fermé composé d'un capteur solaire (SC) contenant le lit d'adsorbant, d'un condenseur (C), d'un récepteur (R) équipé d'une vanne à deux voies (V), et d'un évaporateur (E). Dans ce cas, le compresseur est un adsorbeur alimenté par l'énergie thermique (SC), et l'effet de refroidissement est obtenu par l'évaporation d'un réfrigérant, tandis que la vapeur produite est adsorbée par la couche d'adsorbant dans l'adsorbeur (Figure I.14).

Le cycle d'adsorption de base fonctionnant avec le couple de gel de silice – eau comprend quatre étapes (deux isobares et deux lignes isostériques), qui peuvent être représentées dans le diagramme de Clapeyron (Figure I.14).

- **Chauffage isostérique** : Le processus commence au point 1 quand la chaleur issue des collecteurs solaire chauffe l'adsorbant. La pression et la température augmentent le long de la ligne isostérique 1-2 tandis que la masse du réfrigérant reste constante à la valeur maximale X_{max} . La pression de condensation P_{co} est atteinte au point 2.

- **Désorption** : L'adsorbant passe du point 2 au point 3 en subissant un chauffage $Q_{d,2}$ et la vapeur de l'adsorbat se condense et s'écoule dans l'évaporateur (libérant la chaleur de condensation Q_c à la température de condensation T_{co}). Cette étape se termine lorsque l'adsorbant atteint sa température de régénération maximale T_d et que la teneur en réfrigérant diminue jusqu'à la valeur minimale X_{min} (point 3).

- **Refroidissement isostérique** : L'adsorbant refroidit le long de la ligne isostérique 3-4, tandis que la teneur en réfrigérant reste constante à la valeur minimale. Pendant cette phase, la vanne de régulation (V) est ouverte, permettant à l'adsorbat de s'écouler dans l'évaporateur, et la pression du système diminue jusqu'à atteindre la pression d'évaporation P_e , égalisant ainsi la pression de vaporisation du réfrigérant (point 4).

- Adsorption : L'effet de refroidissement Q_{ev} se produit dans cette phase du point 4 au point 1 à la température d'évaporation T_{ev} . À ce stade, l'adsorbat vaporisé dans l'évaporateur s'écoule vers l'adsorbeur, où il est adsorbé jusqu'à ce que la teneur maximale X_{max} soit atteinte au point 1. Parallèlement, l'adsorbant se refroidit jusqu'à atteindre la température T_a en rejetant la chaleur sensible et la chaleur d'adsorption Q_{ad} . À la fin de cette phase, la vanne de régulation (V) est fermée et le cycle redémarre [65].

Dans le cycle de réfrigération solaire à adsorption, les étapes 1-3 correspondent à la période diurne, et les étapes 3-1 correspondent à la période nocturne. Le cycle d'adsorption atteint un COP de 0,3 à 0,7 en fonction de la température de la chaleur motrice de 60-95 °C [88].



Figure 1.14 : Dispositif de refroidissement par adsorption solaire : schéma et cycle de base.

I.3.2.1. Couples de travail des refroidisseurs à adsorption

Le couple de travail d'adsorption est un élément clé du système de réfrigération par adsorption. Ses propriétés ont une grande influence sur les performances du système. Il est nécessaire de choisir une paire d'adsorption appropriée en fonction des températures de la source de chaleur, des caractéristiques souhaitées du système de réfrigération, des caractéristiques des constituants du couple de travail et de leur affinité, ainsi que de leur coût, leur disponibilité, et leur impact sur l'environnement. Le champ d'application et les propriétés sont différents pour les diverses paires de machines frigorifiques à adsorption. Selon le mécanisme du processus d'adsorption, les paires de travail d'adsorption peuvent être classées couples de travail, d'adsorption physique, chimique et composite. Les couples usuels de réfrigération par adsorption sont consignés dans le Tableau I.3 [89,90] :

Tableau 1.9 : couples courants de reingeration par adsorption.						
Type d'adsorption	Paires de travail					
	- Ammoniac – charbon actif.					
Advantion physique	- Éthanol – charbon actif.					
Ausorption physique	- Gel de silice – eau.					
	- Zéolite – eau.					
	- Ammoniac – chlorure de métal.					
Adsorption chimique	 Hydrogène – hydrures de métal. 					
	- Eau – oxydes de métal.					
	- Gel de silice – eau et chlorures.					
	 Méthanol – gel de silice et chlorures. 					
Adsorption composite	- Ammoniac – chlorures et milieu poreux.					
	 Eau – zéolite et mousse d'aluminium. 					

Tableau I.3 : Couples courants de réfrigération par adsorption.

I.3.2.2. Refroidisseurs à adsorption disponibles sur le marché

Les refroidisseurs à adsorption disponibles dans le commerce sont présentés dans le Tableau I.4 [74]. Des spécifications des refroidisseurs à adsorption y sont décrites. Il est possible de sélectionner le refroidisseur approprié pour une technologie solaire et des conditions climatiques particulières afin de permettre le dimensionnement des installations.

Tableau I.4 : Aperçu des	refroidisseurs	à adsorption	thermique	disponibles	sur l	le marché	selon
Almasri et al. (2022) [74].							

Fabricant	Paire de travail	Capacité Froid (kW)	СОР	T ^{re} eau chaude (°C)	T ^{re} froid (°C)	Consommation électrique (W)
Fahrenheit [75,91]	Gel de silice Eau	13, 26, 29, 52, 65, 78, 91, 104.	0,53	75–95	21/8	147–2856
InvenSor [75,92]	Zéolite Eau	4, 18, 35–300.	0,50– 0,75	60–99	25/10	895–2865
Mitsubishi Plastics [77]	Zéolite Eau	10, 88, 175, 350.	_	50–80	15	1100 par 350
HIJC [93]	Gel de silice Eau	6,5–630.	0,20– 0,70	50–90	12–7	400 max
Mayekawa [94]	Gel de silice Eau	105–430.	0,45– 0,66	60–80	15	700–1850
Bry-Air [95]	Gel de silice Eau	35–1180.	0,51	52–93	20/3	600–1900
Lucy New Energy Technology Co., Ltd [96]	Gel de silice Eau	5, 10, 15, 30, 50.	0,40	80-85	15/10	750–1500

I.3.2.3. Performances des refroidisseurs solaires à adsorption

La réfrigération à adsorption fonctionne avec des sources de chaleur à basses températures provenant de l'énergie solaire ou de la chaleur résiduelle. Elle peut être appliquée tant dans le secteur domestique qu'industriel. Cette technologie gagne en importance pour la production de froid car ces systèmes sont favorables en termes de respect de l'environnement et de fiabilité, mais leur efficacité reste assez faible. Les activités de recherche sont donc toujours en cours dans ce domaine pour résoudre les problèmes techniques, de conception et de paramétrage afin d'améliorer leurs performances.

Zhai et Wang (2010) [97] ont étudié l'influence du dispositif de stockage de l'énergie calorifique dans les systèmes de refroidissement par adsorption solaire. Leurs résultats ont été obtenus à partir de la même machine à adsorption qui peut être commutée entre un système avec stockage et un système sans stockage de chaleur. Les auteurs ont constaté que le dispositif de stockage permet de réduire nettement les fluctuations de températures de l'eau chaude au niveau du générateur du refroidisseur. Le réservoir permet également un fonctionnement stable du système grâce à l'effet régulateur bien que l'absence de stockage présente les avantages d'une plus grande efficacité de la collecte solaire et d'un COP plus élevé [97].

Une étude réalisée par P. Sah *et al.*, (2015) [98] présente une revue sur les performances des systèmes de refroidissement par adsorption avec du gel de silice et du charbon actif comme adsorbants. Le Tableau I.5 résume les performances de quelques systèmes de refroidissement par adsorption rapportées par les auteurs. Il ressort clairement du tableau que les systèmes utilisant du gel de silice comme adsorbant ont un COP plus élevé que ceux qui emploient du charbon comme adsorbant.

Cependant, les applications de ces deux types de systèmes sont différentes. Le système avec gel de silice présente l'avantage d'une température de fonctionnement relativement basse [98].

Couple de travail	Reference	T ^{re} Evap. (°C)	T ^{re} Adsorption (°C)	СОР
Gel de silice / Eau	[99]	NA	80	0,45
	[100]	NA	82,5	0,39
Charbon Actif / Méthanol	[101]	-7	115	0,07
	[102]	-3	95	0,12
	[103]	-4	110	0,11
Fibre de Charbon Actif / Méthanol	[104]	-5	90	0,56
Charbon Actif/ Ammoniac	[105]	-20	NA	0,12
	[106]	0	NA	0,11
Carbone/ Ammoniac	[107]	0	100	0,43

 Tableau I.5 : Caractéristiques des systèmes de refroidissement par adsorption avec du gel de silice et du charbon comme adsorbants [98].

Les performances réelles d'un système de refroidissement par adsorption ont été simulés par Alahmer *et al.*, (2016) [108] dans différentes régions (Perth, Australie et Amman, Jordanie). Pour un refroidissement résidentiel avec une surface totale de capteurs thermiques paraboliques de 36 m², les résultats de la simulation sous TRNSYS ont montré que les deux villes ont un rayonnement solaire similaire pendant la période estivale et que le refroidisseur à adsorption solaire peut fournir un refroidissement fiable. Le COP moyen du système était de 0,49 pour Perth et de 0,47 pour Amman, tandis que la capacité de refroidissement aux heures de pointe était de 10,3 kW pour Perth et de 8,46 kW pour Amman. Les effets de quelques paramètres sur les performances comme l'inclinaison des capteurs le débit du système ont été analysés. La performance optimale a été atteinte lorsque le système fonctionne avec une inclinaison du capteur d'environ 30 °, un volume du réservoir de stockage d'eau de 1,4 m³, une température d'entrée d'eau chaude de 80 °C et un débit d'eau chaude de 0,33 kg/s. Une analyse économique a été réalisée par les auteurs et les résultats ont montré que le système de refroidissement solaire par adsorption peut réduire la consommation d'électricité des villes de Perth et d'Amman de 34 % et 28 % respectivement, par rapport à un système de refroidissement conventionnel à compression [108].

Pan *et al.*, (2019) [109] ont testé expérimentalement les performances d'un climatiseur à adsorption de 3 kW (gel de silice – eau) qui fournit directement de l'air froid pour la climatisation dans différentes conditions. Le travail s'est porté sur l'étude de plusieurs paramètres qui influent directement sur le COP du climatiseur à adsorption. Les résultats de l'étude ont montré que la puissance de refroidissement et le COP du climatiseur peuvent atteindre respectivement 4 kW et 0,63. Les auteurs ont prouvé qu'un débit d'eau chaude plus faible peut aider à réduire le décalage entre les opérations de chauffage et de refroidissement du lit d'adsorption et que le temps de demi-cycle optimal de ce climatiseur par adsorption est de 750 s. Pan *et al.*, affirment que les climatiseurs à adsorption qui fournissent directement de l'air frais atteignent un COP plus élevé par rapport à ceux qui fournissent de l'eau froide et ce, en raison de la température d'évaporation plus élevée [109].

Le principe de la technologie de réfrigération par adsorption en cascade est d'effectuer des processus de désorption/condensation et d'évaporation/adsorption à différents niveaux de température et de pression [110]. Abbaz *et al.*, (2020) [111] ont analysé le fonctionnement d'un cycle d'adsorption en cascade combinant un cycle zéolithe – ammoniac dans des lits fonctionnant à hautes températures et un cycle charbon actif – ammoniac dans des lits fonctionnant à basses températures. Dans les conditions thermiques nominales, le coefficient de performance et la capacité de réfrigération spécifique (CRS) du cycle étaient de 0,53 et 67 W/kg respectivement. Les auteurs ont affirmé que lorsque la température de conduite varie de 260 °C à 320 °C, le COP augmente de 57 % et la CRS de 36 %. Cette configuration du cycle d'adsorption permettrait d'exploiter au mieux le grand potentiel d'énergie solaire disponible dans les zones arides et semi-arides [111].

Liu *et al.*, (2021) [112] ont mené une expérience visant à évaluer l'effet du temps d'adsorption sur les performances d'un refroidisseur à adsorption qui utilise le gel de silice et l'eau comme couple de travail. La chaleur nécessaire à l'adsorption est fournie par un capteur solaire mono-axial de type parabolique. Les résultats expérimentaux ont révélé que le coefficient de performance du système a atteint son maximum (0,26) lorsque le temps d'adsorption était de 45 minutes. Un temps d'adsorption plus long entraînerait la détérioration des performances du système, car le système fonctionnerait à un rendement thermique inférieur. De plus, les auteurs ont effectué une comparaison des performances optimales du système utilisant du gel de silice et de celui utilisant la zéolite SAPO-34. Cette dernière possède une capacité d'adsorption de l'eau et peut être utilisée comme adsorbant. Il a été notable qu'au temps d'adsorption optimal de 45 minutes, le coefficient de performance du système de gel de silice – eau était presque le double de celui du système de zéolite SAPO-34 – eau. Généralement plus sensible au temps d'adsorption, le couple gel de silice – eau, a montré de meilleures performances par rapport au couple zéolite SAPO-34 – eau utilisé dans le système de refroidissement par adsorption solaire [112].

Dans un article récent publié par Mostafa *et al.*, (2022) [113], une optimisation d'un système de réfrigération par adsorption destiné à la conservation de produits agricoles a été réalisée en se basant sur les paramètres de conception pour obtenir les performances optimales du système. Le refroidisseur piloté par des capteurs thermiques à tubes sous vide a été simulé sous TRNSYS pour des conditions climatiques chaudes-humides et chaudes-arides. Les résultats rapportés ont indiqué qu'une surface optimale de capteurs solaires de 40 m², un volume de réservoir de stockage de 1,5 m³ et un débit de capteur de 1000 kg/h sont nécessaires pour atteindre une fraction solaire annuelle de 0,79 sous les conditions climatiques étudiées. Les auteurs ont affirmé que la température optimale de fonctionnement de la source de chaleur pour obtenir la fraction solaire la plus élevée pour les deux climats est de 75 °C à 80 °C, ce qui signifie que le système peut fonctionner avec une faible température de la source de chaleur. Cela indique que l'utilisation de capteurs thermiques à tubes sous vide n'est pas une condition sine qua non pour le bon fonctionnement de l'adsorption. D'après les performances annuelles du système, la fraction solaire et le COP augmentent avec la température de la chambre froide dans les deux conditions climatiques [113].

Les études sur les technologies de refroidissement solaire prouvent le potentiel et l'intérêt de ce domaine dans le cadre du processus de mise en œuvre de stratégies de décarbonisation. Elles peuvent mener vers l'adoption des solutions les plus efficaces pour contenir les changements climatiques. Une attention particulière doit être portée aux installations de refroidissement solaire, car elles représentent l'une des meilleures combinaisons possibles des technologies renouvelables actuelles et émergentes. La technologie dominante pour la climatisation reste actuellement le cycle de compression de vapeur électrique.
I.4. Les refroidisseurs à sorption pilotés par des capteurs hybrides PVT

Les systèmes de réfrigération solaire à sorption peuvent être alimentés par différents types de source de chaleur et de niveau de températures selon la technologie utilisée. Les systèmes d'absorption fonctionnent à des températures de 60 °C à 165°C avec un COP compris entre 0,50 et 0,73, et les systèmes d'adsorption fonctionnent quant 'à eux de 53 à 82°C mais avec un COP relativement plus faible, inférieur à 0,7 [114]. Pour la plupart de ces systèmes fonctionnant à une température inférieure à 100 °C, des capteurs solaires plats peuvent être utilisés, tandis que des capteurs solaires à concentration doivent être utilisés pour atteindre des températures supérieures à 100 °C.

Dans les sections précédentes, nous avons relaté quelques études qui ont traité les systèmes de réfrigération solaire pilotés par des capteurs thermiques plats, à tubes sous vide ou à concentration. Toutefois, l'usage des collecteurs hybrides PVT pour alimenter des refroidisseurs à sorption a suscité, à notre connaissance, peu d'intérêt. Si les conditions climatiques sont favorables, les capteurs PVT plats peuvent alimenter des refroidisseurs à adsorption. L'absorption quant à elle peut être pilotée par des capteurs CPVT pour garantir les niveaux de température nécessaires. L'avantage de l'utilisation du PVT est qu'il permet d'alimenter le refroidisseur en énergie thermique et de produire l'électricité essentiel au fonctionnement des pompes et des auxiliaires de la machine.

Nous présentons dans ce qui suit quelques études recensées dans la littérature qui ont traité la combinaison des capteurs PVT aux refroidisseurs à sorption.

Calise et al., (2012) [115] ont été parmi les premiers chercheurs à associer les collecteurs hybrides PVT aux refroidisseurs à sorption. Les auteurs ont prouvé le potentiel d'économies d'énergie de cette combinaison dans leur étude visant à produire de la chaleur et du froid tout au long de l'année. Les capteurs PVT étudiés fonctionnant jusqu'à 80°C et le refroidisseur était une machine à absorption dont le couple de travail est LiBr – eau. Les auteurs ont relevé que l'utilisation de l'énergie thermique est maximisée mais les productions thermique et électrique du PVT sont aléatoires, en fonction de la disponibilité du soleil. De ce fait, un système auxiliaire est toujours nécessaire pour le bon fonctionnement du système [115].

Une étude de cas publiée par Buonomano et al., (2018) [116] ayant analysé des combinaisons différentes de technologie de capteurs solaire PVT pour différentes zones météorologiques en comparant l'utilisation de refroidisseurs à adsorption et à absorption. Les résultats ont montré que pour les zones ensoleillées (climat méditerranéen), l'utilisation de capteurs CPVT offre de meilleures performances vue leur efficacité énergétique élevée. Inversement pour les régions moins baignées par le soleil (climat continental), le PVT à plaque plate en verre émaillé ou à faible émissivité en verre est beaucoup plus intéressant. Cette étude a également montré que la production PV est toujours plus rentable que celle de l'énergie thermique pour les prix de l'énergie nationaux considérés [116].

Herrando et al. (2019) [117] ont modélisé sur TRNSYS un système PVT pour répondre aux besoins de chauffage et de refroidissement d'un campus universitaire. L'eau chaude générée par les capteurs PVT peut être utilisée en été pour le fonctionnement des unités de refroidissement à absorption, couvrant 55 % de la demande de refroidissement. Le système proposé couvre 16 % supplémentaires de la demande en électricité. Après une analyse technico-économique, Les auteurs ont précisé que pour ce système, les capteurs PVT entrainent un temps de retour sur investissement deux fois plus court que les capteurs thermiques à tubes sous vide [117].

Les paramètres de performances d'un système PVT – Adsorption ont été étudiés par Hassan et al., (2020) [118] dans différentes conditions climatiques du Moyen-Orient. Les résultats de l'étude ont montré que l'efficacité totale moyenne du système (ratio entre les puissances frigorifique et électrique

générées et la puissance solaire reçue sur les capteurs) pour une journée typique de juillet est d'environ de 0,25, 0,29 et 0,27 respectivement à Alexandrie (Égypte), Dubaï (Émirats arabes unis) et Riyad (Arabie Saoudite), [118].

Dans un travail publié par Herrando et al., (2021) [119], les performances économiques réelles d'un système de refroidissement solaire par absorption (ammoniac – eau) piloté par des capteurs PVT plats ont été abordées. Les auteurs affirment que le système a un temps de retour sur investissement raisonnable de l'ordre de 14 ans. Ils ont aussi souligné que le coût élevé des capteurs PVT, ainsi que le prix considérablement plus bas de l'électricité conventionnelle, entravent le potentiel des systèmes qui remplacent les combustibles fossiles [119]. Néanmoins, l'absorption requiert des températures élevées à son bon fonctionnement, pour ce faire, le nombre de capteurs PVT en série sera important et de ce fait, la production photovoltaïque des capteurs PVT sera dégradée [55] et les performances du système seront fortement impactées [120].

Récemment, Gado *et al.*, (2023) [121] ont mis en œuvre un système combiné d'adsorption – électrolyse basé sur le PVT. Le système produit simultanément de l'hydrogène vert, du froid et de l'eau chaude dans les conditions météorologiques d'Alexandrie, en Égypte. L'électricité produite par les capteurs hybrides alimente l'électrolyseur pour la production d'hydrogène. La chaleur résiduelle des capteurs alimente l'unité d'adsorption en été, tandis qu'en hiver, elle est utilisée pour la fourniture d'eau chaude sanitaire. La simulation du système a montré que le COP quotidien moyen du refroidisseur à adsorption est de 0,47. Les résultats indiquent que le système produit annuellement du froid, du chauffage et de l'hydrogène pour 8282 kWh, 1723 kWh et 626 kg, respectivement [121].

I.5. Conclusion

La recherche bibliographique effectuée sur les différents systèmes PVT et sur les systèmes de sorption solaire combinés aux différents capteurs thermiques a relevé que :

- Une majorité des recherches disponibles dans la littérature se focalisent sur l'optimisation d'une seule technologie à la fois. Que ce soit pour le PVT seul ou pour les refroidisseurs à sorption, les résultats de simulations de systèmes et d'expérimentations obtenus sur la base des investigations scientifiques sont très satisfaisants.
- La technologie hybride PVT est à présent mature et arrive à gagner du terrain dans le marché solaire.
- La sorption solaire fait preuve de fiabilité, de rentabilité et assure un intérêt écologique évident.

Néanmoins, il est à souligner que la combinaison « PVT – Sorption solaire » n'a suscité que peu d'intérêt. Dans les études recensées concernant ce sujet, nous avons constaté que :

- Les installations ne sont pas autonomes et nécessitent un raccordement au réseau électrique pour l'alimentation des pompes et des auxiliaires de la machine à sorption.
- Ces systèmes ne peuvent pas être mis en œuvre pour des applications dans des régions isolées qui nécessitent une production d'énergie délocalisée. Dans certaines situations, une installation de panneaux photovoltaïques doit être rajoutée.
- Les optimisations systémiques des installations PVT sorption sont souvent partielles et ne prennent pas en compte les dynamiques réelles de la ressource énergétique et de la demande en froid.
- A notre connaissance, aucun travail expérimental de ce type d'installation n'a été signalé.

Ainsi dans cette thèse, un système de collecteurs hybrides PVT sera dimensionné et optimisé pour la production de froid par adsorption, destiné à la conservation de denrées agricoles périssables au Maghreb (climat méditerranéen). La recherche bibliographique effectuée nous a amené à conclure que plusieurs combinaisons de technologies renouvelables pourraient être des solutions adaptées à ce type de problèmes. Un système PVT – Adsorption en particulier aura le potentiel nécessaire pour répondre efficacement et durablement au besoin en froid de l'installation. Le générateur de l'adsorption sera alimenté par l'énergie calorifique générée par les capteurs hybrides. Les pompes et les auxiliaires seront alimentés par l'énergie électrique de ces mêmes collecteurs. Il en résultera un gain sur la surface dédiée à la production d'énergie et un gain économique conséquent comparé à la situation où la production d'énergie serait pilotée par des collecteurs thermiques et des panneaux photovoltaïques séparés. L'installation disposera d'un stockage de l'énergie thermique et sera secondée par une chaudière à biomasse. Elle aura pour contrainte principale l'autonomie sur toute l'année pour une production de froid répondant à un besoin de 12kW. Ce besoin en pointe est exprimé sur la période chaude et est proportionnel à la différence de température entre le local de stockage et la température extérieure. Une telle installation est illustrée par la Figure 1.15.

Dans une optique de développement durable, cette installation écologique combine des technologies renouvelables, respectueuses de l'environnement, fiables et performantes. Dans ce travail, une étude sur le capteur sera menée en premier lieu. Ensuite les différents sous-systèmes constituant l'installation globale PVT – Adsorption seront choisis en fonction de leurs adaptabilités et leurs efficacités, puis dimensionnés et optimisés dans le but de discuter et d'analyser les performances dynamiques réelles de l'installation sous des conditions climatiques variables.



Figure 1.15 : Image représentative de l'application de l'installation PVT – Adsorption.

CHAPITRE II. Etude sur le capteur PVT

II.1. Introduction

Plusieurs entreprises ont commercialisé les capteurs PVT. DualSun est un fabriquant français qui conçoit et commercialise des panneaux PV et des collecteurs PVT du même nom. Le capteur DualSun SPRING (Figure II.1) un des produits de la marque, est le premier collecteur hybride certifié. A ce jour, on dénombre plus de 6000 installations de cette marque au monde dont la plupart sont hybrides [122]. Ces installations sont appliquées au bâtiment pour la production d'eau chaude sanitaire et d'électricité. Elles peuvent aussi être mises en œuvre pour le préchauffage des piscines ou être associées à des pompes à chaleur. Les capteurs DualSun se distinguent des autres capteurs PVT par le fait qu'ils utilisent une géométrie d'échangeur en nappe [122]. Plusieurs recherches et études se sont penchées sur les systèmes qui intègrent ce type de capteur [55,121,123]. Il se révèle être l'un des panneaux solaire les plus performants pour des applications dans le bâtiment [55,123].

Les résultats des tests effectués sur les collecteurs PVT DualSun, leurs certifications ainsi que la disponibilité de leurs données de conception nous incitent à entreprendre nos travaux de recherche en utilisant ces capteurs.



Figure II.1 : Capteur PVT DualSun SPRING dernière génération, recto : cellules PV en silicium monocristallin ; Verso : échangeur thermiques en polypropylène ; laminé du capteur [122].

II.2. Design d'échangeur en nappe

Les performances des systèmes PVT dépendent de nombreux paramètres, parmi lesquels le type de fluide, l'isolation en face avant et arrière, la technologie PV, ou encore le choix des matériaux. La géométrie de l'échangeur joue un rôle majeur dans le transfert d'énergie thermique du module PV vers le fluide caloporteur. Le collecteur DualSun a un échangeur en nappe, sa lamination est réalisée en une seule étape pendant l'encapsulation des cellules au verre, avec pour double objectif de minimiser la résistance thermique entre le module photovoltaïque et l'échangeur et de limiter le nombre d'opérations industrielles. L'échangeur est laminé pendant le procédé de production du module photovoltaïque par un éthylène-acétate de vinyle (EVA) qui est déjà utilisé pour encapsuler les cellules entre le verre et la feuille arrière du module photovoltaïque. Toutes les caractéristiques photovoltaïques et thermiques des capteurs DualSun sont disponibles, leurs performances sont issues des essais de certification *Solar Key Mark* [124].

Pour déterminer la géométrie de l'échangeur la plus efficace en termes de performances, une étude numérique est menée en comparant les mêmes capteurs avec différentes géométries d'échangeur. Cela étant réalisé par l'analyse du refroidissement des modules PV ainsi que des rendements électrique et thermique des collecteurs.

Une large variété de capteurs avec différentes géométries d'échangeur est disponible sur le marché. Zondag *et al.*, (2003) [13] ont présenté une revue assez large de conceptions d'absorbeurs possibles pour les capteurs PVT. Les auteurs affirment que la conception en canaux offre le meilleur rendement global. La géométrie en nappe n'a, à l'époque, pas été considérée. Dans le cadre de ce travail, nous nous intéressons à la comparaison numérique sous STAR-CCM+ de trois designs d'échangeurs, en nappe, en canaux et en serpentin. A l'issue de la simulation des capteurs, la distribution de température du module PV de chaque collecteur est discutée et les rendements thermique et électrique sont évalués. Les résultats discutés et analysés permettront de déduire la géométrie la plus appropriée pour garantir l'uniformité du refroidissement des cellules photovoltaïques.

II.3. Modélisation du collecteur PVT

Pour ce travail, l'étude du modèle mathématique basée sur la résolution des bilans thermiques pour toutes les couches du collecteur hybride PVT en régime permanent permet d'obtenir les puissances et les performances thermiques et électriques du collecteur [125].

La chaleur stockée dans le capteur pouvant varier dans le temps, les équations (II.1) à (II.4) décrivent la variation temporelle des flux de chaleur à travers le capteur [125] :

$$\rho_{lam}\delta_{lam}C_{p,lam}\frac{\partial T_{lam}(x,y)}{\partial t} = (\tau_{\alpha} - \tau\eta_{el})G - q_{air,rad}(x,y) - q_{air,conv}(x,y) - q_{ca}(x,y) + \lambda_{lam}\delta_{lam}\left(\frac{\partial^2 T_{lam}(x,y)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_{lam}(x,y)}{\partial y^2}\right)$$
(II.1)

Avec :

$$\rho_{lam}\delta_{lam}C_{p,lam} = \rho_{cell}\delta_{cell}C_{p,cell} + \rho_g\delta_gC_{p,g}$$

$$A_{abs}\rho_{abs}\delta_{abs}C_{p,abs}\frac{\partial T_p(x,y)}{\partial t} = q_{ca}(x,y)A_{PV} - q_{ba}(x,y)A_{abs}$$
$$+\lambda_{abs}\delta_{abs}\left(\frac{\partial^2 T_p(x,y)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_p(x,y)}{\partial y^2}\right)A_{PV}$$
(II.2)

Dans le modèle, un ensemble d'équations légèrement simplifiées est utilisé du fait que les dérivées du second ordre par rapport à x sont ignorées, ce qui est permis, puisque le changement dans la direction x (le long du flux) est considérablement plus petit que la dérivée par rapport à y.

Dans l'équation (II.2), les surfaces respectives à chaque couche sont également indiquées afin de tenir compte de la surface de l'absorbeur qui est couverte par l'isolation, A_{abs} est égale à A_{PV} plus la surface supplémentaire couverte par l'isolation. Les variations de température du vitrage et de l'échangeur sont calculées à partir des expressions suivantes :

$$\rho_g \delta_g C_{p,g} \frac{\partial T_g(y)}{\partial t} = \bar{q}_{air,rad}(y) + \bar{q}_{air,conv}(y) - q_{sky,rad}(y) - q_{sky,conv}(y) \tag{II.3}$$

$$\left(L_1 L_2 L_3 \rho_f + v_{exch}\right) \frac{\partial T_{exch}}{\partial t} = q_{exch} L_2 L_3 - \dot{m} C_{p,f} \left(T_f(y-1) - T_f(y)\right) \tag{II.4}$$

Où L_1 est la largeur de l'échangeur au contact de l'eau dans la direction x, L_2 représente la longueur d'un segment de l'échangeur dans la direction y et L_3 représente la largeur de contact entre la feuille absorbante et l'échangeur. Les sept flux de chaleur apparaissant dans les équations (II.1) à (II.4) sont déterminés à partir des relations suivantes :

$$q_{exch} = \frac{L_1}{L_3} h_{exch} \left(T_p(x, y) - T_f(y) \right) \tag{II.5}$$

$$q_{sky,rad}(y) = F_{sky}\varepsilon_{topg}\sigma\left(T_g^4(y) - T_{sky}^4(y)\right) + F_{earth}\varepsilon_g\left(T_g^4(y) - T_a^4(y)\right) \tag{II.6}$$

$$q_{sky,conv} = h_{wind} \left(T_{topg}(y) - T_a \right) \tag{II.7}$$

$$q_{air,rad}(x,y) = \frac{\varepsilon_g \varepsilon_{lam}}{\varepsilon_g + \varepsilon_{lam} - \varepsilon_{topg} \varepsilon_{lam}} \left(T^4_{lam}(x,y) - T^4_g(y) \right)$$
(II.8)

$$q_{air,conv}(x,y) = h_c \left(T_{lam}(x,y) - T_g(y) \right)$$
(II.9)

$$q_{ca}(x,y) = h_{ca} \left(T_{lam}(x,y) - T_p(x,y) \right)$$
(II.10)

$$q_{ba}(x,y) = h_{ba}(T_{abs}(x,y) - T_a)$$
(11.11)

Le modèle en régime permanent présente une similitude totale avec le modèle dynamique, à l'unique différence que, dans les équations, toutes les dérivées par rapport au temps sont fixées à zéro. La résolution du bilan permet d'aboutir aux rendements thermique et électrique du capteur.

II.3.1. Rendement thermique

Le rendement thermique est le rapport entre la puissance calorifique récupérée par le collecteur et le rayonnement solaire. Le rendement thermique en régime permanent est calculé par l'équation suivante [13,125] :

$$\eta_{th} = \frac{\dot{m} C_{p,f} (T_{out} - T_{in})}{A_{PVT} G}$$
(11.12)

Le rendement thermique est déterminé en fonction du rayonnement solaire, de la température du fluide d'entrée et de la température ambiante. Le ratio $((T_{in} - T_a)/G)$ est noté température réduite, η_{th} est exprimé en fonction de la température réduite et des coefficients de test de standardisation comme suit :

$$\eta_{th} = a_0 - \alpha_1 \frac{(T_{in} - T_a)}{G} \tag{II.13}$$

Ou :

$$\eta_{th} = a_0 - a_1 \frac{(T_m - T_a)}{G} - a_2 \frac{(T_m - T_a)^2}{G}$$
(II.14)

Avec :

$$T_m = \frac{(T_{out} + T_{in})}{2}$$

II.3.2. Rendement électrique

Le rendement électrique est le rapport entre la puissance électrique générée par le collecteur et le rayonnement solaire. Le rendement électrique en régime permanent est calculé par l'équation suivante [13,125] :

$$\eta_{el} = \frac{P_{el}}{A_{PVT} G} \tag{II.15}$$

En fonction de la température moyenne des cellules PV, η_{el} diminue lorsque cette température devient supérieure à une température de référence :

$$\eta_{el} = \eta_0 \left(1 - \beta \left(T_{PV} - T_{STC} \right) \right) \tag{II.16}$$

Avec :

$$\eta_0 = \frac{(I_{mpp} V_{mpp})}{A_{PVT} G}$$

Le rendement électrique peut également être exprimé en fonction du rendement nominal et de la température réduite par l'expression suivante :

$$\eta_{el} = \eta_0 - \alpha_2 \frac{(T_{in} - T_a)}{G}$$
(11.17)

II.4. Simulation du collecteur PVT avec différentes géométries d'échangeur

A partir de la modélisation mathématique du collecteur PVT, le même capteur avec trois géométries différentes d'échangeur (en nappe, en canaux et en serpentin) a été simulé en utilisant le logiciel de simulation STAR-CCM+.

II.4.1. Présentation du logiciel STAR-CCM+

SIMCENTER STAR-CCM+ est un logiciel multiphysique de dynamique des fluides numérique CFD (*computational fluid dynamics*) qui permet aux ingénieurs de modéliser des géométries complexes et d'explorer les possibilités des produits fonctionnant dans des conditions réelles. La CFD est un ensemble de méthodes numériques permettant d'obtenir une solution approximative d'un problème de dynamique des fluides et/ou de transfert thermique. Les équations résolues par des méthodes numériques aboutissent à des solutions approximatives. Une meilleure précision du résultat est obtenue en augmentant le nombre d'itérations et en affinant le maillage, ce qui nécessite un

processeur très performant et une grande mémoire de calcul. Grâce au développement des méthodes numériques et à des calculateurs de plus en plus puissants avec une grande capacité de mémoire, la CFD permet d'avoir des solutions plus précises.

STAR-CCM+ permet de simuler avec précision et efficacité le transfert de chaleur dans un milieu ou entre des milieux. Avec la conduction, la convection, le rayonnement, le transfert de chaleur conjugué et l'ébullition, STAR-CCM+ offre une suite complète de physique du transfert de chaleur dans un seul logiciel CFD pour prédire avec précision les distributions de température dans les fluides et les solides. La technologie multi-échelle de temps et le maillage sophistiqué des fluides et des solides permettent d'exécuter rapidement des problèmes complexes, même avec des échelles de temps très différentes dans la dynamique des fluides et la dynamique thermique des solides.

Une solution à ces équations aux dérivées partielles peut être calculée numériquement sur un domaine discrétisé par l'application de différentes méthodes :

- Méthode aux différences finies ;
- Méthode aux éléments finis ;
- Méthode aux volumes finis.

La méthode des différences finies met en jeu les approximations des dérivées intervenant dans les équations à l'aide du développement en série de Taylor. Les méthodes des volumes finis et des éléments finis exploitent des approximations d'intégrales. Toutefois, la méthode des volumes finis se base directement sur la forme dite forte (qui considère toutes les conditions aux limites) de l'équation à résoudre, contrairement à celle des éléments finis qui quant à elle se fonde sur une formulation faible de l'équation (la solution est décomposée sur une base de fonctions tests). La majorité des codes de calculs en CFD utilisent la méthode aux volumes finis, pour des formes acceptables. Les termes de flux sont évalués aux interfaces entre les volumes. Cette méthode est conservative, donc parfaitement adaptée à la résolution des lois de conservation.

Les étapes de la résolution sur STAR CCM+ sont :

- 1. Réalisation de la géométrie en 2D ou 3D avec la CAO (Conception assistée par Ordinateur). Les formats couramment utilisés sont STEP (*Standardized Exchange of Product*) et IGES (*Initial Graphics Exchange Specification*).
- 2. Génération du maillage : sa bonne qualité est essentielle à la convergence des résultats. Le maillage doit être suffisamment lisse et d'une bonne résolution pour augmenter la précision de la solution.

- Les composants du maillage sont :

- « Cell » : volume de contrôle divisant la géométrie ;
- *« Face »* : frontière d'un volume de contrôle où sont définies les conditions aux limites ;
- *« Edge »* : frontière d'une face ;
- « *Node* » : point de maillage ;
- « Zone » : groupes de nœuds, de faces et/ou de volumes de contrôles.
- Les différents type de maillage sont :

- Maillage structuré (quadra/hexa), qui est généré en reproduisant plusieurs fois une maille élémentaire. Ce maillage est économique en nombre d'élément et permet de réduire le risque d'erreurs numériques. Toutefois, il est difficile à générer pour des géométries complexes.
- Maillage non structuré (tri/tétra), il est généré arbitrairement sans aucune contrainte quant aux dispositions des éléments. Ce maillage maintient la bonne qualité des éléments pour toutes les géométries. Cependant, il impose un nombre de mailles élevé et nécessite une grande capacité de stockage.
- Maillage hybride est quant à lui généré par un mélange d'éléments de différents types. Il bénéficie des avantages des maillages structurés et non structurés.
- 3. Déclaration des conditions aux limites, en sélectionnant les interfaces de la géométrie concernées.
- 4. Choix du modèle pour la simulation, en sélectionnant les paramètres nécessaires pour réaliser la simulation du phénomène physique étudié (par exemple, caractère stationnaire ou instationnaire, caractère compressible ou incompressible).
- 5. Simulation. Le logiciel procède par itération pour converger vers une solution, l'observation des résidus en fonction des itérations permet de savoir si la solution est bien convergée. Les résidus donnent une idée globale de la convergence d'une simulation mais ce qui n'est pas toujours suffisant.

II.4.2. Paramètres de simulation

La réalisation de la géométrie des trois collecteurs PVT avec les différentes conceptions d'échangeur s'est faite sur la base d'un collecteur en silicium monocristallin de dimensions : 0,2X0,1 m² et composé successivement des couches de verre, du module PV, de l'adhésif, d'une feuille absorbante, de l'échangeur et d'une isolation.

Chaque capteur se distingue par le design de son échangeur, les trois conceptions considérées sont illustrées dans la Figure II.2, Figure II.3 et la Figure II.4.



Figure II.2 : Echangeur en nappe.



Figure II.4 : Echangeur en serpentin.

Afin de tenir compte de l'influence de la géométrie de l'échangeur, les paramètres physiques des collecteurs PVT ainsi que les conditions de simulation sont les mêmes pour les trois cas de figure :

- Le fluide caloporteur est l'eau, supposée incompressible ;
- Capacité thermique de 4180 J/kg/K ;
- Débit massique de 5 kg/h ;
- Le matériau absorbant est le cuivre ;
- Les bords latéraux sont supposés adiabatiques ;
- Flux solaire incident normal de 1000 W/m²;
- Vitesse du vent de 1 m/s ;
- Température ambiante de 15 °C ;
- Température d'entrée de l'eau varie de 15°C à 55 °C d'une simulation à l'autre.

Les paramètres de conception des trois échangeurs sont résumés dans Tableau II.1.

Tableau II.1 : Paramètres de conception des échangeurs simulés.			
Figure II.2 : Echangeur en nappe.	Dimension de l'entrée et de la sortie de l'eau : 4mmX4mm. Epaisseur de la nappe : 4mm. Entretoises : 4 à l'entrée, 4 à la sortie de 20mmX4mm.		
Figure II.3 : Echangeur en canaux.	Dimension de l'entrée et de la sortie de l'eau : 6mmX4mm. Nombre des canaux : 5 de 4mmX4mm. Longueur des canaux : 200mm.		
Figure II.4 : Echangeur en serpentin.	Dimension de l'entrée et de la sortie de l'eau : 7mmX4mm. Longueur du serpentin : 823mm.		

II.5. Résultats et discussions

II.5.1. Distributions de la température pour le fluide et pour le module PV

Pour une température d'entrée du fluide de 15°C, les températures de sortie du fluide pour le collecteur PVT en nappe d'eau, en canaux d'eau et en serpentin sont respectivement 16,72 °C, 16,67 °C et 16,63 °C. Les résultats de simulations pour les trois collecteurs PVT sont illustrés dans les Figure II.5-Figure II.11.



















Figure II.9 : Champ de température du module PV pour l'échangeur en nappe.



Figure II.10 : Champ de température du module PV pour l'échangeur en canaux.



Figure II.11 : Champ de température du module PV pour l'échangeur en serpentin.

• Conception en nappe d'eau

Pour le collecteur avec l'échangeur en nappe d'eau, le champ de vitesse du fluide et sa température ainsi que la température du module PV sont illustrés respectivement dans la Figure II.5, la Figure II.6 et la Figure II.9. Pour cette conception, la température du fluide à la sortie est plus élevée que celles des autres configurations considérées (Figure II.6). Dans ce cas, la distribution de la vitesse d'écoulement du fluide (Figure II.5) explique la variation de la température. En effet, la section par laquelle le fluide circule varie significativement à l'entrée et à la sortie de l'échangeur, ce qui entraîne une augmentation de la vitesse du fluide. Il convient de noter que cette vitesse à la sortie atteint son maximum. Par conséquent, la distribution de la température du fluide influe sur le champ de température du module PV (Figure II.9). Il serait souhaitable d'apporter des modifications à la configuration géométrique dans le logiciel afin de minimiser la génération de tourbillons.

• Conception en canaux

Pour le collecteur avec l'échangeur à canaux, la distribution de la température du fluide le long de l'échangeur ainsi que la température du module PV sont illustrées dans la Figure II.7 et la Figure II.10 respectivement. Pour cette conception, un refroidissement uniforme du module PV (Figure II.10) est observé. Cela est dû à la conformité de l'écoulement du fluide à l'intérieur des canaux (Figure II.7). De plus, il a été noté que pour cette géométrie, le transfert de chaleur se produit également entre les canaux. Par ailleurs, il est important de souligner que la distribution de la température du fluide ne change pas significativement d'un canal situé aux bords du capteur à un autre se trouvant à son centre, contrairement à la température du module PV qui est toujours plus élevée au centre du capteur. Une amélioration du refroidissement des cellules PV pourrait être obtenue en augmentant le nombre de canaux.

• Conception en serpentin

Pour ce cas de figure, la distribution de la température du fluide le long de l'échangeur ainsi que la température du module PV sont illustrées dans Figure II.8 et Figure II.11 respectivement. Pour cette conception, la température de sortie du fluide (Figure II.8) est la plus faible des trois collecteurs. En conséquence, la température du module PV (Figure II.11), est aussi la plus faible, ce qui confère à cette conception le rendement électrique le plus élevé et le rendement thermique le plus bas dans ces conditions de simulation adaptées. Une étude des performances est indispensable afin de discuter le compromis entre les rendement thermique et électrique des capteurs.

II.5.2. Discussion des performances

Les performances des capteurs PVT dépendent de la température d'entrée de l'eau, de la température ambiante et de l'irradiation solaire (équations (II.13) et (II.17)). Afin de représenter les variations normales des performances thermique et électrique de chaque conception considérée, une température constante du fluide à l'entrée du collecteur a été fixée pour chaque simulation à 15 °C comme point de départ. Puis, la valeur de la température du fluide à l'entrée du capteur PVT a été variée de 15 °C à 65 °C avec un pas de 5 °C d'une simulation à l'autre. Les autres paramètres de simulation restent inchangés pour les trois configurations d'échangeur et pour toutes les simulations lancées. Les résultats obtenus sous STAR-CCM+ sont présentés dans la Figure II.12 et la Figure II.13. Les résultats de simulation de la variation des rendements thermiques et électriques des différents capteurs PVT en fonction de la température réduite sont validés par les résultats expérimentaux de Kim *et al.*, (2012) [126] qui ont obtenu les mêmes ordres de grandeur de rendements thermique et électrique dans leur étude comparative de capteurs PVT couverts et non-couverts.



Figure II.12 : Evolution du rendement thermique des collecteurs PVT en fonction de la température réduite pour les différentes conceptions d'échangeur.



Figure II.13 : Evolution du rendement électrique des collecteurs PVT en fonction de la température réduite pour les différentes conceptions d'échangeur.

• Rendement thermique

Les courbes normatives de la Figure II.11 qui décrivent la corrélation entre le rendement thermique et la température réduite, conduisent à l'écriture des équations (II.18), (II.19) et (II.20) :

Pour la nappe d'eau :

$$\eta_{th} = 0.46 - 4,06 \ \frac{(T_{in} - T_a)}{G} \tag{II.18}$$

Pour les canaux :

$$\eta_{th} = 0.42 - 3,77 \ \frac{(T_{in} - T_a)}{G} \tag{II.19}$$

Pour le serpentin :

$$\eta_{th} = 0.40 - 3.72 \ \frac{(T_{in} - T_a)}{G} \tag{II.20}$$

À partir de ces expressions, il peut être remarqué que le rendement thermique baisse en fonction de l'augmentation de la température réduite pour tous les cas considérés. Il est à souligner que les rendements thermiques nominaux à la température réduite nulle sont de : 0,46, 0,42 et 0,40 et que les coefficients de pertes sont de -4,06, -3,77 et -3,72, respectivement pour la conception en nappe d'eau, en canaux et en serpentin. On en déduit que la conception d'échangeur en nappe offre le rendement thermique le plus élevé pour toutes les valeurs de températures réduites.

• Rendement électrique

Les courbes normatives de la Figure II.13 qui décrivent la corrélation entre le rendement électrique et la température réduite, conduisent à l'écriture des équations (II.21), (II.22) et (II.23) :

Pour la nappe d'eau :

$$\eta_{el} = 0.1329 - 0.1288 \frac{(T_{in} - T_a)}{G} \tag{II.21}$$

Pour les canaux :

$$\eta_{el} = 0.1334 - 0.1047 \, \frac{(T_{in} - T_a)}{G} \tag{II.22}$$

Pour le serpentin :

$$\eta_{el} = 0.1340 - 0.0910 \ \frac{(T_{in} - T_a)}{G} \tag{II.23}$$

La puissance en courant continu du capteur PVT croit en fonction de l'augmentation du rayonnement solaire, et la production d'électricité s'améliore lorsque la température du fluide d'entrée est au plus bas. Cela indique que la température du fluide d'entrée du collecteur PVT affecte celle du module PV. Les rendements électriques nominaux à la température réduite nulle sont de : 0,1329, 0,1334 et 0,1340, respectivement pour le design en nappe, en canaux et en serpentin. Leurs coefficients de pertes sont respectivement de -0,1288, -0,1047 et -0,0910. La conception en serpentin a un rendement thermique inférieur à celui des autres géométries proposées mais un rendement électrique légèrement plus élevé.

II.6. Conclusion

Ce chapitre analyse les performances thermique et électrique de trois capteurs PVT avec différentes géométries d'échangeur en nappe, en canaux et en serpentin. Les conclusions suivantes peuvent être avancées :

- La modélisation du collecteur PVT indique que son rendement thermique dépend de la variation du rayonnement solaire, de la température ambiante et de la température d'entrée de l'eau. Le rendement électrique du collecteur varie quant à lui en fonction du rayonnement solaire et de la température des cellules PV.
- Les résultats des simulations des trois configurations d'échangeur pour les collecteurs PVT étudiés montrent que les paramètres de conception du capteur influent sur son efficacité.
- L'analyse des performances indique que le collecteur PVT avec la conception d'échangeur en nappe donne les rendements thermique et global les plus élevés. Son rendement global est supérieur de 6,6 % à celui du collecteur PVT avec échangeur à canaux et de 5,9 % à celui du collecteur PVT avec échangeur en serpentin. En ce qui concerne le rendement électrique, le collecteur en serpentin n'est que de 0,5 % et de 0,2 % plus efficace que les collecteurs avec échangeur en nappe et à canaux respectivement.
- La géométrie en nappe présente une plus grande surface d'échange par rapport aux autres géométries, ce qui assure un meilleur transfert de chaleur et lui confère un rendement total plus élevé.
- Les performances élevées des collecteurs avec échangeur en nappe nous ont conduit à choisir d'intégrer les collecteurs hybrides DualSun, dans notre système de production de froid solaire.

CHAPITRE III. Etude sur le système PVT – Adsorption

III.1. Introduction

Il a été observé que dans la région du Maghreb, ainsi que dans d'autres régions présentant des caractéristiques climatiques similaires, la préservation des produits agricoles périssables nécessite l'utilisation d'installations climatisées pour une conservation optimale. La plage de température de stockage recommandée pour ces produits se situe généralement entre 4°C et 8°C. Dans ces zones, où les températures élevées peuvent entraîner une détérioration rapide des produits agricoles, le recours à des installations de stockage climatisées pour prévenir la croissance bactérienne et la détérioration accélérée, tout en préservant leurs caractéristiques organoleptiques s'avère essentiel.

Les machines frigorifiques à sorption se distinguent comme une solution adaptée à cette problématique, car les températures de refroidissement générées par ces systèmes correspondent aux températures de préservation des produits agricoles. Les refroidisseurs à sorption exploitent le principe de l'adsorption, dans lequel un matériau absorbant (ou sorbant) est utilisé pour capter et libérer de la chaleur en fonction des variations de pression et de température. Ce processus permet de générer des niveaux de refroidissement adéquats pour maintenir les températures de stockage requises pour les produits agricoles sensibles. Les machines frigorifiques à sorption se distinguent également par leur efficacité énergétique, leur faible impact environnemental et leur adaptabilité aux sources de chaleur disponibles dans ces régions.

Ce travail vise à dimensionner et optimiser un système PVT pour la production de froid par adsorption destiné à la conservation de produits agricoles périssables. La contrainte principale est que l'installation doit être autonome tout au long de l'année pour une puissance frigorifique requise de 12 kW. Ce besoin exprimé en période de pointe est proportionnel à la différence de température entre le local de stockage et la température extérieure. L'objectif de cette étude sera d'analyser un système PVT – Adsorption avec un stockage d'énergie afin de fournir une production stabilisée et d'augmenter la couverture solaire. Il est donc nécessaire de définir une méthodologie pour trouver la solution optimale (qui représentera un compromis au vu des différentes contraintes technico-économiques et du besoin exprimé) pour le besoin défini.

III.2. Description de l'installation PVT – Adsorption

L'installation étudié (illustré dans la Figure III.1) englobe un assemblage comprenant le champ de capteurs hybrides photovoltaïques thermiques, le refroidisseur à adsorption ainsi que l'appareillage de stockage d'eau chaude. Bien que le système puisse être assisté par une chaudière alimentée en biomasse pour contrer l'intermittence inhérente à l'énergie solaire, nous nous mettrons dans une situation désavantageuse, en l'absence de la chaudière à biomasse pour explorer la véritable contribution énergétique du système PVT – Adsorption dans ces circonstances.

Le cœur de cette étude réside dans le dimensionnement et l'optimisation du champ de capteurs PVT, assurant la réponse aux besoins de refroidissement. Après une estimation préalable des capteurs requis, une simulation exhaustive sur l'ensemble de l'année a été mise en œuvre au moyen de l'outil TRNSYS. Cette démarche prend en considération les fluctuations réelles du climat, la génération effective d'énergie thermique par les capteurs, ainsi que la variation réelle des performances du refroidisseur à adsorption.

L'objectif principal du dimensionnement du champ de capteurs PVT est de garantir une couverture adéquate des besoins en refroidissement. Ceci implique une évaluation rigoureuse des paramètres tels que la superficie de capteurs nécessaire, les caractéristiques thermiques spécifiques des matériaux utilisés, les taux de conversion énergétique et le rendement global du système. À travers cette étude,

il est possible d'obtenir un schéma de capteurs optimal, adapté à la fois aux demandes thermiques du système et des conditions climatiques propres à la région étudiée.

La simulation à l'aide de TRNSYS permet de modéliser le comportement dynamique du système tout au long de l'année. A partir des variations saisonnières de l'irradiance solaire, des fluctuations de la température extérieure et des exigences changeantes de refroidissement, nous obtenons l'évolution des performances des collecteurs et du refroidisseur à adsorption [116,117].



Figure III.1 : Schéma de l'installation PVT – Adsorption proposée.

III.3. Dimensionnement du système PVT – Adsorption

La conception du système implique la sélection de technologies appropriées et efficaces afin de répondre aux exigences de refroidissement. De plus, il est essentiel d'estimer le nombre de collecteurs de manière à garantir une couverture optimale tout en minimisant la surface utilisée.

Lors du dimensionnement du système, il est primordial de choisir les technologies qui conviennent le mieux aux besoins spécifiques de refroidissement. Cela implique d'évaluer attentivement les options disponibles en fonction de facteurs tels que l'efficacité énergétique, les coûts opérationnels et les considérations environnementales. Une approche soigneuse assurera que le système sera capable de maintenir des températures idéales tout en optimisant la consommation d'énergie.

En ce qui concerne les collecteurs, il est crucial d'estimer correctement la surface de captage afin de permettre une distribution uniforme et efficace du refroidissement. Un taux de couverture adéquat doit être atteint pour s'assurer que toutes les zones nécessitant du refroidissement soient couvertes. Cependant, il est également important de minimiser la surface occupée par les collecteurs, car une empreinte réduite peut permettre une utilisation plus efficace de l'espace disponible.

En somme, le dimensionnement du système de refroidissement repose sur une sélection judicieuse des technologies appropriées et sur une estimation précise de la surface totale occupées par les collecteurs. Cela garantit non seulement une réponse efficace aux besoins de refroidissement, mais aussi une utilisation efficiente des ressources disponibles. Une approche réfléchie dans le dimensionnement contribue à l'efficacité énergétique, à la durabilité et à la performance globale du système.

III.3.1. Choix du couple de travail pour la machine d'adsorption

Les systèmes de refroidissement à adsorption reposent sur des combinaisons spécifiques d'adsorbants et d'adsorbats. Dans ce contexte, les associations couramment utilisées comprennent le gel de silice avec de l'eau, ainsi que le charbon actif en association avec le méthanol ou l'ammoniac. Dans cette installation particulière, le couple adsorbant/adsorbat choisi est le gel de silice avec l'eau. Ce choix repose sur plusieurs avantages, dont sa disponibilité sur le marché, son coût abordable et son coefficient de performance (COP) compétitif, évalué entre 0,20 et 0,65, pour une plage de températures de chauffage allant de 55 à 95 °C [127].

Les températures mentionnées correspondent également aux plages de fonctionnement typiques des systèmes photovoltaïques thermiques (PVT). Il convient de noter que maintenir ces températures en dessous de 75°C est particulièrement souhaitable, dans le but de préserver l'efficacité de la production électrique des cellules photovoltaïques [55].

Le couple adsorbant/adsorbat gel de silice/eau possède des propriétés favorables pour les applications de refroidissement à adsorption. Le gel de silice, sous forme d'adsorbant, est capable de capturer l'eau dans un processus d'adsorption à des températures relativement basses. Lorsque la température augmente, l'adsorbat (l'eau) est libéré du gel de silice, entraînant un refroidissement dans le système. Cette réaction d'adsorption et de désorption permet de créer des cycles de refroidissement, formant ainsi la base du fonctionnement des refroidisseurs à adsorption.

Le COP, qui exprime la performance d'un système de refroidissement, est le rapport entre les chaleurs extraite et fournie [66]. Un COP plus élevé indique une efficacité accrue du système de refroidissement. Dans ce cas, le couple gel de silice/eau offre un COP compétitif dans la plage de températures spécifiée, ce qui le rend approprié pour les besoins de l'installation étudiée. Ce couple offre une solution robuste pour répondre aux besoins de refroidissement tout en optimisant les performances du système global.

III.3.2. Choix du collecteur PVT

Les capteurs PVT sélectionnés pour cette installation sont des modules plats DualSun du type "WISC" (*Wind and Infrared Sensitive Solar Collector*), qui intègrent un échangeur thermique en contact avec la face arrière du module photovoltaïque de type cristallin. Ce modèle de capteurs représente une part importante, dépassant les deux tiers, des modules disponibles sur le marché du solaire hybride PVT, d'après les travaux de Zenhäusern *et al.*, (2017) [33]. L'approche adoptée par les capteurs DualSun met en avant un échangeur en nappe, une configuration qui revêt une amélioration significative dans le transfert d'énergie thermique du module PV vers le fluide caloporteur.

Comme abordé dans le chapitre précédent, la conception en nappe de l'échangeur assure un transfert de chaleur plus efficace, contribuant ainsi à optimiser le rendement global du système. Pour illustrer cette configuration, une vue en coupe du laminé du capteur est présentée dans la Figure III.2. Toutes les caractéristiques essentielles, thermiques et photovoltaïques, des capteurs DualSun, sont exhaustivement documentées et regroupées respectivement dans le Tableau III.1 et le Tableau III.2.



Figure III.2 : Module hybride DualSun - Vue en coupe.

Tableau III.1 : Caractéristiques thermiques du capteur DualSun (Performances issues des tests decertification Solar Keymark [124]).

Surface de l'absorbeur	1,635 m ²				
Volume	5 I				
Pression de fonctionnement maximale	1,5 bars				
	Portrait	Paysage			
Pertes de charge du panneau (Pa // mmCE)	95 // 6	167 // 17	,	Jusqu'à 32 l/h	
	461 // 47	961 // 98		Jusqu'à 100 l/h	
Entrée / sortie hydraulique	Raccordement DualQuickfit				
	Non-couvert		Couv	Couvert	
Température de stagnation	70 °C		56 °C		
Rendement optique a_0	58,9 %		58,2	%	
Coefficient <i>a</i> ₁	16,0 W/K/m²*		10,8	W/K/m²*	
Coefficient <i>a</i> ₂	0 W/m²K²*		•		
*Les coefficients a_1 at a_2 sont issue des	*Les coefficients a_1 , a_2 , et a_3 , sont issus des essais de certification EN 9806:2017 pour les canteurs				

*Les coefficients a_0 , a_1 et a_2 sont issus des essais de certification EN 9806:2017 pour les capteurs solaires réalisés par KIWA pour une vitesse de vent u=1 m/s.

Tableau III.2 : Caractéristiques photovoltaïques du capteur DualSun (Performances issues des tests de certification Solar Keymark [124]).

Nombre de cellules	60	
Type de cellule	Monocristallin PERC	
	Non-couvert	Couvert
Rendement du module PV	18,3%	19,1%
Tension à la puissance maximale V_{mpp}	32,6 V	33,2 V
Intensité à la puissance maximale I_{mpp}	9,19 A	9,31 A
Tension en circuit ouvert Voc	39,9 V	40,3 V
Intensité de court-circuit I _{sc}	9,77 A	9,88 A
Tolérance de puissance de sortie	0 / + 5 W	
Tension maximale	1000 V DC	
Courant inverse maximal	20 A	
Coefficient de température Tension $\mu_{V,oc}$	-0.29 % /°C	
Coefficient de température Intensité $\mu_{I,sc}$	0.05 % /°C	
Coefficient de température Puissance $\mu_{P,mpp}$	-0.39 % /°C	

III.3.3. Dimensionnement du champ de capteurs PVT

Le nombre estimé de capteurs à installer est calculé en utilisant un COP moyen d'adsorption gel de silice/eau de 0,3 et à partir des caractéristiques thermiques des capteurs PVT. Pour répondre à une demande de froid en pointe de 12 kW, la puissance thermique à installer est de 40 kW (calculée à partir de la formule de l'équation (III.1)).

$$COP = P_{cold} / P_{th} \tag{111.1}$$

Il convient de noter que les performances réelles des capteurs solaires dépendent majoritairement de la température de l'air ambiant et du rayonnement solaire. Dans les conditions de test standards (STC), à savoir un rayonnement solaire de 1 kW/m², une température ambiante de 25 °C et une vitesse du vent de 1 m/s, un capteur hybride DualSun isolé génère une puissance thermique de 510 W pour une température de fonctionnement de l'eau de 50 °C et une puissance électrique de 310 Wc. La puissance thermique fournie par chaque capteur permet d'estimer le nombre de capteurs à installer, soit 81 capteurs hybrides couvrant une surface totale de 132,5 m². En plus de la puissance thermique de 40 kW générée par ce champ solaire, une production électrique de 25 kWc sera atteinte.

III.4. Modèle de simulation

Dans cette étude, le logiciel TRNSYS 17 (Transient Systems Simulation Program), qui applique une approche quasi-dynamique [128], est utilisé pour simuler le système. Un certain nombre de boites grises appelées "TYPE" existent dans la base de données et sont régies par des modèles mathématiques [128]. Après avoir défini chaque TYPE, l'utilisateur peut définir des couplages en reliant les entrées de certains aux sorties d'autres, qui seront calculées par pas de temps. Un exemple du système est illustré dans Figure III.3 et montre les liens entre les entrées et les sorties des différents blocs de ce système à optimiser.



Figure III.3 : Exemple de schéma d'installation sur TRNSYS.

La modélisation mathématique des composants du système proposé (Figure III.3) est décrite cidessous :

III.4.1. Données climatiques (TYPE 109)

TRNSYS permet de générer des données météorologiques horaires pour une région sélectionnée dans le monde, à partir de données réelles tout au long de l'année [128]. Le TYPE de données météorologiques (*Meteonorm*) génère des données (typiques moyennées sur 20 ans) de rayonnements direct, diffus et réfléchi sur le plan horizontal, la température ambiante ainsi que la vitesse du vent. Les données climatiques d'Alger, Algérie (36°41' N ; 3°12' E) TM2 (*Typical Meteorological Year*) sont définies à partir de ce TYPE.

Le rayonnement global sur une surface inclinée est calculé en évaluant et en ajoutant les composantes des rayonnements direct, diffus et réfléchi sur une surface inclinée [116,117].

La contribution du rayonnement direct sur une surface inclinée $(Ir_{b,t})$, (dans des intervalles de temps courts) peut être calculée en utilisant le facteur géométrique s_b en fonction de l'angle d'incidence du rayonnement sur la surface inclinée (θ) et l'angle du zénith solaire (θ_z) comme suit :

$$s_b = \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z} \tag{III.2}$$

Avec :

$$\cos\theta = \cos\theta_z \cos\theta_c + \sin\theta_z \cos(\gamma_s - \gamma) \sin\theta_c \tag{III.3}$$

Où θ_c représente l'inclinaison de la surface définie comme l'angle entre la surface et l'horizontale, tandis que γ est l'azimut de la surface ou l'angle entre la projection de la normale à la surface dans le plan horizontal et le méridien local. La convention de signe pour l'azimut de la surface (γ) est identique à celle de l'azimut solaire (γ_s) (zéro face à l'équateur, positif à l'ouest, négatif à l'est). L'inclinaison est mesurée comme une valeur positive lorsqu'elle est inclinée dans la direction de la spécification de l'azimut.

Le rayonnement direct sur une surface inclinée est alors calculé comme suit :

$$Ir_{b,t} = Ir_b \cdot s_b \tag{11.4}$$

La contribution du rayonnement réfléchi sur une surface inclinée $(Ir_{g,t})$ est calculée en supposant que le sol agit comme un réflecteur isotrope et en définissant s_r comme le rapport du rayonnement réfléchi sur une surface inclinée au rayonnement total sur une surface horizontale (Ir_T) :

$$s_r = 0.5 \left(1 - \cos \theta_c\right) r_g \tag{III.5}$$

$$Ir_{g,t} = Ir_T \cdot s_r \tag{III.6}$$

Où r_a représente la réflexivité du sol et θ_c est l'inclinaison de la surface.

La contribution du rayonnement diffus sur une surface inclinée ($Ir_{d,t}$), est déterminée en utilisant le modèle du ciel isotrope qui suppose que le rayonnement diffus est uniformément réparti sur

l'ensemble de la voûte céleste. Un facteur s_d , représente le rapport du rayonnement diffus sur une surface inclinée à celui sur une surface horizontale, est donné par :

$$s_d = 0.5 \left(1 + \cos\theta_c\right) \tag{11.7}$$

Ainsi, le rayonnement diffus sur une surface inclinée, en supposant un ciel isotrope, est :

$$Ir_{d,t} = Ir_d \cdot s_d \tag{11.8}$$

III.4.2. Collecteur PVT (TYPE 50)

L'énergie solaire absorbée par un capteur PVT est convertie en partie en énergie thermique et en partie en énergie électrique qui est évacuée des cellules par le circuit externe. L'énergie thermique doit être dissipée par une combinaison de mécanismes de transfert de chaleur vers le fluide caloporteur entrainant des pertes. Sur TRNSYS le bilan thermique effectué est unidimensionnel et le TYPE 50 est modélisé selon une combinaison d'un panneau PV et un capteur thermique plan ou à concentration.

Pendent les simulations, la collecte d'énergie ($\dot{Q}_{th,utile}$) d'un réseau de N_s capteurs en série est modélisée selon l'équation de Hottel-Whillier présentée par Duffie et Beckman, (1991) [129], où j représente le numéro du module :

$$\dot{Q}_{th,utile} = \frac{A_{PVT}}{N_s} \sum_{j=1}^{N_s} F_{R,j} \left(G \ \tau \alpha - U_{L,j} (T_{in} - T_a) \right) \tag{III.9}$$

 A_{PVT} est la surface du collecteur PVT, G est le rayonnement solaire global, τ_{α} représente le produit du coefficient de transmission de la couverture et du coefficient d'absorption de l'échangeur et F_R , facteur d'efficacité globale de prélèvement de chaleur par le collecteur est calculé par :

$$F_{R,j} = \frac{N_s \dot{m} C_{p,f}}{A_{PVT} U_{L,j}} \left(1 - exp\left(\frac{F' U_{L,j} A_{PVT}}{N_s \dot{m} C_{p,f}}\right) \right)$$
(III.10)

Où $C_{p,f}$ et \dot{m} sont respectivement la chaleur spécifique et le débit massique du fluide, T_{in} la température d'entrée du fluide et $U_{L,j}$ représente coefficient global de perte thermique du collecteur par unité de surface. Le facteur d'efficacité de la géométrie du collecteur F' peut être déterminé selon la manière présentée par Bliss [130].

Le coefficient de perte global (U_L) peut être considéré comme la somme des taux instantanés d'énergie transférée au vitrage au-dessus de la plaque absorbante (q_T) , transmise à travers l'isolation sous la plaque (q_B) et perdue par la plaque en raison des effets de bord (q_E) :

$$U_L = q_T + q_B + q_E \tag{III.11}$$

Le coefficient de perte global (U_L) est une fonction complexe de la conception du collecteur et de ses conditions de fonctionnement. L'expression développée par Klein, (1975) [131], est utilisée pour approximer $U_{L,j}$ en fonction des températures de fonctionnement, de la vitesse du vent et des détails de conception du capteur fournis en tant que paramètres :

$$U_{L,j} = \frac{3.6}{\frac{N_g}{\frac{l_2}{T_p} \left(\frac{T_{m,j} - T_a}{N_g + l_1}\right)^{0,33} + \frac{1}{h_{wind}}}} + \frac{3.6 \sigma \left(T_{m,j}^2 + T_a^2\right) \left(T_{m,j} + T_a\right)}{\frac{1}{\varepsilon_p + 0.05 N_g \left(1 - \varepsilon_p\right)} + \frac{2 N_g + l_1 - 1}{\varepsilon_g} - N_g} \qquad (111.12)$$
$$+ U_{BE}$$

Avec :

$$T_m = \frac{(T_{out} + T_{in})}{2}$$
(111.13)

$$U_{BE} = q_B + q_E \tag{III.14}$$

Où N_g représente le nombre de couvertures en verre, T_p la température moyenne de la plaque absorbante et T_{in} , T_{out} et T_m respectivement les températures d'entrée, de sortie et moyenne du fluide. ε_g et ε_p les émissivités thermiques du verre et de la plaque absorbante. h_{wind} est le coefficient de convection entre le haut du vitrage et l'environnement calculé en fonction la vitesse du vent (S_{Wind}) comme suit :

$$h_{wind} = 5.7 + 3.8 \ S_{wind}$$
 (III.15)

 l_1 , l_2 sont des facteurs empiriques en relation avec la conception du capteur. Ils sont calculés comme suit :

$$l_1 = (1 - 0.04 h_{wind} + 0.0005 h_{wind}^2)(1 + 0.09 N_g)$$
(III.16)

$$l_2 = 365,9 (1 - 0,00883 \theta_c + 0,0001298 \theta_c^2)$$
(111.17)

La température de sortie d'un capteur ($T_{out,j}$) est utilisée comme entrée dans le capteur suivant et a pour expression :

$$T_{out,j} = \frac{A_{PVT} F_{R,j} (G\tau \alpha - U_{L,j} (T_{in} - T_a))}{N_s \dot{m} C_{p,f}} + T_{in}$$
(111.18)

Si le débit du collecteur est nul, la température de stagnation du collecteur est :

$$T_{st} = \frac{G\tau\alpha}{U_L} + T_a \tag{III.19}$$

Dans la plaque photovoltaïque du capteur, les cellules sont montées en modules, et plusieurs modules sont utilisés en réseaux. Les modules individuels peuvent avoir des cellules connectées en série et en parallèle pour obtenir le courant et la tension souhaités. Les réseaux de modules peuvent également être disposés en série et en parallèle. Pour les cellules ou les modules connectés en série, les tensions sont additives et lorsqu'ils sont connectés en parallèle, les courants sont additifs. Si les cellules ou les modules sont identiques, le fait d'en connecter, par exemple, cinq en série augmentera toutes les tensions d'un facteur 5 et le fait d'en connecter cinq en parallèle augmentera le courant d'un facteur

5. Si les cellules ou les modules ne sont pas identiques, une analyse détaillée est nécessaire. A température et rayonnement solaire constants, la caractéristique I-V de ce modèle est donnée par Fry comme suit [132] :

$$I = I_L - I_o \left(exp\left(\frac{V + IR_s}{a}\right) - 1 \right) - \frac{V + IR_s}{R_{sh}}$$
(11.20)

La puissance est donnée par :

$$P = I V \tag{111.21}$$

Les cinq paramètres dans l'équation (III.21) qui doivent être connus sont le courant lumineux (I_L) , le courant de saturation inverse de la diode (I_o) , la résistance en série (R_s) , la résistance en dérivation (R_{sh}) et un paramètre a. Le comportement du modèle à cinq paramètres est examiné en détail par Fry [132]. Ces cinq paramètres peuvent être des fonctions de la température de la cellule et du rayonnement solaire absorbé. Le paramètre a, appelé ici facteur d'idéalité modifié, est lié aux constantes physiques comme suit :

$$a \equiv \frac{nkT_{PV}N_c}{q} \tag{III.22}$$

Où la seule inconnue est le facteur d'idéalité n (égal à 1 pour une diode idéale et généralement compris entre 1 et 2 pour les diodes réelles), k est la constante de Boltzmann, T_{PV} la température de la cellule, N_c le nombre de cellules en série et q la charge électronique.

Les cinq paramètres du modèle I_o , I_L , R_s , R_{sh} et a sont calculés à partir des paramètres $I_{o,ref}$, $I_{L,ref}$, $R_{s,ref}$, $R_{sh,ref}$ et a_{ref} obtenus à partir des mesures des caractéristiques de courant et de tension du module dans les conditions de référence. Les fabricants fournissent généralement le coefficient de température du courant de court-circuit, $\mu_{I,sc}$ et le coefficient de température de la tension en circuit ouvert, $\mu_{V,oc}$.

Il est possible de trouver le point de puissance maximale du module en différenciant l'équation (III.21) par rapport à V et en fixant le résultat à zéro, nous obtenons ainsi :

$$\frac{I_{mpp}}{V_{mpp}} = \frac{\frac{I_o}{a} exp\left(\frac{V_{mpp} + I_{mpp}R_s}{a}\right) + \frac{1}{R_{sh}}}{1 + \frac{R_s}{R_{sh}} \frac{I_oR_s}{a} exp\left(\frac{V_{mpp} + I_{mpp}R_s}{a}\right) + \frac{R_s}{R_{sh}}}$$
(III.23)

L'équation générale I-V au point de puissance maximale doit également être satisfaite :

$$I = I_L - I_o \left(exp\left(\frac{V_{mpp} + I_{mpp}R_s}{a}\right) - 1 \right) - \frac{V_{mpp} + I_{mpp}R_s}{R_{sh}}$$
(111.24)

La solution simultanée des deux équations (III.23) et (III.24) donne le courant et la tension au point de puissance maximale.

D'un autre côté, le bilan énergétique d'une surface unitaire du module PV refroidi par les pertes globales peut s'écrire comme suit :

$$\tau \alpha G = \eta_{el} G + U_L (T_{PV} - T_a) \tag{III.25}$$

Dans la conversion du rayonnement incident en énergie électrique, le rendement varie de zéro à l'efficacité maximale du module (η_0) en fonction de la proximité du point de puissance maximale. Le coefficient de perte (U_L) comprend le transfert thermique par convection et par rayonnement du haut et du bas et par conduction à travers le cadre éventuellement, le tout à la température ambiante (T_a).

Le TYPE 50 utilise les données de température provenant des mesures standards NOCT (*Nominal Operating Cell Temperature*) pour calculer la température du module T_{PV} à chaque pas de temps. La température NOCT ($T_{PV,NOCT}$) est la température de fonctionnement du module avec une vitesse du vent de 1 m/s, sans charge électrique, et un certain rayonnement et température ambiante spécifiées [129]. Les valeurs de rayonnement G_{NOCT} et de température ambiante $T_{a,NOCT}$ sont généralement de 800 W/m² et de 20 °C et fonctionnement sans charge ($\eta_{el} = 0$). Les mesures de la température de la cellule, de la température ambiante et du rayonnement solaire peuvent être utilisées dans l'équation (III.25) dans les conditions du NOCT :

$$\tau \alpha G_{NOCT} = U_{L,NOCT} \left(T_{PV,NOCT} - T_{a,NOCT} \right) \tag{III.26}$$

Le TYPE 50 utilise les données NOCT pour déterminer la température du module à chaque pas de temps comme suit

$$\frac{T_{PV} - T_a}{T_{PV,NOCT} - T_{a,NOCT}} = \frac{G}{G_{NOCT}} \frac{U_{L,NOCT}}{U_L} \left(1 - \frac{\eta_{el}}{\tau\alpha}\right) \tag{11.27}$$

Il est clair que l'équation (III.27) ne tient pas compte de la variation de la température des cellules avec la vitesse du vent, à moins que le rapport des deux coefficients de perte ne soit connu. Une approximation consiste à remplacer le rapport par le quotient de l'équation (III.26) aux NOCT et aux conditions de fonctionnement réelles :

$$\frac{T_{PV} - T_a}{T_{PV,NOCT} - T_{a,NOCT}} = \frac{G}{G_{NOCT}} \frac{9,5}{(5,7+3,8\,S_{wind})} \left(1 - \frac{\eta_{el}}{\tau\alpha}\right) \tag{III.28}$$

Afin de trouver la température des cellules à l'aide de l'équation (III.27) il est nécessaire d'estimer d'abord le rendement du module. Avec cette première valeur de température et les données du fabricant liés au module PV, il est possible de calculer les valeurs des paramètres dans les conditions de référence et dans celles de fonctionnement. Puis, en utilisant les équations (III.23), (III.24) et (III.21) il est possible de calculer le courant et la tension de puissance maximale et la puissance maximale pour pouvoir évaluer le rendement du module et le comparer à l'estimation initiale. Plusieurs itérations sont nécessaires afin de trouver la bonne température. Étant donné que le rendement du module n'est pas une fonction importante de la température, le processus converge rapidement.

III.4.2.1. Rendement thermique

Le composant TYPE 50 modélise le rendement thermique d'une variété de collecteurs en utilisant la théorie. Le réseau total de capteurs peut être constitué de capteurs connectés en série et en parallèle. L'efficacité thermique de l'ensemble des capteurs est déterminée par le nombre de modules en série et leurs caractéristiques. Le rendement thermique est le rapport entre la puissance calorifique récupérée par le collecteur et le rayonnement solaire. Une équation générale pour le rendement

thermique peut être obtenue à partir de l'équation de Hottel-Whillier présentée par Duffie et Beckman, (1991) [129] comme suit :

$$\eta_{th} = \frac{Q_{utile,th}}{A_{PVT} G} = \frac{\dot{m}C_{p,f}(T_{out} - T_{in})}{A_{PVT} G} = F_R \tau \alpha_n - F_R U_L \frac{(T_{in} - T_a)}{G}$$
(111.29)

Le coefficient de perte U_L n'étant pas exactement constant, une meilleure expression est obtenue en tenant compte d'une dépendance linéaire de U_L par rapport à $(T_{in} - T_a)$:

$$\eta_{th} = \frac{Q_{utile,th}}{A_{PVT} G} = F_R \tau \alpha_n - F_R U_L \frac{(T_{in} - T_a)}{G} - F_R U_{L/T} \frac{(T_{in} - T_a)^2}{G}$$
(III.30)

Le rendement thermique est déterminé en fonction du rayonnement solaire, de la température du fluide d'entrée et de la température ambiante. Le ratio $\Delta T/G$ est noté température réduite, η_{th} est exprimé en fonction de la température réduite et des coefficients de test de standardisation comme suit :

$$\eta_{th} = a_0 - a_1 \frac{\Delta T}{G} - a_2 \frac{\Delta T^2}{G}$$
(111.31)

L'expression (III.31) est l'équation générale de rendement thermique des capteurs solaires utilisé dans ce TYPE. Le rendement est défini par 3 paramètres a_0 , a_1 et a_2 . Ces 3 paramètres sont disponibles pour les capteurs testés selon les normes ASHRAE [133]. Il est important de s'assurer que la surface de captage correspond à celle utilisée pour déterminer les valeurs de a_0 , a_1 et a_2 . En général, les courbes d'efficacité sont fournies pour la surface brute aux États-Unis et pour la surface utile en Europe. ΔT est égal à $(T_{in} - T_a)$, les rapports d'essai des collecteurs fournissent parfois la courbe d'efficacité en utilisant une différence de température différente :

$$\Delta T = \begin{cases} \Delta T_{in} = T_{in} - T_a \\ \Delta T_m = T_m - T_a \\ \Delta T_{out} = T_{out} - T_a \end{cases}$$
(III.32)

La première formulation est généralement préférée aux États-Unis, tandis que la deuxième est utilisée dans la plupart des documents européens. L'équation (III.30) peut utiliser n'importe laquelle de ces définitions de la température réduite et l'utilisateur peut spécifier les coefficients a_0 , a_1 et a_2 en utilisant n'importe laquelle de ces définitions. Si les coefficients sont donnés en termes de température moyenne ou de température de sortie, des facteurs de correction sont appliqués. Ces derniers ont été calculés pour des courbes de rendement linéaires (équation (III.29)), de sorte que l'équation (III.30) doit d'abord être convertie sous cette forme en effectuant quelques manipulations. Un coefficient d'efficacité du collecteur du premier ordre modifié est défini [129] :

$$U'_{L} = U_{L} + U_{\frac{L}{T}}(T_{in} - T_{a})$$
(III.33)

Ce qui donne :

$$\eta_{th} = \frac{Q_{utile,th}}{A_{PVT} G} = \frac{\dot{m}C_{p,f}(T_{out} - T_{in})}{A_{PVT} G} = F_R \tau \alpha_n - F_R U'_L \frac{(T_{in} - T_a)}{G}$$
(111.34)

Les facteurs de correction sont alors donnés par [129] :

$$\begin{cases} F_R \tau_{\alpha,n} = F_{R,m} \tau \alpha_n \left(\frac{\dot{m}_{test} C_{p,f}}{\dot{m}_{test} C_{p,f} + \frac{F_{R,m} U'_L}{2}} \right) \\ F_R U'_L = F_{R,m} U'_L \left(\frac{\dot{m}_{test} C_{p,f}}{\dot{m}_{test} C_{p,f} + \frac{F_{R,m} U'_L}{2}} \right) \end{cases}$$
(III.35)

$$\begin{cases} F_R \tau_{\alpha,n} = F_{R,out} \tau \alpha_n \left(\frac{\dot{m}_{test} C_{p,f}}{\dot{m}_{test} C_{pf} + F_{R,out} U'_L} \right) \\ F_R U'_L = F_{R,out} U'_L \left(\frac{\dot{m}_{test} C_{pf}}{\dot{m}_{test} C_{p,f} + F_{R,out} U'_L} \right) \end{cases}$$
(III.36)

III.4.2.2. Corrections de la courbe de rendement thermique idéale

Pour obtenir le rendement thermique dans les conditions de fonctionnement, des corrections analytiques sont appliquées aux paramètres du collecteur pour tenir compte du fonctionnement à des débits différents de la valeur aux conditions d'essai ou à des incidences solaires non normales.

Ces modifications sont décrites par Duffie et Beckman, (1991) [129] et résumées comme suit :

Correction du débit

Afin de tenir compte des conditions dans lesquelles le collecteur fonctionne à un débit différent de la valeur à laquelle il a été testé, $F_R \tau_{\alpha,n}$ et $F_R U'_L$ sont tous deux corrigés pour tenir compte des variations de F_R . Le rapport, d_1 , avec lequel ils sont corrigés est donné par la formule suivante :

$$d_{1} = \frac{F_{R}U'_{L}|_{use}}{F_{R}U'_{L}|_{test}} = \frac{F_{R}\tau\alpha_{n}|_{use}}{F_{R}\tau\alpha_{n}|_{test}} = \frac{\frac{\dot{m}C_{p,f}}{A_{PVT}F'U_{L}} \left(1 - exp\left(\frac{-A_{PVT}F'U_{L}}{\dot{m}C_{p,f}}\right)\right)\Big|_{use}}{\frac{\dot{m}_{test}C_{p,f}}{A_{PVT}F'U_{L}} \left(1 - exp\left(\frac{-A_{PVT}F'U_{L}}{\dot{m}_{test}C_{p,f}}\right)\right)\Big|_{test}}$$
(111.37)

Pour utiliser cette équation, il est nécessaire d'estimer $F'U_L$. Cette quantité peut être calculée à partir des conditions d'essai :

$$F'U_{L} = -\frac{\dot{m}C_{p,f}}{A_{PVT}} ln\left(1 - \frac{F_{R}U'_{L}A_{PVT}}{\dot{m}C_{p,f}}\right)$$
(11.38)

Angle d'incidence modifié

Les essais des capteurs sont généralement effectués par temps clair et sous une incidence normale, de sorte que le produit transmittance – absorption (τ_{α}) soit proche de la valeur d'incidence normale pour le rayonnement direct, ($\tau_{\alpha,n}$). L'efficacité d'interception, $F_R \tau_{\alpha,n}$ est corrigée pour l'incidence solaire non normale par le facteur $\tau_{\alpha}/\tau_{\alpha,n}$. Par définition, $\tau_{\alpha,n}$ est le rapport entre le rayonnement total absorbé et le rayonnement incident. Ainsi, une expression générale pour $\tau_{\alpha}/\tau_{\alpha,n}$ est :

$$\frac{\tau\alpha}{\tau\alpha_n} = \frac{Ir_b \frac{\tau\alpha_b}{\tau\alpha_n} + Ir_d \left(\frac{1 + \cos\theta_c}{2}\right) \frac{\tau\alpha_d}{\tau\alpha_n} + r_g Ir_T \left(\frac{1 - \cos\theta_c}{2}\right) \frac{\tau\alpha_g}{\tau\alpha_n}}{G} \tag{III.39}$$

Le rapport $\tau_{\alpha,b}/\tau_{\alpha,n}$ peut-être approximé à partir des résultats de de normalisation ASHRAE [133] comme suit :

$$\frac{\tau \alpha_b}{\tau \alpha_n} = 1 - b_0 \left(\frac{1}{\cos \theta_r} - 1\right) - b_1 \left(\frac{1}{\cos \theta_r} - 1\right)^2 \tag{III.40}$$

III.4.2.3. Rendement électrique

Le rendement électrique est le rapport entre la puissance électrique générée par le collecteur et le rayonnement solaire [13,125] :

$$\eta_{el} = \frac{P_{el}}{A_{PVT} G} \tag{111.41}$$

En fonction de la température moyenne des cellules PV, η_{el} diminue lorsque cette température devient supérieure à une température de référence.

$$\eta_{el} = \eta_0 \left(1 - \beta \left(T_{PV} - T_{STC} \right) \right) \tag{11.42}$$

Avec :

$$\eta_0 = \frac{\left(I_{mpp} \, V_{mpp}\right)}{A_{PVT} \, G} \tag{III.43}$$

Le rendement électrique peut également être exprimé en fonction du rendement nominal et de la température réduite comme suit :

$$\eta_{el} = \eta_0 - \alpha_2 \frac{(T_{in} - T_a)}{G}$$
(111.44)

Dans les équations (III.41), (III.42), (III.43) et (III.44), P_{el} est la puissance électrique générée par le collecteur, I_{mpp} , V_{mpp} sont le courant et la tension du module PV fonctionnant à la puissance maximale, β est le coefficient de température calculé à partir de μV_{oc} (Tableau III.2), T_{PV} la température du module PV, T_{STC} la température de référence dans les conditions standards (25°C) et α_2 le coefficient en relation avec l'essai normatif.

III.4.2.4. Paramètres, entrées et sorties du TYPE 50

Dans cette partie, les paramètres, les entrées ainsi que les sorties du capteur PVT (TYPE 50b) sur TRNSYS sont consignées dans le Tableau III.3, le Tableau III.4 et le Tableau III.5 pour une meilleure compréhension de l'utilisation du logiciel.

Capteur PVT plan ;

Pertes : Température de fonctionnement vitesse du vent, géométrie.

Paramètres :

Tableau III.3 : Description des paramètres de simulation du Type 50b sur TRNSYS.

	Nom	Dimension	Unité	Rang		
1	Mode	-	-	[2;2]		
T	Mode : Spécifier 2.					
	Collector Area	Surface	m²	[0;+inf]		
2	Surface totale du collecteur.	Surface totale du collecteur.				
	Collector Fin Efficiency Factor	-	-	[0;1]		
3	Facteur d'efficacité de géométrie du capteur, rapport entre le gain d'énergie utile réel et le gain d'énergie					
	utile qui résulterait si la surface absorbante du capteur avait été à la température du fluide local.					
	Fluid Thermal Capacitance	Chaleur spécifique	kJ/kg/K	[-inf;+inf]		
4	Capacité thermique du fluide.					
-	Collector plate absorptance	-	-	[0;1]		
5	Absorption de la plaque absorbante (gamme de longueurs d'onde visibles).					
6	Number of glass covers	-	-	[0;10]		
0	Nombre de couvertures en verre					
7	Collector plate emittance	-	-	[0;1]		
	Emittance de la plaque absorbante (gamme de longueurs d'onde infrarouge).					
8	Loss coefficient for bottom and edge losses	Coeff. de transfert de chaleur	kJ/h/m²/K	[0;+inf]		
0	Coefficient de perte thermique pour les déperditions par les bords et par le bas du collecteur.					
٥	Collector slope	Direction (angle)	0	[-inf;+inf]		
	Inclinaison du collecteur (horizontale = 0).					
10	Transmittance	-	-	[-inf;+inf]		
10	Transmission de la couverture (gamme de longueurs d'onde visibles).					
11	Temperature coefficient of PV cell efficiency	-	-	[0;+inf]		
	Coefficient de température de l'efficacité des cellules PV.					
12	Temperature for cell reference efficiency	Température	°C	[-inf;+inf]		
	Température de référence pour l'efficacité des cellules PV.					
13	Packing factor	-	-	[0;1]		
	Rapport entre la surface de la cellule photovoltaïque et la surface de l'absorbeur					

Entrées :

Tableau III.4 : Description des entrées de simulation du Type 50b sur TRNSYS.

	Nom	Dimension	Unité	Rang
1	Inlet fluid temperature	Température	°C	[-inf;+inf]
	Température du fluide à l'entrée.			
2	Fluid mass flow rate	Débit	Kg/h	[-inf;+inf]
	Débit massique du fluide dans le collecteur.			
3	Ambient temperature	Température	°C	[-inf;+inf]
	Température ambiante.			
4	Incident radiation	Flux	W/m²	[-inf;+inf]
	Rayonnement solaire total incident sur le capteur.			
5	Windspeed	Vitesse	m/s	[-inf;+inf]
	Vitesse du vent.			
6	Cell Efficiency at reference conditions	-	-	[0;1]
	Efficacité des cellules photovoltaïques aux conditions de référence.			

Sorties :

Tableau III.5 : Description des sorties de simulation du Type 50b sur TRNSYS.

	Nom	Dimension	Unité	Rang
4	Outlet fluid temperature	Température	°C	[-inf;+inf]
Т	Température de sortie du fluide.			
2	Fluid flowrate	Débit	kg/h	[-inf;+inf]
	Débit du fluide à la sortie du collecteur.			
3	Rate of useful energy gain	Puissance	kJ/h	[-inf;+inf]
	Taux de gain d'énergie thermique utile.			
4	Collector loss coefficient	Coeff. de transfert de chaleur	kJ/h/m²/K	[-inf;+inf]
	Coefficient de perte du collecteur.			
5	Transmittance-absorptance product	-	-	[-inf;+inf]
	Produit de transmittance-absorptance.			
6	Electrical power output	Puissance	kJ/h	[-inf;+inf]
6	Nombre de couvertures en verre			
7	Average cell temperature	Température	°C	[-inf;+inf]
	Température moyenne du module PV			
8	Apparent thermal loss coefficient	Coeff. de transfert de chaleur	kJ/h/m²/K	[-inf;+inf]
	Coefficient de perte thermique pour les déperditions par les bords et par le bas du collecteur.			

III.4.3. Contrôleur (TYPE 2)

Dans ce système, un contrôleur gère la mise en marche et l'arrêt des pompes. Les températures de consignes T_H et T_L sont imposées respectivement au niveau du ballon de stockage et du capteur.

Une commande discrète (on/off) ou (marche/arrêt) gouverne ce modèle où la fonction γ peut avoir des valeurs de 0 ou de 1. Une hystérésis opérationnelle est utilisée pour favoriser la stabilité. Le TYPE 2 est employé pour contrôler le débit de fluide dans la boucle du capteur solaire sur la base de deux températures d'entrée. L'état de marche ($\gamma = 1$) ou d'arrêt ($\gamma = 0$) dépendent des températures de consigne (supérieure T_H et inferieure T_L) ainsi que des bandes mortes (différence de température ΔT_H et ΔT_L), il est possible que la condition qui détermine la décision de régulation soit changée comme dans le cas où, l'utilisation d'une pompe modifie les températures précédemment choisies pour sa mise en marche.

La fonction de contrôle est exprimée comme suit :

Si le contrôleur était précédemment ON (en marche),

Si $\gamma_i = 1$ et $\Delta T_L \leq (T_H - T_L)$,

$$\gamma_o = 1$$

Si
$$\gamma_i = 1$$
 et $\Delta T_L > (T_H - T_L)$,

 $\gamma_o = 0$

Si le contrôleur était précédemment OFF (à l'arrêt),

Si
$$\gamma_i = 0$$
 et $\Delta T_H \leq (T_H - T_L)$,

 $\gamma_o=1$

Si $\gamma_i = 0$ et $\Delta T_H > (T_H - T_L)$,

 $\gamma_o = 0$

III.4.4. Stockage (TYPE 4)

Dans un circuit fermé, l'eau chauffée par les capteurs PVT est stockée dans un réservoir où l'énergie thermique est transférée au refroidisseur à adsorption via un échangeur de chaleur. Le modèle de réservoir prend en compte les pertes de chaleur vers l'environnement. Le bilan énergétique du réservoir a pour expression :

$$MC_{p,f}\frac{dT}{dt} = \kappa_1 \dot{m}_h C_{p,f} (T_h - T) + \kappa_2 \dot{m}_L C_{p,f} (T_l - T) + UA (T_{env} - T) + \dot{Q}$$
(III.45)

où M et $C_{p,f}$ sont respectivement la masse et la chaleur spécifique du fluide, κ_1 et κ_2 sont les fonctions de contrôle, \dot{m}_h est le débit massique du fluide vers le réservoir à partir de la source de chaleur, \dot{m}_L est le débit massique du fluide vers la charge et/ou du fluide d'appoint, T_h est la température du fluide entrant dans le réservoir de stockage à partir de la source de chaleur, T_{env} est la température de l'environnement du réchauffeur pour les calculs de pertes, T_l est la température du fluide remplaçant celui extrait pour alimenter la charge, \dot{Q} est le flux d'apport énergétique par l'élément chauffant et UAest le coefficient de perte de chaleur global entre l'appareil de chauffage et son environnement pendant le fonctionnement.

III.4.5. Refroidisseur à adsorption (TYPE 92)

La variation des performances du refroidisseur à adsorption est exprimée en fonction de la température de la source chaude, d'après Almohammadi et Harby, (2020) [134].

La capacité de refroidissement \dot{Q}_{chill} est donnée par :

$$\dot{Q}_{chill} = \dot{m}_{chw} C_{p,chw} \int_{0}^{t_{cycle}} (T_{chw,in} - T_{chw,out}) dt \qquad (III.46)$$

La capacité de chauffage du système \dot{Q}_{des} est calculé comme suit :

$$\dot{Q}_{des} = \dot{m}_{hw} C_{p,hw} \int_{0}^{t_{cycle}} (T_{hw,in} - T_{hw,out}) dt$$
(111.47)

La performance du refroidisseur est caractérisée par le COP, qui est défini par le rapport des puissances de refroidissement et de chauffage :

$$COP = \frac{\dot{Q}_{chill}}{\dot{Q}_{des}} = \frac{\left(\dot{m}C_p\right)_{chw} \int_0^{t_{cycle}} (T_{chw,in} - T_{chw,out}) dt}{\left(\dot{m}C_p\right)_{hw} \int_0^{t_{cycle}} (T_{hw,in} - T_{hw,out}) dt}$$
(111.48)

Sur TRNSYS, TYPE 92 est un refroidisseur simplifié. Le modèle ajusté aux paramètres du système est régi par la description mathématique suivante :

Si $T_{in} \leq T_{set}$, $\dot{m}_{in} \leq 0$,

$$\gamma = 0$$

Alors :

$$T_{out} = T_{in}, \quad \dot{m}_{out} = \dot{m}_{in}, \quad \dot{Q}_{loss} = 0, \quad \dot{Q}_{fluid} = 0, \\ \dot{Q}_{aux} = 0$$

Dans le cas contraire, un bilan énergétique sur le dispositif de refroidissement en régime permanent conduit à :

$$T_{out} = \frac{\dot{Q}_{max} \eta_{htr} + \dot{m} C_{p,f} T_{in} + UA T_{env} - \frac{UA T_{in}}{2}}{\dot{m} C_{p,f} + \frac{UA}{2}}$$
(III.49)
$$\dot{m}_{out} = \dot{m}_{in}$$
$$\dot{Q}_{aux} = \dot{Q}_{max}$$

$$Q_{fluid} = \dot{m}_{out} C_{p,f} \left(T_{in} - T_{out} \right) \tag{III.50}$$

$$\dot{Q}_{loss} = UA(\bar{T} - T_{env}) + (1 - \eta_{htr})\dot{Q}_{max}$$
 (III.51)

Avec :

$$\bar{T} = \frac{(T_{out} + T_{in})}{2}$$
(111.52)

Sauf si :

$$T_{out} < T_{set}$$

$$T_{out} = T_{set}$$

$$\dot{m}_{out} = \dot{m}_{in}$$

$$\dot{Q}_{fluid} = \dot{m}_{out}C_{p,f}(T_{set} - T_{in})$$
(III.53)

$$\dot{Q}_{loss} = UA \left(\bar{T} - T_{env}\right) + (1 - \eta_{htr}) \dot{Q}_{max}$$
 (III.54)

$$\bar{T} = \frac{(T_{set} + T_{in})}{2}$$
(111.55)

$$\dot{Q}_{aux} = \frac{\dot{m}C_{p,f}(T_{set} - T_{in}) + UA(\bar{T} - T_{env})}{\eta_{htr}}$$
(111.56)

$$\dot{Q}_{aux} = \dot{Q}_{loss} + \dot{Q}_{fluid} \tag{III.57}$$

Où T_{env} est la température de l'environnement pour les calculs de pertes, T_{in} et T_{out} les température d'entrée et de sortie du fluide, T_{set} la température de consigne du thermostat interne de l'appareil de chauffage, \dot{m}_{in} et \dot{m}_{out} les débits massiques du fluide d'entrée et de sortie, \dot{Q}_{aux} le taux de chauffage requis, y compris les effets de l'efficacité, \dot{Q}_f le flux d'ajout de chaleur au fluide, \dot{Q}_{loss} le flux de pertes thermiques de l'appareil vers l'environnement, \dot{Q}_{max} le flux de chauffe maximale de l'appareil et η_{htr} l'efficacité du chauffage auxiliaire.

Une fois que tous les composants aient été correctement configurés et interconnectés dans l'environnement TRNSYS, il est possible d'amorcer les simulations, ce qui conduira à la génération des résultats attendus. Ces derniers fournissent un aperçu détaillé des performances du système dans les scénarios spécifiques. Cela inclut des données sur la production d'énergie, les flux thermiques, les températures de fonctionnement, les consommations énergétiques, et bien d'autres variables pertinentes. Ces résultats permettent d'évaluer l'efficacité et la fiabilité du système, de détecter d'éventuels problèmes et d'optimiser les paramètres pour obtenir des performances optimales.
III.5. Validation du modèle de simulation

La validation du modèle de simulation est basée sur l'évaluation des performances du système PVT – Adsorption proposé (rendements thermique et électrique du collecteur et COP du refroidisseur à adsorption) en comparaison avec des études expérimentales.

III.5.1. Validation des performances des collecteurs PVT

La validation du TYPE 50 utilisé dans notre modèle de simulation sur TRNSYS est effectuée sur la base des résultats expérimentaux de Bhattarai *et al.,* (2012) [135]. Les rendements thermiques et électriques mesurés [135] sont dérivés de la norme EN12975 pour les systèmes PVT. Le capteur PVT a été configuré sur TRNSYS selon les mêmes propriétés physiques que celles utilisées par Bhattarai *et al.,* [135], puis des simulations ont été effectuées pour déterminer les rendements en régime permanent du capteur PVT.

Dans ces simulations, le rayonnement solaire est de 800 W/m², la vitesse du vent de 1 m/s, le débit du fluide de travail de 160 kg/h et la température ambiante était de 30 °C. Chaque paire de valeurs du rendement thermique et électrique a été obtenue en fixant une température constante du fluide à l'entrée du capteur. D'une simulation à l'autre, la température d'entrée a été variée de 30 °C à 60 °C avec un pas de 2,5 °C.

Les résultats obtenus et ceux issus des expériences de Bhattarai *et al.,* [135] sont présentés dans le Tableau III.6 et la Figure III.4.

T _{in}	T _{out}	T _m	$\frac{T_m-T_a}{G}$	$\frac{T_{in}-T_a}{G}$	η_{th}	η_e	η_{thexp}	η_{eexp}	$Err_{rel \eta_{th}}$	$Err_{rel\eta_e}$
(°C)	(°C)	(°C)	(m²K/W)	(m²K/W)	(-)	(-)	(-)	(-)	(%)	(%)
30	37,669	33,835	0,0048	0,0000	0,558	0,134	0,555	0,137	0,51	2,18
32,5	39,901	36,201	0,0077	0,0031	0,538	0,133	0,534	0,135	0,80	1,86
35	42,128	38,564	0,0107	0,0062	0,518	0,132	0,513	0,134	1,04	1,58
37,5	44,351	40,926	0,0137	0,0094	0,498	0,131	0,492	0,132	1,23	1,31
40	46,571	43,285	0,0166	0,0125	0,478	0,13	0,471	0,131	1,39	1,05
42,5	48,788	45,644	0,0195	0,0156	0,457	0,128	0,450	0,129	1,51	0,80
45	51,002	48,001	0,0225	0,0187	0,436	0,127	0,429	0,128	1,61	0,55
47,5	53,214	50,357	0,0254	0,0219	0,415	0,126	0,409	0,126	1,67	0,30
50	55,425	52,712	0,0284	0,0250	0,394	0,125	0,388	0,125	1,71	0,05
52,5	57,634	55,067	0,0313	0,0281	0,373	0,124	0,367	0,123	1,71	0,21
55	59,841	57,42	0,0343	0,0312	0,352	0,123	0,346	0,122	1,67	0,47
57,5	62,047	59,773	0,0372	0,0344	0,331	0,121	0,325	0,121	1,60	0,72
60	64,251	62,126	0,0401	0,0375	0,309	0,12	0,305	0,119	1,49	0,99

Tableau III.6 : Données de rendement issues des simulations et résultats expérimentaux deBhattarai et al., [135].



Figure III.4 : Variation des rendements thermiques (a) et électriques (b) issus des simulations et des expériences de Bhattarai et al., [135] en fonction de la température réduite.

Les courbes normatives de la Figure III.4 (a) qui décrivent la corrélation du rendement thermique avec la température réduite, conduisent à la formulation des équations (III.58) et (III.59), respectivement à partir des données expérimentales de la référence [135], et les résultats de nos simulations.

Les courbes normatives de la Figure III.4 (b) qui décrivent la corrélation du rendement électrique avec la température réduite, conduisent à la formulation des équations (III.60) et (III.61), respectivement à partir des données expérimentales de la référence [135], et les résultats de nos simulations.

Afin d'évaluer la cohérence et la validité de notre modèle numérique, nous avons calculé l'erreur relative par rapport aux rendements expérimentaux présentés dans la référence [135] à l'aide de l'équation (III.62).

Les valeurs obtenues mettent en évidence une concordance satisfaisante entre notre modèle de simulation et la référence expérimentale. En effet, les valeurs d'erreur relative demeurent contenues, ne dépassant pas ±1,77 % pour les rendements thermiques et ±2,18 % pour les rendements électriques.

$$\eta_{th\,exp} = 0.5587 - 7.0524 \, \frac{(T_m - T_{amb})}{G} - 0.0269 \, \frac{(T_m - T_{amb})^2}{G} \tag{III.58}$$

$$\eta_{th} = 0,5597 - 6,5633 \frac{(T_m - T_{amb})}{G} - 0,016 \frac{(T_m - T_{amb})^2}{G}$$
(III.59)

$$\eta_{e\,exp} = 0,1369 - 0,477 \,\frac{(T_i - T_{amb})}{(T_i - T_{amb})} \tag{III.60}$$

$$\eta_e = 0,1341 - 0,3681 \frac{(T_i - T_{amb})}{G} \tag{III.61}$$

$$Err_{rel} = \frac{|\eta_{exp} - \eta|}{\eta_{exp}} \tag{III.62}$$

III.5.2. Validation du COP adsorption

La variation des performances du refroidisseur à adsorption dans notre système a été modélisée sur la base des travaux d'Almohammadi et Harby, (2020) [134]. Afin de valider les performances de refroidissement du système, la variation du COP en fonction de la température de la source chaude (fournie par le capteur PVT et provenant du réservoir de stockage dans notre cas) a été analysée. Pour ce faire, des simulations ont été effectuées en fixant la température d'entrée de l'eau chaude dans le système d'adsorption. D'une simulation à l'autre, sa valeur a été variée de 60 °C à 95 °C avec un pas de 5 °C. Les résultats des simulations ont ensuite été comparés aux données expérimentales d'Almohammadi et Harby [134] (Tableau III.7 et la Figure III.5).

Nous pouvons observer une correspondance notable entre le COP prédit par notre modèle et le COP expérimental de la référence [134], particulièrement pour des températures de source chaude inférieures à 85 °C. Il est important de souligner que la température de l'eau fournie par le capteur PVT utilisé dans notre système reste en dessous de 75 °C, afin d'éviter toute détérioration de la production électrique. Cette limite a été établie pour optimiser les performances électriques du système.

Les données obtenues montrent que l'erreur relative par rapport au COP expérimental demeure comprise entre ±0,8 % et ±6,1 % pour les températures d'eau chaude inférieures à 85 °C. Cette plage d'erreur relative indique que les prédictions de notre modèle sont en étroite concordance avec les résultats expérimentaux. Ces résultats viennent renforcer la validité de notre modèle et sa capacité à prédire de manière fiable le coefficient de performance du système.

T _{hs}	COP _{exp}	СОР	Err _{rel COP}
(°C)	(-)	(-)	(%)
60	0,57	0,54	4,7
65	0,61	0,57	6,1
70	0,62	0,6	3,2
75	0,63	0,62	0,8
80	0,62	0,63	1,9
85	0,62	0,64	2,6
90	0,61	0,65	6,4
95	0,59	0,65	9,6

Tableau III.7 : Résultats des simulations et de l'expérience d'Almohammadi et Harby [134].



Figure III.5 : Evaluation du COP adsorption simulé avec l'expérience d'Almohammadi et Harby [134].

III.6. Résultats et discussions

Dans cette section, nous procédons à une analyse approfondie des résultats obtenus lors de la simulation de notre système PVT – Adsorption tout au long de l'année. Nous examinons de près la manière dont le système réagit à la dynamique réelle du climat, nous évaluons l'efficacité des capteurs PVT et analysons la variation effective de la capacité de refroidissement par adsorption ainsi que le taux de couverture du système. De plus, nous nous penchons sur les pertes qui surviennent au niveau du dispositif de stockage et entreprenons une démarche visant à optimiser sa géométrie afin de minimiser ces pertes. Cette optimisation s'inscrit dans le but d'améliorer globalement les performances du système.

Cette section se poursuit en explorant une étude de sensibilité, où nous examinons en détail les paramètres climatiques qui exercent une influence sur les performances du système. Nous abordons l'aspect économique et environnemental du système. Nous entreprenons une analyse détaillée pour évaluer les implications économiques de la mise en œuvre du système, ainsi que son impact sur l'environnement. Cette analyse nous aidera à déterminer les avantages financiers et écologiques de l'adoption de notre solution.

Enfin, nous évaluons comment différentes conditions climatiques peuvent affecter les performances globales du système, ce qui nous permettra d'avoir une compréhension plus claire de son comportement dans divers contextes.

En somme, cette section vise à fournir une vue complète des performances, des optimisations potentielles, des réponses aux variations climatiques et des considérations économiques et environnementales liées à notre système PVT – Adsorption.

III.6.1. Données climatiques

Les données climatiques réelles pour la région d'Alger en Algérie ont été collectées tout au long de l'année. Le profil de la température ambiante pour Alger (Algérie) illustré dans la Figure III.6 est tracé avec les deux enveloppes afin d'obtenir les limites des températures minimales et maximales. Les courbes obtenues ont ensuite été approximées par des formes sinusoïdales pour la variation des

températures moyennes, minimales et maximales. Cette figure montre que la différence moyenne entre les températures de chaque journée pour le site sélectionné est de 15 degrés. De 3 à 18 degrés et de 17 à 32 degrés respectivement pour les jours d'hiver les plus froids et les jours d'été les plus chauds. Les températures hivernales entraînent une diminution de la puissance thermique des capteurs et une augmentation des pertes dans le réservoir d'eau chaude, ce qui se traduit par une capacité de refroidissement plus faible pour cette saison.

A partir des données instantanées du rayonnement solaire total et diffus illustrées dans la Figure III.7, les variations journalières de l'irradiation totale et diffuse ont été tracées et sont présentées respectivement dans la Figure III.8 et la Figure III.9. Ces données permettent de mieux illustrer la disponibilité quotidienne de l'énergie solaire au cours de l'année, qui influence la production des capteurs et l'eau du réservoir de stockage.





Figure III.6 : Evolution horaire de la température ambiante à Alger, au cours de l'année.

Figure III.7 : Variation horaire des rayonnements solaires sur un plan horizontale total et diffus à Alger au cours de l'année.







Figure III.9 : Variation journalière du rayonnement solaire diffus à Alger au cours de l'année.

III.6.2. Performances du système

Les performances globales du système sont les rendements thermique et électrique des capteurs PVT et le COP du refroidisseur à adsorption.

La variation du rendement thermique des collecteurs DualSun utilisés dans notre installation est présentée dans la Figure III.10. Une meilleure production moyenne journalière est constatée pendant l'été avec quelques fluctuations causées par l'intermittence du soleil. Ceci est dû au fait que le rendement thermique est plus élevé lorsque la température réduite $(T_m - T_a)/G$ est plus faible. Pendant les périodes où l'ensoleillement est à son maximum, le rendement du capteur DualSun parvient à atteindre en moyenne 50 % sur l'ensemble de l'année. Cette performance remarquable le rapproche considérablement de son rendement optique, ce qui témoigne de l'efficacité et de la qualité de ces collecteurs dans des conditions d'ensoleillement optimales.

Le rendement électrique est illustré dans la Figure III.11. Il atteint pratiquement les mêmes pics tout le long de l'année. C'est la conséquence d'un bon refroidissement des cellules, et ce, même pendant l'été. Selon les moyennes journalières, il est sujet à une baisse pendant l'hiver car les jours sont moins longs et par conséquent la durée d'ensoleillement est plus courte pendant cette saison. Selon la simulation, le champ de capteurs PVT génère une puissance électrique annuelle moyenne de 3 kW avec des pics journaliers moyens de 10 kW (42 % de la puissance crête estimée à partir des caractéristiques photovoltaïques du fabricant). L'électricité produite par ce système trouve une utilisation essentielle. Elle alimente les pompes et les auxiliaires de l'ensemble du système. Cependant, il est important de noter qu'un dispositif de stockage à l'aide de batteries se révèle indispensable pour répondre aux besoins en électricité pendant les heures nocturnes, où la production solaire est naturellement absente.







Figure III.11 : Variation du rendement électrique du capteur PVT au cours de l'année.

La variation du COP du refroidisseur à adsorption au cours de l'année est représentée sur la Figure III.12. Avec une moyenne annuelle réelle de 0,3 le COP est supérieur à cette moyenne pendant le semestre le plus chaud de l'année, lorsque la demande en froid est au plus haut. En revanche, pendant la moitié la plus froide de l'année, lorsque la demande de refroidissement est plus faible, sa valeur est inférieure à la moyenne annuelle. Cette tendance est liée au système de stockage, car l'énergie thermique accumulée peut garantir l'alimentation en chaleur lorsque le rayonnement solaire n'est pas suffisant. Ce résultat confirme la fiabilité du couplage PVT – Adsorption pour répondre efficacement et durablement au besoin de froid quand la demande est au plus haut.



Figure III.12 : Variation temporelle du COP du système d'adsorption au cours de l'année.

III.6.3. Puissance de refroidissement du système

La puissance de refroidissement par adsorption qui découle de l'énergie solaire captée par les collecteurs PVT est illustrée par la Figure III.13. L'analyse de cette figure révèle des informations cruciales sur les capacités de notre système. Selon les résultats de la simulation, le système PVT – Adsorption est en mesure de fournir une puissance moyenne de 4 kW, ce qui équivaut à environ 36 % des 12 kW souhaités en moyenne sur l'ensemble de l'année. Cette valeur est directement influencée par les variations quotidiennes et annuelles de l'irradiation solaire.

La diminution de la puissance observée dans le système peut être expliquée par les fluctuations qui se produisent entre le jour et la nuit. Au démarrage, lorsque le réservoir de stockage est dépourvu d'énergie, il fournit de l'eau à une température très inférieure à celle requise pour le processus d'adsorption. Cette situation crée un écart entre l'offre et la demande, ce qui engendre les variations observées.

De plus, la faible irradiation solaire pendant les mois d'hiver conduit à une réduction de la productivité du système pendant cette période. Cependant, la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur de l'enceinte à refroidir (Figure III.13), indique que la demande de refroidissement est modérée par cette différence. Cette observation démontre que la production de puissance de refroidissement est proportionnelle au besoin mais avec un léger décalage. Cette particularité découle du fait que la productivité du système est conditionnée par l'irradiation solaire plutôt que par la température extérieure.

Durant la saison estivale, les capteurs thermiques génèrent environ 66 % des 12 kW visés, avec une production journalière pratiquement constante (comme illustré dans la Figure III.14). Cependant, il est important de noter que ce profil de production subit quatre périodes de baisse significative en raison de conditions météorologiques nuageuses ou pluvieuses longues. Grâce au stockage, ces baisses sont atténuées jusqu'à un certain seuil, garantissant ainsi une certaine continuité dans la puissance de refroidissement fournie par le système.

Ainsi, l'analyse de la puissance de refroidissement par adsorption nous renseigne sur la performance du système PVT – Adsorption en fonction des variations saisonnières et des conditions météorologiques, soulignant également l'importance du stockage pour atténuer les fluctuations dans la production.







Figure III.14 : Puissance de refroidissement générée par l'installation pendant l'été.

III.6.4. Pertes thermiques du dispositif de stockage

À la lumière des résultats précédemment discutés, il est ressorti que le dispositif de stockage s'avère efficace pour assurer la disponibilité de l'énergie thermique lors des périodes où l'ensoleillement est faible. Afin de déterminer si ce dispositif présente des pertes significatives, nous avons calculé les puissances thermiques à la sortie du collecteur et à la sortie du réservoir de stockage (Figure III.15), puis tracé leurs moyennes journalières.

La Figure III.16 met en évidence les pertes de chaleur au niveau de l'ensemble des réservoirs de stockage. Présentant une moyenne de 0,5 kW sur toute l'année, ces pertes tendent à s'accroître durant la période estivale. Cette augmentation s'explique par l'interaction complexe entre la variation de l'énergie utile collectée par les capteurs et la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur des réservoirs de stockage qui est influencée par les conditions environnementales.

Quand la température extérieure connaît une hausse, cela entraîne une montée plus rapide de la température de l'eau à l'intérieur du réservoir, creusant ainsi l'écart thermique entre l'intérieur et l'extérieur, ce qui conduit à des pertes thermiques plus importantes. C'est pourquoi une isolation efficace du dispositif de stockage s'avère toujours préconisée pour ce type de système.

Nos analyses mettent en évidence que le dispositif de stockage joue un rôle essentiel en compensant les variations d'ensoleillement. Il est important de noter que des pertes thermiques surviennent, particulièrement pendant les mois les plus chauds. Une isolation adéquate demeure une solution clé pour minimiser ces pertes et maintenir l'efficacité globale du système.



Figure III.15 : Puissance thermique à la sortie du capteur et à la sortie du ballon d'eau chaude pendant l'année.



Figure III.16 : Variation des pertes des réservoirs d'eau chaude au cours de l'année.

III.6.5. Effet géométrique du réservoir de stockage

Dans les analyses antérieures, les pertes thermiques associées au dispositif de stockage ont été examinées. Dans cette partie de la thèse, nous nous concentrons sur l'influence du volume des ballons de stockage, dans le but de déterminer la capacité de stockage optimale pour l'ensemble de l'année, tout en minimisant les pertes. Cette évaluation prend en compte les productions thermiques des capteurs ainsi que les performances de refroidissement du système d'adsorption.

Plusieurs tailles du réservoir ont été paramétrées (0,05 m³, 0,15 m³, 0,25 m³, 0,35 m³, 0,45 m³, 0,55 m³). Pour chaque cas, des simulations ont été exécutées dans TRNSYS, permettant d'établir les variations des puissances thermiques ainsi que les valeurs du coefficient de performance (COP) pour le système d'adsorption au cours de l'année. Ces variations sont illustrées respectivement dans la Figure III.17 et la Figure III.18.

L'examen de la variation de la puissance thermique (Figure III.17) révèle qu'un réservoir de 0,05 m³ n'est pas en mesure de stocker intégralement l'énergie utile, car la température à l'intérieur de ce dernier atteint rapidement la température de consigne. Lorsque le volume est augmenté à 0,15 m³, les puissances en jeu sont nettement améliorées, et avec un volume de 0,25 m³, la récupération de l'énergie est optimale. Cependant, au-delà de cette taille, les pertes deviennent plus significatives, entraînant une diminution de la puissance thermique.

La performance de refroidissement est intrinsèquement liée à la température de l'eau chaude dans le réservoir et à la quantité d'énergie thermique reçue. En observant la Figure III.18, nous pouvons noter que les meilleures performances de refroidissement sont atteintes pour des volumes de 0,25 m³ et de 0,35 m³. Dans ces deux cas, un équilibre optimal est atteint entre la température de l'eau chaude et la puissance fournie, ce qui s'avère particulièrement adapté aux caractéristiques du champ de capteurs solaires de notre système. Cet intervalle de volumes permet de couvrir efficacement les fluctuations de production liées au climat d'Alger.

Nous pouvons également noter qu'une taille du volume de stockage de 0,25 m³ semble offrir un équilibre entre stockage d'énergie, pertes minimales et performances optimales de refroidissement. Ce choix s'avère efficace pour soutenir la stabilité de notre système tout au long de l'année.



Figure III.17 : Variation de la puissance thermique stockée pour chaque volume de réservoir au cours de l'année.



Figure III.18 : Variation du COP – Adsorption pour chaque volume de réservoir au cours de l'année.

III.6.6. Analyse de sensibilité

Les performances de refroidissement du système PVT – Adsorption sont étroitement liées au rendement thermique du collecteur. En effet, toute amélioration du rendement du collecteur se traduit directement par une amélioration corrélative du COP du système dans son ensemble. Une analyse de sensibilité des rendements s'avère particulièrement utile pour déterminer le paramètre qui exerce l'influence la plus marquée sur la solution du modèle.

Il est important de noter que les performances du capteur thermique sont intrinsèquement liées à des facteurs climatiques spécifiques, principalement l'irradiation solaire et la température ambiante. Pour comprendre en profondeur l'impact de ces paramètres, une étude de sensibilité a été entreprise en

utilisant le modèle de validation. Celle-ci a impliqué une variation croisée de l'irradiation solaire et de la température ambiante. Les simulations ont été réalisées avec une vitesse du vent constante de 1 m/s et une température du fluide entrant dans le collecteur de 40°C, avec un débit de 160 kg/h.

Le rayonnement solaire et la température ambiante ont été variés de 80 % à 120 %. Dans le cadre de cette analyse, le scénario où le rayonnement solaire est équivalent à 800 W/m² et la température ambiante est de 30°C a été pris comme référence, représentant un rayonnement solaire et une température ambiante à 100 %.

Les résultats de cette étude de sensibilité ont été synthétisés dans la Figure III.19, où les rendements en régime permanent obtenus sont clairement exposés. Le lecteur pourra trouver une vue concise des variations de rendement en fonction des différentes combinaisons d'irradiation solaire et de température ambiante.

Le rendement thermique présente une variation en fonction du rapport entre la température réduite et le rayonnement solaire, comme décrit dans l'équation (III.31). En examinant les performances thermiques illustrées dans la Figure III.19 (a), il devient évident que le rendement thermique (avec des variations relatives allant de -17,7 % à +11,6 % pour tous les scénarios considérés) est étroitement lié à l'augmentation du rayonnement solaire et de la température ambiante (coefficient $a_1 \ll -1$). En d'autres termes, une augmentation du rayonnement solaire et de la température ambiante engendre une hausse significative du rendement thermique.

Lorsque le rayonnement solaire est plus intense, la productivité thermique s'améliore car la température de sortie du capteur augmente. De même, une élévation de la température ambiante conduit à une réduction des pertes thermiques vis-à-vis de l'environnement, grâce à une réduction marquée de la température réduite. Par conséquent, il est notable que le rendement thermique est plus sensible à la température ambiante dans ce contexte.

Concernant les performances électriques illustrées dans la Figure III.19 (b), il apparait que le rendement électrique (avec des variations relatives oscillant entre -2,7 % et +2,9 % pour l'ensemble des situations étudiées) est, dans une certaine mesure, inversement proportionnel à l'augmentation des deux paramètres. Toutefois, cette relation présente une sensibilité légèrement plus élevée au rayonnement solaire. Il est important de noter que le rendement électrique est étroitement lié à la température des cellules photovoltaïques, comme stipulé dans l'équation (III.42).

En conséquence, une augmentation du rayonnement solaire se traduit par une amélioration de la production électrique. Cependant, il est essentiel de souligner qu'une intensification excessive du rayonnement solaire peut entraîner une élévation indésirable de la température des cellules photovoltaïques, ce qui peut compromettre leur efficacité. Par ailleurs, la réduction de la température ambiante favorise la diminution de la température des cellules, favorisant ainsi un rendement électrique optimal.

L'analyse de sensibilité menée à travers cette étude permet ainsi de mieux appréhender l'importance respective de l'irradiation solaire et de la température ambiante sur les performances du système PVT – Adsorption. Une compréhension approfondie de ces relations permet de mieux orienter les décisions d'optimisation du système pour garantir des performances optimales dans différentes conditions environnementales.



Figure III.19 : Effet de la variation des paramètres climatiques sur les rendements thermique et électrique des collecteurs.

III.6.7. Analyse économique

Malgré les avantages indéniables des systèmes de refroidissement solaires en termes de coûts d'exploitation réduits, l'un des principaux défis entravant leur adoption généralisée réside dans l'investissement initial considérable nécessaire par rapport aux systèmes de refroidissement par compression conventionnels. Dans cette section, nous procédons à une analyse économique visant à évaluer la viabilité financière de notre proposition d'installation PVT – Adsorption. Pour ce faire, nous utilisons plusieurs indicateurs financiers clés tels que le délai de récupération du capital investi (*PP*), la valeur actuelle nette (*NPV*) et le taux de rendement interne (*IRR*).

La valeur actuelle nette nous donnera une indication de la rentabilité globale du projet en prenant en compte la valeur temporelle de l'argent, tandis que le *IRR* nous aidera à estimer le taux de rentabilité attendu de notre installation PVT – Adsorption. Enfin, le *PP* nous permettra de déterminer en combien de temps l'investissement initial sera recouvré.

Il est important de noter que les détails complets de l'estimation et du calcul de ces indicateurs financiers sont disponibles dans les références suivantes : Bellos *et al.*, (2017a) [136], Bellos *et al.*, (2017b) [137], Xu *et al.*, (2020) [138], Gado *et al.*, (2021) [139] et Gado *et al.*, (2023) [121].

L'évaluation financière du système proposé est effectuée en utilisant la valeur actuelle nette (*NPV*) comme suit : [121,137] :

$$NPV = -C_0 + \sum_{j=1}^{lt} \frac{NCF}{(1+F_a)^j}$$
(111.63)

lt représente la durée de vie de l'installation, F_a est le facteur d'actualisation et C_0 représente le coût de l'investissement initial, qui comprend principalement le coût des capteurs PVT, du réservoir de stockage, et du refroidisseur à adsorption.

Le coût d'investissement des composants du système (C_0) est estimé comme suit [137] :

$$C_{0} = C_{PVT}A_{PVT,t} + C_{st}v_{st,t} + C_{ads}Q_{ads}$$
(111.64)

Les revenus annuels (*NCF*) sont calculés sur la base des revenus provenant du refroidissement moins les coûts d'exploitation et de maintenance, comme suit :

$$NCF = \frac{C_{el}}{COP_m} ACP + C_{el} AEP - C_{O\&M}$$
(111.65)

Où *ACP* étant la production annuelle de froid, *AEP* la production annuelle d'électricité, COP_m le coefficient de performance moyen d'un refroidisseur à compression et C_{el} le coût moyen de l'électricité.

Ensuite, le taux de rendement interne (*IRR*) qui indique l'efficacité de l'investissement peut être calculé à partir du facteur d'actualisation (F_a) qui conduit à une *NPV* nulle. Cela donne une équation rétrospective pour ce paramètre [137] :

$$IRR = \frac{NCF}{C_0} \left(1 - \frac{1}{(1 + IRR)^{lt}} \right)$$
(111.66)

Finalement, les délais de récupération simple (*SPP*) et de récupération (*PP*) sont calculés comme suit [136] :

$$SPP = \frac{C_0}{NCF} \tag{III.67}$$

$$PP = \frac{\ln\left(\frac{NCF}{NCF - C_0 F_a}\right)}{\ln(1 + F_a)} \tag{III.68}$$

En pratique, ces paramètres indiquent le nombre d'années nécessaires à l'investissement pour couvrir le coût du capital. Le délai de récupération simple suppose que les valeurs des flux de trésorerie sont constantes au cours du temps, tandis que le délai de récupération prend en compte la réduction de la valeur des flux de revenus. Généralement, le délai de récupération est un meilleur indice, mais la récente crise économique fait du délai de récupération simple un paramètre également utile pour évaluer les investissements.

Les paramètres financiers essentiels ainsi que les constantes sont récapitulés de manière exhaustive dans le Tableau III.8.

Pour obtenir une vision détaillée des indicateurs économiques résultant de notre étude, le Tableau III.9 met en évidence les résultats spécifiques et les indicateurs financiers qui émergent de cette analyse.

Paramètre	Valeur	Référence			
Coût du système PVT (C _{PVT})	263,32 USD/m ²	Gado <i>et al.,</i> (2023) [121]			
Coût du dispositif de stockage (C _{st})	60 USD/m ³	Gado <i>et al.,</i> (2023) [121]			
Coût du système d'adsorption (C _{ads})	2 100 USD/kW	Gado <i>et al.,</i> (2023) [121]			
Coût de l'électricité (C _{el})	0,188 USD/kWh	Global Petrol Prices [140]			
COP moyen du refroidisseur conventionnel (COP _m)	3	Bellos <i>et al.,</i> (2017b) [137]			
Coût de refroidissement (C _c)	0,063 USD/kWh	Global Petrol Prices [140]			
Coûts d'exploitation et de maintenance ($C_{O\&M}$)	1 % C ₀	Bellos <i>et al.,</i> (2017b) [137]			
Facteur d'actualisation (F _a)	3 %	Gado <i>et al.,</i> (2023) [121]			
Durée de vie du projet (lt)	25 ans	Bellos <i>et al.,</i> (2017b) [137]			

Tableau III.8 : Principaux coûts unitaires et paramètres financiers du système proposé.

Paramètre	Valeur			
Coût de l'investissement (C ₀)	44 367 USD			
Flux net de trésorerie (NCF)	6 918 USD			
Valeur actuelle nette (NPV)	76 092 USD			
Taux de rendement interne (IRR)	15,1 %			
Délai de recouvrement simple (SPP)	6,4 ans			
Délai de recouvrement (PP)	7,2 ans			

Tableau III.9 : Principaux coûts et indicateurs financiers du système proposé.

L'analyse économique montre que le système proposé permet d'obtenir un investissement en capital et un flux de trésorerie net respectivement de 44 367 USD et 6 918 USD. De plus, le taux de rendement interne est de 15,1 %, ce qui indique un taux de rentabilité attrayant.

Le taux d'actualisation représente le taux de rendement attendu ou le coût du capital qui est utilisé pour déterminer la valeur présente des sommes d'argent qui seront reçues ou dépensées à l'avenir. En d'autres termes, le taux d'actualisation tient compte du principe selon lequel l'argent aujourd'hui a une valeur plus élevée que la même somme d'argent à une date future. Cela peut être dû à des facteurs tels que l'inflation, les opportunités d'investissement alternatives ou le risque associé à l'investissement. Ce paramètre économique joue un rôle crucial dans la faisabilité économique d'un projet, comme le montre la Figure III.20. Ces résultats mettent en évidence l'impact du taux d'intérêt sur la valeur actuelle nette et sur la période de récupération. Lorsque le taux d'intérêt passe de 3 à 9 %, une détérioration significative de la faisabilité du système est observée. La NPV diminue de 76 000 dollars à 23 000 dollars, ce qui suggère que des taux d'intérêt plus élevés réduisent la rentabilité du projet. De plus, la période de récupération augmente de 7 à 10 ans, ce qui signifie que l'investissement initial mettra plus de temps à être récupéré.



Figure III.20 : Variation de la valeur actuelle nette (NPV) et de la période de récupération (PP) en fonction du taux d'actualisation.

Il est important de signaler que le système se révèle économiquement viable sous certaines conditions, notamment avec un coût d'électricité moyen $C_{el} = 0,188$ USD/kWh [140]. Dans ce contexte, le projet en question atteint un délai de récupération de capital de 7,2 ans, ce qui signifie que l'investissement initial sera recouvré en un peu plus de sept ans. Afin d'évaluer la viabilité du système PVT – Adsorption, il est essentiel d'analyser comment le coût de l'électricité impacte les paramètres économiques du projet. La Figure III.21 et le Tableau III.10 présentent les variations de la valeur actuelle nette, des revenus annuels et du délai de récupération en fonction du coût de l'électricité.

Il peut être noter que la NPV et les revenus annuels sont directement proportionnels au coût de l'électricité, affichant une relation linéaire. Cependant, la NPV semble être plus sensible à l'augmentation du coût de l'électricité. Cela signifie que de petites variations dans le coût de l'électricité peuvent avoir un impact plus important sur la rentabilité globale du projet. D'autre part, le délai de récupération diminue rapidement lorsque le coût de l'électricité passe de 0,05 à 0,1 USD/kWh puis ralentit à mesure que le coût de l'électricité continue d'augmenter.

Il est également crucial de noter qu'un coût de l'électricité inférieur à 0,08 USD/kWh marque un seuil critique en dessous duquel la NPV devient négative et le délai de récupération dépasse la durée de vie prévue du système. Cela signifie que pour que le système PVT – Adsorption soit rentable, le coût de l'électricité doit être supérieur à 0,08 USD/kWh. Ce seuil de prix de l'électricité qui permet un SPP de 16 ans et un PP de 23,2 ans, est un point de référence essentiel pour déterminer la rentabilité du système et guider les décisions d'investissement. Dans la plupart des pays d'Europe et d'Amérique du Nord, le coût de l'électricité est généralement supérieur à 0,18 USD/kWh [140]. Cette observation confirme clairement la viabilité potentielle des installations PVT – Adsorption dans les régions d'Europe et d'Amérique du Nord, où le coût moyen de l'électricité s'élève à environ 0,10 USD/kWh [140]. En Algérie, plus particulièrement, l'électricité est subventionnée par l'État à hauteur de 65%, ce qui ramène son coût à 0,04 USD/kWh [140,141]. Par conséquent, dans la rive sud de la Méditerranée, l'installation de tels systèmes ne serait rentable que si le prix du kWh d'électricité dépasse 0,08 USD ou bien que les politiques de subvention de l'électricité venaient à être réduites ou éliminées.



Figure III.21 : Variations de la valeur actuelle nette (NPV), des revenus annuels (NCF) et de la période de récupération (SPP) en fonction du coût de l'électricité.

C _{el} (USD/kWh)	C _c (USD/kWh)	NCF (USD)	NPV(USD)	SPP (ans)	PP (ans)
0,050	0,017	1510,77	-18059,62	29,36	72,01
0,060	0,020	1901,66	-11253,03	23,33	40,72
0,070	0,023	2292,55	-4446,44	19,35	29,40
0,075	0,025	2487,99	-1043,15	17,83	25,90
0,080	0,027	2683,44	2360,15	16,53	23,18
0,090	0,030	3074,32	9166,74	14,43	19,19
0,100	0,033	3465,21	15973,33	12,80	16,39
0,150	0,050	5419,65	50006,26	8,18	9,53
0,200	0,067	7374,09	84039,22	6,02	6,73
0,250	0,083	9328,53	118072,17	4,76	5,21
0,300	0,100	11282,97	152105,12	3,93	4,25
0,350	0,117	13237,41	186138,09	3,35	3,59
0,400	0,133	15191,85	220171,05	2,92	3,10

Tableau III.10 : Variations du coût de refroidissement (Cc) la valeur actuelle nette (NPV) et des délais de récupération (SPP) et (PP) en fonction du coût de l'électricité (Cel).

III.6.8. Analyse environnementale

L'atténuation annuelle des émissions de dioxyde de carbone (Mit_{CO_2}) du système PVT – Adsorption étudié est évaluée en fonction du facteur de conversion du dioxyde de carbone (F_c) comme suit :

$$Mit_{CO_2} = \left(\frac{ACP}{COP_m} + AEP\right) F_c \tag{III.69}$$

Où *ACP* et *AEP* représentent respectivement la production annuelle de froid et d'électricité et COP_m le coefficient de performance moyen d'un refroidisseur à compression conventionnel égal à 3.

Le facteur de conversion (F_c) pour l'électricité produite à partir des énergies fossiles (pétrole, gaz et charbon), représente la quantité de CO₂ émise lors de la production d'une unité d'électricité, mesurée en kilowattheures. Ce paramètre est lié à plusieurs facteurs interdépendants, incluant l'efficacité de la centrale électrique, la qualité du combustible utilisé, l'adoption éventuelle de technologies de capture et de stockage du carbone (CSC), ainsi que des normes et réglementations en vigueur dans la région où l'électricité est générée.

Cependant, en général, pour obtenir une estimation de l'atténuation des émissions de CO_2 des systèmes renouvelables, il est recommandé d'utiliser un facteur de conversion moyen pour la production d'électricité à partir du combustible utilisé et qui est de [61] :

- Pour le charbon, un facteur de conversion moyen de 1,1 kg CO₂/kWh est généralement appliqué.
- Pour le pétrole brut, le facteur de conversion moyen recommandé est de 0,7 kg CO₂/kWh.
- Pour le gaz naturel, un facteur de conversion moyen de 0,6 kg CO₂/kWh est souvent utilisé comme référence.

La Figure III. 22 présente l'atténuation annuelle des émissions de dioxyde de carbone pour le système PVT – Adsorption étudié en fonction de divers facteurs de conversion de l'électricité produite à partir d'énergies fossiles.

Il apparait que l'implémentation du système PVT – Adsorption se révèle être une solution efficace pour réduire les émissions de CO₂. Chaque année, ce système contribue à l'atténuation d'environ 30 tonnes de CO₂, et cette quantité varie en fonction de la source d'électricité utilisée comme point de référence. Plus précisément, lorsque le facteur de conversion est fixé à 0,6, (production d'électricité à partir du gaz naturel), le système PVT – Adsorption parvient à atténuer les émissions de CO₂ de manière significative, réduisant ainsi les émissions d'environ 23,45 tonnes de CO₂ par an pendant toute la durée de vie du système. Lorsque le facteur de conversion est fixé à 0,7 (production d'électricité à partir du pétrole brut), l'atténuation des émissions de CO₂ s'accroît, atteignant environ 27,36 tonnes de CO₂ par an pendant la durée de vie du système. Cette augmentation de l'atténuation s'explique par le fait que le pétrole brut génère initialement plus d'émissions de CO₂ par unité d'électricité produite par rapport au gaz naturel. Enfin, lorsque le facteur de conversion est de 1,1 (production d'électricité à partir du charbon), le système PVT – Adsorption s'avère encore plus efficace. Dans ce cas, il permet d'atténuer les émissions de CO₂ de manière significative, réduisant les émissions d'environ 43 tonnes de CO₂ par an pendant toute la durée de vie du système. Cette réduction substantielle s'explique par le fait que la production d'électricité à partir du charbon est associée à des émissions de CO₂ plus élevées par unité d'électricité produite par rapport aux autres sources d'énergie fossile.

En résumé, cette analyse environnementale met en évidence l'efficacité du système PVT – Adsorption pour atténuer les émissions de gaz à effet de serre en fonction des facteurs de conversion liés à la production d'électricité à partir de différentes sources d'énergie fossile. Ce système joue un rôle écologique évident dans la transition vers une énergie plus propre et dans la promotion du développement durable.



Facteur de conversion (kg CO₂/kWh)



III.6.9. Analyse des performances du système sous différents climats

Cette section vise à réaliser une comparaison du potentiel effectif du système PVT – Adsorption dans divers contextes climatiques, en vue d'évaluer sa viabilité dans différentes régions à travers le monde.

Pour ce faire, des données météorologiques authentiques provenant d'Almería (Espagne, 36° 50' N ; 2° 27' W), de Shangaï (Chine, 31° 13' N ; 121 °28' E) et d'El Oued (Algérie, 33° 22' N ; 6° 50' E), caractérisées respectivement par des climats méditerranéen, subtropical humide et désertique aride, ont été utilisées afin de simuler le comportement du système sur l'ensemble de l'année. Ces régions sont connues pour leur production agricole (notamment de fruits et légumes), ce qui engendre la nécessité de disposer d'installations de réfrigération pour préserver les récoltes.

Les résultats des simulations incluent les variations annuelles de la température ambiante, du rayonnement solaire global, des rendements thermiques et électriques des collecteurs, ainsi que les variations du coefficient de performance et de la capacité de refroidissement de la machine à adsorption. Ces paramètres sont étudiés pour chacun des trois climats considérés.

Ces données issues des simulations permettent d'obtenir un aperçu détaillé des performances du système dans des contextes climatiques variés. L'évolution annuelle de la température ambiante est décisive pour comprendre l'impact des différentes conditions climatiques sur le fonctionnement global du système. De même, les variations du rayonnement solaire global mettent en évidence les variations saisonnières de l'énergie solaire disponible, ce qui influe directement sur les rendements thermiques et électriques des collecteurs solaires.

La moyenne des résultats obtenus pour chaque paramètre permet d'entreprendre une analyse comparative et une discussion approfondie des performances du système dans les trois climats considérés. Cette approche permet de mettre en évidence les avantages et les limitations de la mise en œuvre du système PVT – Adsorption dans différentes régions du monde, en prenant en compte les conditions climatiques spécifiques et les besoins de réfrigération pour la préservation des récoltes agricoles.

III.6.9.1. Données climatiques

Les données relatives aux variations annuelles de la température ambiante pour Almería, Shangaï et El Oued sont ajustées selon la forme sinus et sont illustrées dans la Figure III.23.

Il peut être observé que parmi ces trois régions, la température ambiante à El Oued est significativement la plus élevée. En effet, les températures atteignent des valeurs considérables dans cette localité. Une analyse plus détaillée révèle des variations saisonnières marquées. L'hiver se caractérise par des températures nettement plus clémentes à Almería par rapport à Shanghai. En revanche, l'été est légèrement plus chaud dans la région chinoise comparativement à Almería.

Il est important de souligner que la température ambiante joue un rôle majeur dans les performances du système. Ce paramètre détermine non seulement le besoin en froid, mais influence également la quantité des pertes thermiques des capteurs et du dispositif de stockage.

Les variations annuelles du rayonnement solaire global pour Almería, Shanghai et El Oued ont été ajustées en utilisant des courbes sinusoïdales, comme illustré dans la Figure III.24.

En outre, nous pouvons noter que l'intensité du rayonnement global à Almería et El Oued est pratiquement similaire, tandis qu'à Shanghai, elle est nettement plus basse. Cette disparité s'explique par des précipitations plus fréquentes observées sous le climat de Shanghai, ce qui influe sur la quantité du rayonnement solaire atteignant la surface dont l'intensité moyenne ne dépasse pas 220



W/m² en raison des conditions climatiques humides et nuageuses. En revanche, à Almería, l'intensité moyenne du rayonnement solaire atteint environ 300 W/m² pendant les jours d'été les plus ensoleillés.

Figure III.23 : Evolution de la température ambiante au cours de l'année à Almería, Shanghai et El Oued.



Figure III.24 : Variation du rayonnement solaire global au cours de l'année à Almería, Shanghai et El Oued.

III.6.9.2. Performances des capteurs PVT

Les courbes des variations annuelles du rendement thermique des capteurs PVT sous les climats d'Almería, Shanghai et El Oued ont été moyennées et sont présentées dans la Figure III.25. L'examen de la forme de ces courbes révèle que le rendement thermique est étroitement lié aux variations du rayonnement solaire incident. Ainsi, il apparait clairement que le rendement thermique suit de près les fluctuations du rayonnement solaire tout au long de l'année. En comparant ces courbes, nous

pouvons remarquer que le rendement thermique des capteurs PVT est presque similaire pour Almería et El Oued, bien que ce dernier enregistre des valeurs légèrement plus élevées pendant la période hivernale. Cela est attribuable aux conditions climatiques propres à El Oued, qui favorisent une efficacité optimale des capteurs pendant les mois les plus froids. Alors que le rendement thermique des capteurs PVT pour la région de Shanghai reste la moins élevé.

Les valeurs moyennes du rendement thermique des capteurs PVT obtenues sur l'ensemble de l'année (Figure III.25) sont de 0,164, 0,148 et 0,172 dans chaque région. Ces valeurs reflètent l'influence directe des variations du rayonnement solaire sur le rendement thermique des capteurs dans chaque région.



Figure III.25 : Variation du rendement thermique du capteur PVT au cours de l'année à Almería, Shanghai et El Oued.

Les variations annuelles du rendement électrique des capteurs PVT sous les climats d'Almería, Shanghai et El Oued ont été moyennées et présentées dans la Figure III.26. Il est important de noter que le rendement électrique des capteurs PVT est directement influencé par la température des cellules photovoltaïques. Le processus de refroidissement des cellules par le biais de l'extraction de chaleur sous forme d'eau chaude des capteurs PVT améliore leur rendement. Cette relation se reflète dans les variations annuelles du rendement électrique pour les trois régions étudiées, où les différences ne sont pas significativement marquées. Cela suggère un refroidissement efficace des panneaux dans chaque contexte climatique. Par ailleurs, il faut souligner que le nombre d'heures d'ensoleillement a un impact majeur sur le rendement électrique des capteurs pour garantir un apport énergétique optimal.

En moyenne sur l'ensemble de l'année, les valeurs du rendement électrique des capteurs PVT sont respectivement de 0,062, 0,064 et 0,065 pour les conditions climatiques d'Almería, Shanghai et El Oued.



Figure III.26 : Variation du rendement électrique du capteur PVT au cours de l'année à Almería, Shanghai et El Oued.

En ce qui concerne l'efficacité globale, qui combine les rendements thermique et électrique, les conditions climatiques d'El Oued se démarquent en offrant le rendement global le plus élevé. Tant que le rendement thermique est prédominant dans la solution de l'efficacité globale, le rendement total est donc nettement plus élevé dans cette région. En moyenne sur toute l'année, les rendements globaux des capteurs PVT sous les conditions climatiques de Almería, Shangaï et El Oued sont respectivement de 0,226, 0,212 et 0,237.

III.6.9.3. Performances du refroidisseur à adsorption

Le COP d'un refroidisseur à adsorption dépend du rapport entre l'énergie thermique générée par les capteurs solaires et la capacité de refroidissement produite. Les variations annuelles du COP d'adsorption sous les climats d'Almería, Shanghai et El Oued sont moyennées et présentées dans la Figure III.27.

Nous pouvons constater que le COP est plus élevé sous les conditions climatiques d'El Oued, suivi par Almería et enfin Shanghai. Cette observation s'étend aux variations annuelles de la capacité de refroidissement, comme indiqué dans la Figure III.28, qui présentent des tendances similaires aux variations du COP pour les trois régions considérées.

Les performances de refroidissement sont optimales à El Oued. Cette supériorité peut être expliquée par la combinaison d'une productivité thermique plus élevée des capteurs solaires à El Oued, résultant de l'intensité du rayonnement solaire et des températures ambiantes élevées de cette région. Cette combinaison favorise des échanges thermiques réduits entre les capteurs et l'environnement, augmentant ainsi l'efficacité du système de refroidissement à adsorption.

Les résultats des simulations révèlent également qu'en moyenne sur toute l'année, le système PVT – Adsorption répond aux besoins de refroidissement exprimés en période de pointe à hauteur de 33 %, 20 % et 38 % respectivement pour les climats méditerranéen, subtropical humide et désertique aride. Toutefois, la demande en froid est proportionnelle à la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur de l'enceinte à refroidir et à la température ambiante. Par conséquent, il est pertinent de souligner que le besoin est inférieur de 18 % et de 30 % respectivement à Almería et Shanghai par rapport à El Oued. De même que le taux de couverture est inférieur de 13 % et de 47 % respectivement à Almería et Shanghai par rapport à El Oued.

Ces constatations illustrent la prédominance d'un système PVT – Adsorption dans un climat désertique aride, tout en mettant en avant son rendement optimisé dans un contexte méditerranéen, où l'équilibre entre l'offre et la demande est plus prononcé.



Figure III.27 : COP – Adsorption au cours de l'année à Almería, Shanghai et El Oued.



Figure III.28 : Capacité de refroidissement au cours de l'année à Almería, Shanghai et El Oued.

III.7. Conclusions

Dans ce chapitre, un système PVT – Adsorption pour la conservation de produits agricoles périssables a été étudié. Un dimensionnement du champ solaire a été entrepris afin de répondre aux besoins du refroidisseur.

Les performances réelles du système simulé sur TRNSYS ont été obtenues sur l'ensemble de l'année en tenant compte de la dynamique réelle du climat d'Alger (Algérie). Les résultats révèlent que :

- Les rendements thermiques et électriques peuvent être optimaux tout au long de l'année quand la température de stagnation est idéale à la sortie du collecteur.
- Le système répond à 36 % du pic de demande de refroidissement tout au long de l'année et à 66 % du pic de demande de refroidissement en été, lorsque celle-ci est la plus élevée. Ces résultats montrent que la combinaison hybride capteur PVT refroidisseur à adsorption est productive et recommandable, en particulier lorsque l'énergie thermique est stockée pour couvrir les fluctuations entre le jour et la nuit.
- Les pertes de chaleur du dispositif de stockage sont plus importantes en été, lorsque la différence de température entre l'extérieur et l'intérieur des réservoirs est maximale. Un volume optimal des réservoirs permet de couvrir efficacement les fluctuations de production sans dissiper l'énergie thermique stockée.
- Le rendement thermique est fortement affecté par les conditions climatiques, avec une plus grande sensibilité à la température ambiante qu'à l'irradiation solaire. Le rendement électrique est moins affecté par ces paramètres, avec une sensibilité légèrement supérieure au rayonnement solaire.

L'analyse économique du système PVT – Adsorption révèle sa viabilité sous certaines conditions clés, principalement liées au coût de l'électricité :

- Lorsque le coût moyen de l'électricité est de 0,188 USD/kWh, le projet atteint un délai de récupération de capital de 7,2 ans, indiquant que l'investissement initial sera recouvré en un peu plus de sept ans.
- Un point critique du délai de recouvrement est atteint lorsque le coût de l'électricité est inférieur à 0,08 USD/kWh, ce qui entraîne une NPV négative et un délai de récupération supérieur à la durée de vie prévue du système. Ainsi, pour que le système PVT Adsorption soit rentable, le coût de l'électricité doit dépasser ce seuil.

L'analyse environnementale met en évidence l'efficacité du système PVT – Adsorption pour atténuer les émissions de gaz à effet de serre en fonction des facteurs de conversion liés à la production d'électricité à partir de différentes sources d'énergie fossile. Le système contribue à :

- L'atténuation d'environ 30 tonnes de CO₂ chaque année. Cette quantité varie de 23 à 43 tonnes de CO₂ par an en fonction de la source d'électricité utilisée comme point de référence.
- La transition vers une énergie plus propre et dans la promotion du développement durable étant donné qu'il présente un rôle écologique évident.

Les performances du système PVT – Adsorption ont été étudiées sous différents climats, méditerranéen, subtropical humide et désertique aride caractérisés respectivement par les données météorologiques des villes d'Almería (Espagne), de Shanghai (Chine) et d'El Oued (Algérie). Les résultats indiquent que :

- Le rendement thermique dépend de l'intensité du rayonnement solaire. Il est plus élevé à El Oued.
- Le rendement électrique est pratiquement le même pour les trois climats, ce qui est la preuve d'un bon refroidissement des cellules PV.
- Les rendements globaux moyens des capteurs PVT sous les conditions climatiques d'Almería, Shangaï et El Oued sont respectivement de 0,226, 0,212 et 0,237.
- Le taux de couverture du système est de 20 % et 33 % respectivement pour les climats subtropical humide et méditerranéen, et est maximal pour un climat désertique aride, à hauteur de 38 %.
- La demande en froid dépend de la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur de l'enceinte à refroidir, ainsi que de la température ambiante.
- Le besoin en refroidissement est inférieur de 18 % à Almería et de 30 % à Shanghai par rapport à El Oued. Le taux de couverture quant à lui est inférieur de 13 % à Almería et de 47 % à Shanghai par rapport à El Oued.
- Un système PVT Adsorption est plus productif sous un climat désertique aride et plus efficace sous un climat méditerranéen, qui présente une meilleure régularité entre l'offre et la demande en matière de refroidissement par rapport aux autres climats étudiés.

Conclusion générale

Dans un contexte marqué par les défis du changement climatique et la nécessité impérieuse de la transition énergétique. Cette recherche contribue directement à la promotion de solutions éco-responsables, tout en favorisant la réduction de la dépendance aux énergies fossiles et le passage vers un avenir énergétique plus durable. Les collecteurs hybrides PVT représentent une solution technologique prometteuse, offrant un potentiel considérable pour réduire les émissions de gaz à effet de serre en utilisant une source d'énergie propre et renouvelable.

Cette thèse a pour but d'évaluer les performances des collecteurs hybrides PVT dans les applications de froid solaire. L'objectif principal étant de dimensionner et d'optimiser un système hybride PVT pour la production de froid par adsorption, notamment pour la conservation de denrées alimentaires dans un climat méditerranéen.

Une revue de la littérature a permis de constater que la recherche sur les systèmes hybrides PVT et les systèmes de refroidissement solaire est principalement axée sur l'optimisation de chaque technologie individuellement. Il a été noté que l'association des deux technologies, c'est-à-dire « PVT – Sorption solaire », a été peu explorée. Les études recensées ont révélé certaines limitations, notamment la nécessité de raccordement au réseau électrique pour l'alimentation des pompes et des auxiliaires de la machine à sorption, freinant ainsi leur utilisation dans des régions isolées. De plus, les optimisations systémiques ne tiennent pas toujours compte des variations réelles de la ressource énergétique et de la demande en froid.

Le choix des collecteurs PVT pour l'installation a été déterminé en analysant les performances thermiques et électriques de trois configurations d'échangeurs de chaleur de capteur. Les résultats ont montré que la géométrie en nappe offrait le meilleur rendement thermique et global, ce qui a conduit à la recommandation d'utiliser des collecteurs hybrides DualSun pour le système de production de froid solaire.

Le système PVT – Adsorption a été dimensionné pour alimenter une unité de conservation de produits agricoles périssables. Les performances réelles du système ont été obtenues grâce à des simulations sur TRNSYS, en prenant en compte les conditions climatiques réelles d'Alger (Algérie). Cette analyse a également intégré des aspects économiques et environnementaux.

Les conclusions majeures de l'étude du système se résument comme suit :

Les rendements thermiques et électriques du système peuvent être optimisés tout au long de l'année en fixant une température de stagnation idéale à la sortie du collecteur, ce qui évite une baisse de la production.

Le système est capable de répondre à 36 % de la demande totale de refroidissement tout au long de l'année et à 66 % de cette demande en été, lorsque celle-ci est à son maximum. Cela démontre l'efficacité de la combinaison hybride du capteur PVT avec le refroidisseur à adsorption, en particulier lorsque l'énergie thermique est stockée pour compenser les variations diurnes et nocturnes.

Les pertes de chaleur du dispositif de stockage sont plus importantes en été, lorsque la différence de température entre l'extérieur et l'intérieur des réservoirs est maximale. Cependant, l'étude a montré que le système peut couvrir efficacement les fluctuations de production sans dissiper l'énergie thermique stockée, à condition de choisir la taille appropriée des réservoirs de stockage.

Il est apparu également que le rendement thermique du système est fortement influencée par les conditions climatiques, avec une plus grande sensibilité à la température ambiante qu'à l'irradiation solaire. En revanche, le rendement électrique est moins influencée par ces paramètres, bien qu'elle le soit légèrement plus par le rayonnement solaire.

Du point de vue économique, il a été noté que le système PVT – Adsorption est viable dans certaines conditions clés, principalement liées au coût de l'électricité. Un seuil critique a été identifié, en dessous duquel le projet n'était plus rentable. Le coût moyen de l'électricité joue donc un rôle déterminant dans la viabilité du système.

Sur le plan environnemental, il apparait clairement que le système PVT – Adsorption contribue de manière significative à l'atténuation des émissions de gaz à effet de serre. En effet, chaque année, il permet de réduire d'environ 30 tonnes de CO₂, en fonction du facteur de conversion utilisé comme référence. Ce qui met en évidence l'efficacité environnementale du système et son rôle positif dans la transition vers une énergie plus propre et dans la promotion du développement durable.

L'étude du système a également inclus une comparaison des performances du système PVT – Adsorption sous différents climats, notamment méditerranéen, subtropical humide et désertique aride. Les résultats ont montré que le système est plus performant dans des climats désertiques arides et plus efficace dans des climats méditerranéens, en raison d'une meilleure régularité entre l'offre et la demande en matière de refroidissement.

Notre travail qui s'intègre parfaitement dans la perspective de développement durable, s'est focalisé sur l'évaluation des systèmes hybrides PVT pour la production de froid solaire par adsorption. Cette association novatrice des technologies PVT et sorption solaire, bien que peu explorée, a révélé des opportunités significatives en matière d'efficacité énergétique. L'étude approfondie du système a démontré sa remarquable capacité à répondre de manière efficace à la demande de refroidissement. Les résultats renforcent la pertinence et le potentiel des systèmes hybrides PVT pour relever les défis liés à l'approvisionnement énergétique et à la durabilité environnementale, ouvrant ainsi la voie à des solutions innovantes pour un avenir énergétique plus propre et plus durable.

Références

[1] S.C. Solanki, S. Dubey, A. Tiwari, Indoor simulation and testing of photovoltaic thermal (PV/T) air collectors, Applied Energy, Volume 86, Issue 11, 2009, Pages 2421-2428, <u>https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2009.03.013</u>.

[2] H. Bahaidarah, P. Gandhidasan, B. Tanweer, Experimental evaluation of the performance of a photovoltaic panel with water cooling, Conference Record of the IEEE Photovoltaic Specialists Conference (2013). Pages 2987-2991. <u>https://doi.org/10.1109/PVSC.2013.6745090</u>.

[3] T.T. Chow, A review on photovoltaic/thermal hybrid solar technology, Applied Energy, Volume 87, Issue 2, 2010, Pages 365-379, <u>https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2009.06.037</u>.

[4] H.A. Zondag, Flat-plate PV-Thermal collectors and systems: A review, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 12, Issue 4, 2008, Pages 891-959, <u>https://doi.org/10.1016/j.rser.2005.12.012</u>.

[5] N. Aste, F. Leonforte, C. Del Pero, Design, modeling and performance monitoring of a photovoltaic– thermal (PVT) water collector, Solar Energy, Volume 112, 2015, Pages 85-99, <u>https://doi.org/10.1016/j.solener.2014.11.025</u>.

[6] M. Herrando, C.N. Markides, Hybrid PV and solar-thermal systems for domestic heat and power provision in the UK: Techno-economic considerations, Applied Energy, Volume 161, 2016, Pages 512-532, <u>https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.09.025</u>.

[7] M. Herrando, C.N. Markides, K. Hellgardt, A UK-based assessment of hybrid PV and solar-thermal systems for domestic heating and power: System performance, Applied Energy, Volume 122, 2014, Pages 288-309, <u>https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.01.061</u>.

[8] T.M. Sathe, A.S. Dhoble, A review on recent advancements in photovoltaic thermal techniques, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 76, 2017, Pages 645-672, <u>https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.03.075</u>.

[9] Statistiques 2018 : International Energy Agency – Solar Heating and Cooling Programme (IEA-SHC) <u>https://www.iea-shc.org/Data/Sites/1/publications/IEA-SHC-Annual-Report-2018.pdf</u>

[10] R. Santbergen, C.C.M. Rindt, H.A. Zondag, R.J.Ch. van Zolingen, Detailed analysis of the energy yield of systems with covered sheet-and-tube PVT collectors, Solar Energy, Volume 84, Issue 5, 2010, Pages 867-878, <u>https://doi.org/10.1016/j.solener.2010.02.014</u>.

[11] C. Huang, H. Sung, K. Yen, Experimental study of photovoltaic/thermal (PV/T) hybrid system. International Journal of Smart Grid and Clean Energy, volume 2, Issue 2, 2013, Pages 148-151, <u>https://doi.org/10.12720/sgce.2.2.148-151</u>.

[12] Shyam, G.N. Tiwari, Ol. Fischer, R.K. Mishra, I.M. Al-Helal, Performance evaluation of N-photovoltaic thermal (PVT) water collectors partially covered by photovoltaic module connected in series: An experimental study, Solar Energy, Volume 134, 2016, Pages 302-313, https://doi.org/10.1016/j.solener.2016.05.013.

[13] H.A. Zondag, D.W. de Vries, W.G.J. van Helden, R.J.C. van Zolingen, A.A. van Steenhoven, The yield of different combined PV-thermal collector designs, Solar Energy, Volume 74, Issue 3, 2003, Pages 253-269, <u>https://doi.org/10.1016/S0038-092X(03)00121-X</u>.

[14] A. Ibrahim, M. Othman, M.H. Ruslan, M.A Alghoul, M. Yahya, A. Zaharim, K. Sopian, Performance of photovoltaic thermal collector (PVT) with different absorbers design, WSEAS Transactions on Environment and Development, Volume 5 Issue 3, 2009, Pages 329-359.

[15] H. Ben Cheikh El Hocine, K. Touafek, F. Kerrour, Theoretical and Experimental Studies of a New Configuration of Photovoltaic–Thermal Collector, ASME. J. Sol. Energy Eng. Volume 139, Issue 2, 2017 021012. <u>https://doi.org/10.1115/1.4035328</u>.

[16] N. Aste, C. Del Pero, F. Leonforte, M. Manfren, Performance monitoring and modeling of an uncovered photovoltaic-thermal (PVT) water collector, Solar Energy, Volume 135, 2016, Pages 551-568, <u>https://doi.org/10.1016/j.solener.2016.06.029</u>.

[17] Shyam, G.N. Tiwari, I.M. Al-Helal, Analytical expression of temperature dependent electrical efficiency of N-PVT water collectors connected in series, Solar Energy, Volume 114, 2015, Pages 61-76, <u>https://doi.org/10.1016/j.solener.2015.01.026</u>.

[18] F. Yazdanifard, M. Ameri, E. Ebrahimnia-Bajestan, Performance of nanofluid-based photovoltaic/thermal systems: A review, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 76, 2017, Pages 323-352, <u>https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.03.025</u>.

[19] C.S. Malvi, D.W. Dixon-Hardy, R. Crook, Energy balance model of combined photovoltaic solar-thermal system incorporating phase change material, Solar Energy, Volume 85, Issue 7, 2011, Pages 1440-1446, <u>https://doi.org/10.1016/j.solener.2011.03.027</u>.

[20] A.A. Hassan, A.E. Elwardany, S. Ookawara, I.I. El-Sharkawy, Performance investigation of a solarpowered adsorption-based trigeneration system for cooling, electricity, and domestic hot water production, Applied Thermal Engineering, Volume 199, 2021, 117553, https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117553.

[21] A. Atienza-Márquez, F. Domínguez Muñoz, F.F. Hernández, J.M. Cejudo López, Domestic hot water production system in a hospital: Energy audit and evaluation of measures to boost the solar contribution, Energy, Volume 261, Part B, 2022, 125275, <u>https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.125275</u>.

[22] M. Chandrasekar, T. Senthilkumar, Five decades of evolution of solar photovoltaic thermal (PVT) technology – A critical insight on review articles, Journal of Cleaner Production, Volume 322, 2021, 128997, <u>https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2021.128997</u>.

[23] E. Bisengimana, J. Zhou, M. Binama, G. Nyiranzeyimana, Y. Yuan, Numerical investigation of PVT coverage on an integrated building-solar-heat pump system: Technical and economic study, Solar Energy, Volume 249, 2023, Pages 507-520, <u>https://doi.org/10.1016/j.solener.2022.12.005</u>.

[24] S. Agrawal, G.N. Tiwari, Enviroeconomic analysis and energy matrices of glazed hybrid photovoltaic thermal module air collector, Solar Energy, Volume 92, 2013, Pages 139-146, <u>https://doi.org/10.1016/j.solener.2013.02.019</u>.

[25] M. Farshchimonfared, J.I. Bilbao, A.B. Sproul, Channel depth, air mass flow rate and air distribution duct diameter optimization of photovoltaic thermal (PV/T) air collectors linked to residential buildings, Renewable Energy, Volume 76, 2015, Pages 27-35, <u>https://doi.org/10.1016/j.renene.2014.10.044</u>.

[26] M.E.A. Slimani, M. Amirat, I. Kurucz, S. Bahria, A. Hamidat, W. Braham Chaouch, A detailed thermal-electrical model of three photovoltaic/thermal (PV/T) hybrid air collectors and photovoltaic

(PV) module: Comparative study under Algiers climatic conditions, Energy Conversion and Management, Volume 133, 2017, Pages 458-476, <u>https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.10.066</u>.

[27] P. Ooshaksaraei, K. Sopian, S.H. Zaidi, R. Zulkifli, Performance of four air-based photovoltaic thermal collectors configurations with bifacial solar cells, Renewable Energy, Volume 102, Part B, 2017, Pages 279-293, <u>https://doi.org/10.1016/j.renene.2016.10.043</u>.

[28] J.K. Tonui, Y. Tripanagnostopoulos, Performance improvement of PV/T solar collectors with natural air flow operation, Solar Energy, Volume 82, Issue 1, 2008, Pages 1-12, <u>https://doi.org/10.1016/j.solener.2007.06.004</u>.

[29] M. Farshchimonfared, J.I. Bilbao, A.B. Sproul, Full optimisation and sensitivity analysis of a photovoltaic–thermal (PV/T) air system linked to a typical residential building, Solar Energy, Volume 136, 2016, Pages 15-22, <u>https://doi.org/10.1016/j.solener.2016.06.048</u>.

[30] S. Singh, S. Agarwal, G.N. Tiwari, D. Chauhan, Application of genetic algorithm with multi-objective function to improve the efficiency of glazed photovoltaic thermal system for New Delhi (India) climatic condition, Solar Energy, Volume 117, 2015, Pages 153-166, https://doi.org/10.1016/j.solener.2015.04.025.

[31] Y. Zhao, H. Diao, G. Zhang, M. Ge, Performance study of air-type BIPVT coupled water-cooled wall, Energy Reports, Volume 8, Supplement 16, 2022, Pages 265-270, <u>https://doi.org/10.1016/j.egyr.2022.10.278</u>.

[32] S. Agrawal, G.N. Tiwari, Performance analysis in terms of carbon credit earned on annualized uniform cost of glazed hybrid photovoltaic thermal air collector, Solar Energy, Volume 115, 2015, Pages 329-340, <u>https://doi.org/10.1016/j.solener.2015.02.030</u>.

[33] D. Zenhäusern, E. Bamberger, A. Baggenstos, A. Häberle, PVT Wrap-Up: Energy Systems with Photovoltaic-Thermal Solar Collectors, 2017, Published by EnergieSchweiz.

[34] S. A. Kalogirou, Chapter 4 - Performance of Solar Collectors, Editor(s): Soteris A. Kalogirou, Solar Energy Engineering (Second Edition), Academic Press, 2014, Pages 221-256, https://doi.org/10.1016/B978-0-12-397270-5.00004-2.

[35] A. Kazemian, M. Hosseinzadeh, M. Sardarabadi, M. Passandideh-Fard, Effect of glass cover and working fluid on the performance of photovoltaic thermal (PVT) system: An experimental study, Solar Energy, Volume 173, 2018, Pages 1002-1010, <u>https://doi.org/10.1016/j.solener.2018.07.051</u>.

[36] R. Lazzarin, M. Noro, Photovoltaic/Thermal (PV/T)/ground dual source heat pump: Optimum energy and economic sizing based on performance analysis, Energy and Buildings, Volume 211, 2020, 109800, <u>https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2020.109800</u>.

[37] S. Vaishak, P.V. Bhale, Effect of dust deposition on performance characteristics of a refrigerant based photovoltaic/thermal system, Sustainable Energy Technologies and Assessments, Volume 36, 2019, 100548, <u>https://doi.org/10.1016/j.seta.2019.100548</u>.

[38] A. Kazemian, A. Taheri, A. Sardarabadi, T. Ma, M. Passandideh-Fard, J. Peng, Energy, exergy and environmental analysis of glazed and unglazed PVT system integrated with phase change material: An experimental approach, Solar Energy, Volume 201, 2020, Pages 178-189, <u>https://doi.org/10.1016/j.solener.2020.02.096</u>.

[39] D. Kumar, P. Mishra, A.Ranjan, D. Kumar Dheer, L. Kumar, A simplified simulation model of silicon photovoltaic modules for performance evaluation at different operating conditions, Optik, Volume 204, 2020, 164228, <u>https://doi.org/10.1016/j.ijleo.2020.164228</u>.

[40] B. Agrawal, G.N. Tiwari, Life cycle cost assessment of building integrated photovoltaic thermal (BIPVT) systems, Energy and Buildings, Volume 42, Issue 9, 2010, Pages 1472-1481, <u>https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2010.03.017</u>.

[41] A.S. Abdelrazik, F. Al-Sulaiman, R. Saidur, R. Ben-Mansour, A review on recent development for the design and packaging of hybrid photovoltaic/thermal (PV/T) solar systems, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 95, 2018, Pages 110-129, https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.07.013.

[42] S. Dubey, A.A.O. Tay, Testing of two different types of photovoltaic–thermal (PVT) modules with heat flow pattern under tropical climatic conditions, Energy for Sustainable Development, Volume 17, Issue 1, 2013, Pages 1-12, <u>https://doi.org/10.1016/j.esd.2012.09.001</u>.

[43] K. Touafek, A. Khelifa, M. Adouane, Theoretical and experimental study of sheet and tubes hybrid PVT collector, Energy Conversion and Management, Volume 80, 2014, Pages 71-77, <u>https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.01.021</u>.

[44] M. Aldubyan, A. Chiasson, Thermal Study of Hybrid Photovoltaic-Thermal (PVT) Solar Collectors Combined with Borehole Thermal Energy Storage Systems, Energy Procedia, Volume 141, 2017, Pages 102-108, <u>https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.11.020</u>.

[45] Y. Khanjari, A.B. Kasaeian, F. Pourfayaz, Evaluating the environmental parameters affecting the performance of photovoltaic thermal system using nanofluid, Applied Thermal Engineering, Volume 115, 2017, Pages 178-187, <u>https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.12.104</u>.

[46] A. Nahar, M. Hasanuzzaman, N.A. Rahim, S. Parvin, Numerical investigation on the effect of different parameters in enhancing heat transfer performance of photovoltaic thermal systems, Renewable Energy, Volume 132, 2019, Pages 284-295, <u>https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.08.008</u>.

[47] S. Tiwari, G.N. Tiwari, I.M. Al-Helal, Performance analysis of photovoltaic–thermal (PVT) mixed mode greenhouse solar dryer, Solar Energy, Volume 133, 2016, Pages 421-428, <u>https://doi.org/10.1016/j.solener.2016.04.033</u>.

[48] A. Fudholi, M. Zohri, G.L. Jin, A. Ibrahim, C.H. Yen, M.Y. Othman, M.H. Ruslan, K. Sopian, Energy and exergy analyses of photovoltaic thermal collector with ∇-groove, Solar Energy, Volume 159, 2018, Pages 742-750, <u>https://doi.org/10.1016/j.solener.2017.11.056</u>.

[49] D. Su, Y. Jia, X. Huang, G. Alva, Y. Tang, G. Fang, Dynamic performance analysis of photovoltaic– thermal solar collector with dual channels for different fluids, Energy Conversion and Management, Volume 120, 2016, Pages 13-24, <u>https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.04.095</u>.

[50] N. Aste, C. del Pero, F. Leonforte, Water flat plate PV–thermal collectors: A review, Solar Energy, Volume 102, 2014, Pages 98-115, <u>https://doi.org/10.1016/j.solener.2014.01.025</u>.

[51] J. Cremers, I. Mitina, N. Palla, F. Klotz, X. Jobard, U. Eicker, Experimental Analyses of Different PVT Collector Designs for Heating and Cooling Applications in Buildings, Energy Procedia, Volume 78, 2015, Pages 1889-1894, <u>https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.11.356</u>.

[52] R. Nasrin, M. Hasanuzzaman, N.A. Rahim, Effect of high irradiation and cooling on power, energy and performance of a PVT system, Renewable Energy, Volume 116, Part A, 2018, Pages 552-569, <u>https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.10.004</u>.

[53] F. Yazdanifard, E. Ebrahimnia-Bajestan, M. Ameri, Investigating the performance of a water-based photovoltaic/thermal (PV/T) collector in laminar and turbulent flow regime, Renewable Energy, Volume 99, 2016, Pages 295-306, <u>https://doi.org/10.1016/j.renene.2016.07.004</u>.

[54] A. Hassan, S. Abbas, S. Yousuf, F. Abbas, N.M. Amin, S. Ali, M.S. Mastoi, An experimental and numerical study on the impact of various parameters in improving the heat transfer performance characteristics of a water based photovoltaic thermal system, Renewable Energy, Volume 202, 2023, Pages 499-512, <u>https://doi.org/10.1016/j.renene.2022.11.087</u>.

[55] L. Brottier, R. Bennacer, Thermal performance analysis of 28 PVT solar domestic hot water installations in Western Europe, Renewable Energy, Volume 160, 2020, Pages 196-210, <u>https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.06.072</u>.

[56] X. Zhang, X. Zhao, S. Smith, J. Xu, X. Yu, Review of R&D progress and practical application of the solar photovoltaic/thermal (PV/T) technologies, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 16, Issue 1, 2012, Pages 599-617, <u>https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.08.026</u>.

[57] R. Simón-Allué, I. Guedea, A. Coca-Ortegón, R. Villén, G. Brun, Performance evaluation of PVT panel with phase change material: Experimental study in lab testing and field measurement, Solar Energy, Volume 241, 2022, Pages 738-751, <u>https://doi.org/10.1016/j.solener.2022.05.035</u>.

[58] A. M. Bassam, K. Sopian, A. Ibrahim, M.F. Fauzan, A.B. Al-Aasam, G. Y. Abusaibaa, Experimental analysis for the photovoltaic thermal collector (PVT) with nano PCM and micro-fins tube nanofluid, Case Studies in Thermal Engineering, Volume 41, 2023, 102579, https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.102579.

[59] C. Reichl, P. Wagner, B. Blank-Landeshammer, A. Sporr, S. Pedersen, S. Wagner, IEA HPT Annex 51: acoustic Signatures of Heat Pumps Final Report – Part 11: 5th Report on heat pump installation with special focus on acoustic impact, 2021.

[60] B. Chhugani, P. Pärisch, S. Helmling, F. Giovannetti, Comparison of PVT - heat pump systems with reference systems for the energy supply of a single-family house, Solar Energy Advances, Volume 3, 2023, 100031, https://doi.org/10.1016/j.seja.2022.100031.

[61] AIE (2018), World Energy Statistics 2018, Éditions OCDE, Paris. https://doi.org/10.1787/world_energy_stats-2018-en.

[62] A. Buonomano, F. Calise, A. Palombo, M. Vicidomini, Adsorption chiller operation by recovering low-temperature heat from building integrated photovoltaic thermal collectors: Modelling and simulation, Energy Conversion and Management, Volume 149, 2017, Pages 1019-1036, <u>https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.05.005</u>.

[63] M. Mortadi, A. El Fadar, Performance, economic and environmental assessment of solar cooling systems under various climates, Energy Conversion and Management, Volume 252, 2022, 114993, <u>https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.114993</u>.

[64] A.A. Hasan, A. Juaidi, R. Abdallah, T. Salameh, O. Ayadi, M. Jaradat, R.E. Hammad, P.E. Campana, O.A. Aqel, A review of solar thermal cooling technologies in selected Middle East and North African

countries, Sustainable Energy Technologies and Assessments, Volume 54, 2022, 102871, <u>https://doi.org/10.1016/j.seta.2022.102871</u>.

[65] K. Butti, J. Perlin, A Golden Thread – 2500 Years of Solar Architecture and Technology. Cheshire Books Palo Alto, CA USA, 1980.

[66] I. Sarbu, C. Sebarchievici, General review of solar-powered closed sorption refrigeration systems, Energy Conversion and Management, Volume 105, 2015, Pages 403-422, https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.07.084.

[67] K.E. Herold, R. Radermacher, S.A. Klein. Absorption chillers and heat pumps. CRC press; 1996.

[68] Y. Dai, Technology and application of LiBr absorption refrigeration, Chinese mechanical engineering industry publication, 1997.

[69] T.S. Ge, R.Z. Wang, Z.Y. Xu, Q.W. Pan, S. Du, X.M. Chen, T. Ma, X.N. Wu, X.L. Sun, J.F. Chen, Solar heating and cooling: Present and future development, Renewable Energy, Volume 126, 2018, Pages 1126-1140, <u>https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.06.081</u>.

[70] M. Medrano, M. Bourouis, A. Coronas, Double-lift absorption refrigeration cycles driven by low– temperature heat sources using organic fluid mixtures as working pairs, Applied Energy, Volume 68, Issue 2, 2001, Pages 173-185, <u>https://doi.org/10.1016/S0306-2619(00)00048-9</u>.

[71] C.J. Schweigler, P. Riesch, S. Demmel, G. Alefeld, A new absorption chiller to establish combined cold, heat, and power generation utilizing low-temperature heat, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, GA USA,1996, 0001-2505.

[72] R. Gomri, R. Hakimi, Second law analysis of double effect vapour absorption cooler system, Energy Conversion and Management, Volume 49, Issue 11, 2008, Pages 3343-3348, https://doi.org/10.1016/j.enconman.2007.09.033.

[73] R. Gomri, Investigation of the potential of application of single effect and multiple effect absorption cooling systems, Energy Conversion and Management, Volume 51, Issue 8, 2010, Pages 1629-1636, <u>https://doi.org/10.1016/j.enconman.2009.12.039</u>.

[74] R.A. Almasri, N.H. Abu-Hamdeh, K.K. Esmaeil, S. Suyambazhahan, Thermal solar sorption cooling systems - A review of principle, technology, and applications, Alexandria Engineering Journal, Volume 61, Issue 1, 2022, Pages 367-402, <u>https://doi.org/10.1016/j.aej.2021.06.005</u>.

[75] Y.J. Dai, R.Z. Wang, Y.X. Xu, Study of a solar powered solid adsorption–desiccant cooling system used for grain storage, Renewable Energy, Volume 25, Issue 3, 2002, Pages 417-430, https://doi.org/10.1016/S0960-1481(01)00076-3.

[76] X.J. Zhang, R.Z. Wang, A new combined adsorption–ejector refrigeration and heating hybrid system powered by solar energy, Applied Thermal Engineering, Volume 22, Issue 11, 2002, Pages 1245-1258, <u>https://doi.org/10.1016/S1359-4311(02)00043-1</u>.

[77] P. Kohlenbach, U. Jakob, Solar Cooling: The Earthscan Expert Guide to Solar Cooling Systems,: Routledge; 1st Edition, 2014, 224.

[78] M. Beccali, P. Finocchiaro, B. Nocke, Energy and economic assessment of desiccant cooling systems coupled with single glazed air and hybrid PV/thermal solar collectors for applications in hot and humid climate, Solar Energy, Volume 83, Issue 10, 2009, Pages 1828-1846, https://doi.org/10.1016/j.solener.2009.06.015.

[79] C.H. Li, R.Z. Wang, Y.Z. Lu, Investigation of a novel combined cycle of solar powered adsorption– ejection refrigeration system, Renewable Energy, Volume 26, Issue 4, 2002, Pages 611-622, <u>https://doi.org/10.1016/S0960-1481(01)00108-2</u>.

[80] C. Onan, D.B. Ozkan, S. Erdem, Exergy analysis of a solar assisted absorption cooling system on an hourly basis in villa applications, Energy, Volume 35, Issue 12, 2010, Pages 5277-5285 <u>https://doi.org/10.1016/j.energy.2010.07.037</u>.

[81] N. Ketjoy, R. yongphayoon, K.Mansiri, Performance Evaluation of 35kW LiBr–H2O Solar Absorption Cooling System in Thailand, Energy Procedia, Volume 34, 2013, Pages 198-210, <u>https://doi.org/10.1016/j.egypro.2013.06.748</u>.

[82] N.I. Ibrahim, M.M.A. Khan, I.M. Mahbubul, R. Saidur, F.A. Al-Sulaiman, Experimental testing of the performance of a solar absorption cooling system assisted with ice-storage for an office space, Energy Conversion and Management, Volume 148, 2017, Pages 1399-1408, https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.07.001.

[83] M.T. Plytaria, E.Bellos, C.Tzivanidis, K.A. Antonopoulos, Numerical simulation of a solar cooling system with and without phase change materials in radiant walls of a building, Energy Conversion and Management, Volume 188, 2019, Pages 40-53, <u>https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.03.042</u>.

[84] M. Vallès, M. Bourouis, D.Boer, Solar-driven absorption cycle for space heating and cooling, Applied Thermal Engineering, Volume 168, 2020, 114836, https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114836.

[85] E. Bellos, I. Chatzovoulos, C. Tzivanidis, Yearly investigation of a solar-driven absorption refrigeration system with ammonia-water absorption pair, Thermal Science and Engineering Progress, Volume 23, 2021, 100885, <u>https://doi.org/10.1016/j.tsep.2021.100885</u>.

[86] S. Noferesti, M. Ahmadzadehtalatapeh, V.G. Motlagh, The application of solar integrated absorption cooling system to improve the air quality and reduce the energy consumption of the air conditioning systems in buildings – A full year model simulation, Energy and Buildings, Volume 274, 2022, 112420, https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2022.112420.

[87] H.Z. Hassan, A.A. Mohamad, A review on solar-powered closed physisorption cooling systems, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 16, Issue 5, 2012, Pages 2516-2538, <u>https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.02.068</u>.

[88] A. Sapienza, S. Santamaria, A. Frazzica, A. Freni, Influence of the management strategy and operating conditions on the performance of an adsorption chiller, Energy, Volume 36, Issue 9, 2011, Pages 5532-5538, <u>https://doi.org/10.1016/j.energy.2011.07.020</u>.

[89] N.C. Srivastava, I.W. Eames, A review of adsorbents and adsorbates in solid–vapour adsorption heat pump systems, Applied Thermal Engineering, Volume 18, Issues 9–10, 1998, Pages 707-714, <u>https://doi.org/10.1016/S1359-4311(97)00106-3</u>.

[90] R.Z. Wang, Q.W. Pan, Z.Y. Xu, 12 - Solar-powered adsorption cooling systems, Editor(s): R.Z. Wang, T.S. Ge, Advances in Solar Heating and Cooling, Woodhead Publishing, 2016, Pages 299-328, <u>https://doi.org/10.1016/B978-0-08-100301-5.00012-6</u>.

[91] Fahrenheit Kuhlsysteme: Smart Undrichtig Cool, <u>https://fahrenheit.cool/produkte/</u>.

[92] Cooling With Heat, <u>https://invensor.com/en/products/</u>.

[93] Green adsorption chiller, AD Chiller Performance Table, <u>http://www.greenchiller.biz/</u>.

[94] AdRef-Noa Adsorption Chiller, http://www.mayekawausa.com/products/coolingsystems/adref.html

[95] Product-brochures, <u>http://www.bryair.com/product-brochures</u>

[96] Shandong Lucy New Energy Technology Co., Ltd., <u>http://lucysolar.en.made-in-</u> <u>china.com/product/bSenABcOkDWv/China-Adsorption-Chiller-for-Solar-Air-Conditioning-System-</u> <u>SWC-10-.html</u>

[97] X.Q. Zhai, R.Z. Wang, Experimental investigation and performance analysis on a solar adsorption cooling system with/without heat storage, Applied Energy, Volume 87, Issue 3, 2010, Pages 824-835, https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2009.10.002.

[98] R.P. Sah, B. Choudhury, R.K. Das, A review on adsorption cooling systems with silica gel and carbon as adsorbents, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 45, 2015, Pages 123-134, <u>https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.01.039</u>.

[99] W.S. Chang, C.C. Wang, C.C. Shieh, Experimental study of a solid adsorption cooling system using flat-tube heat exchangers as adsorption bed, Applied Thermal Engineering, Volume 27, Issue 13, 2007, Pages 2195-2199, <u>https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2005.07.022</u>.

[100] Z. Xia, D. Wang, J. Zhang, Experimental study on improved two-bed silica gel–water adsorption chiller, Energy Conversion and Management, Volume 49, Issue 6, 2008, Pages 1469-1479, <u>https://doi.org/10.1016/j.enconman.2007.12.019</u>.

[101] S.G. Wang, R.Z. Wang, J.Y. Wu, Y.X. Xu, Experimental Results and Analysis for Adsorption Ice-Making System with Consolidated Adsorbent. Adsorption 9, Pages 349–358, 2003, <u>https://doi.org/10.1023/A:1026280031890</u>.

[102] M. Pons, J.J. Guilleminot, Design of an Experimental Solar-Powered, Solid-Adsorption Ice Maker ASME. Journal of Solar Energy Engineering, Volume 108, Issue 4, 1986, Pages 332–337, <u>https://doi.org/10.1115/1.3268115</u>.

[103] H. Zhao, M. Zhang, L. Zhenyan, L. Yanling, M. Xiaodong, Mechanical and experimental study on freeze proof solar powered adsorption cooling tube using active carbon/methanol working pair, Energy Conversion and Management, Volume 49, Issue 8, 2008, Pages 2434-2438, https://doi.org/10.1016/j.enconman.2007.10.030.

[104] K. H. Yeung, K. Sumathy, Thermodynamic analysis and optimization of a combined adsorption heating and cooling system, International Journal of Energy Research, Volume 27, No 15, 2003, Pages 1299-131, <u>https://doi.org/10.1002/er.944</u>.

[105] Z. Tamainot-Telto, R.E. Critoph, Adsorption refrigerator using monolithic carbon-ammonia pair, International Journal of Refrigeration, Volume 20, Issue 2, 1997, Pages 146-155, <u>https://doi.org/10.1016/S0140-7007(96)00053-9</u>.

[106] A. Al Mers, A. Azzabakh, A. Mimet, H. El Kalkha, Optimal design study of cylindrical finned reactor for solar adsorption cooling machine working with activated carbon–ammonia pair, Applied Thermal Engineering, Volume 26, Issue 16, 2006, Pages 1866-1875, <u>https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.01.021</u>.
[107] A. El Fadar, A. Mimet, M. Pérez-García, Modelling and performance study of a continuous adsorption refrigeration system driven by parabolic trough solar collector, Solar Energy, Volume 83, Issue 6, 2009, Pages 850-861, <u>https://doi.org/10.1016/j.solener.2008.12.003</u>.

[108] A. Alahmer, X. Wang, R. Al-Rbaihat, K.C. Amanul Alam, B.B. Saha, Performance evaluation of a solar adsorption chiller under different climatic conditions, Applied Energy, Volume 175, 2016, Pages 293-304, <u>https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.05.041</u>.

[109] Q. Pan, J. Peng, H. Wang, H. Sun, R. Wang, Experimental investigation of an adsorption airconditioner using silica gel-water working pair, Solar Energy, Volume 185, 2019, Pages 64-71, <u>https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.04.054</u>.

[110] B. Choudhury, B.B. Saha, P.K. Chatterjee, J. Prakas Sarkar, An overview of developments in adsorption refrigeration systems towards a sustainable way of cooling, Applied Energy, Volume 104, 2013, Pages 554-567, <u>https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.11.042</u>.

[111] D. Abbaz, A. Chaker, M. Bourouis, Performance Analysis of a Cascading Adsorption Cycle Powered by High-Temperature Heat Sources for Low-Temperature Cooling in Hot Climates, ASME. Journal of Thermal Science and Engineering Applications, Volume 12, Issue 5, 2020, 051021, <u>https://doi.org/10.1115/1.4046606</u>.

[112] Y.M. Liu, Z.X. Yuan, X. Wen, C.X. Du, Evaluation on performance of solar adsorption cooling of silica gel and SAPO-34 zeolite, Applied Thermal Engineering, Volume 182, 2021, 116019, https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116019.

[113] A. Mostafa, M. Hassanain, E. Elgendy, Transient simulation and design parameters optimization of a cold store utilizes solar assisted adsorption refrigeration system, Case Studies in Thermal Engineering, Volume 37, 2022, 102273, <u>https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.102273</u>.

[114] C.A. Balaras, G.Grossman, H.M. Henning, C.A. Infante Ferreira, Erich Podesser, Lei Wang, Edo Wiemken, Solar air conditioning in Europe—an overview, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 11, Issue 2, 2007, Pages 299-314, <u>https://doi.org/10.1016/j.rser.2005.02.003</u>.

[115] F. Calise, M. Dentice d'Accadia, L. Vanoli, Design and dynamic simulation of a novel solar trigeneration system based on hybrid photovoltaic/thermal collectors (PVT), Energy Conversion and Management, Volume 60, 2012, Pages 214-225, <u>https://doi.org/10.1016/j.enconman.2012.01.025</u>.

[116] A. Buonomano, F. Calise, A. Palombo, Solar heating and cooling systems by absorption and adsorption chillers driven by stationary and concentrating photovoltaic/thermal solar collectors: Modelling and simulation, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 82, Part 2, 2018, Pages 1874-1908, <u>https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.10.059</u>.

[117] M. Herrando, A.M. Pantaleo, K. Wang, C. N. Markides, Solar combined cooling, heating and power systems based on hybrid PVT, PV or solar-thermal collectors for building applications, Renewable Energy, Volume 143, 2019, Pages 637-647, <u>https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.05.004</u>.

[118] A.A. Hassan, A.E. Elwardany, S. Ookawara, I.I. El-Sharkawy, Performance investigation of integrated PVT/adsorption cooling system under the climate conditions of Middle East, Energy Reports, Volume 6, Supplement 8, 2020, Pages 168-173, <u>https://doi.org/10.1016/j.egyr.2020.11.096</u>.

[119] M. Herrando, R. Simón, I. Guedea, N. Fueyo, The challenges of solar hybrid PVT systems in the food processing industry, Applied Thermal Engineering, Volume 184, 2021, 116235, https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116235.

[120] M.Z.I. Khan, K.C.A. Alam, B.B. Saha, A. Akisawa, T. Kashiwagi, Study on a re-heat two-stage adsorption chiller – The influence of thermal capacitance ratio, overall thermal conductance ratio and adsorbent mass on system performance, Applied Thermal Engineering, Volume 27, Issue 10, 2007, Pages 1677-1685, <u>https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.07.005</u>.

[121] M.G. Gado, S. Nada, H. Hassan, 4E assessment of integrated photovoltaic/thermal-based adsorption-electrolyzer for cooling and green hydrogen production, Process Safety and Environmental Protection, Volume 172, 2023, Pages 604-620, <u>https://doi.org/10.1016/j.psep.2023.02.035</u>.

[122] DualSun : Fabriquant de panneaux solaires <u>https://dualsun.com</u>.

[123] L. Brottier, S. Naudin, V.r Veeser, G. Terrom, R.Bennacer, Field Test Results of an Innovative PV/T Collector for Solar Domestic Hot Water, Energy Procedia, Volume 91, 2016, Pages 276-283, https://doi.org/10.1016/j.egypro.2016.06.219.

[124] The Solar Key Mark : Main quality label for solar thermal products developed by the Solar Heat Europe/ESTIF and CEN (European Committee for Standardisation). <u>https://solarkeymark.eu</u>.

[125] H.A. Zondag, D.W. de Vries, W.G.J. van Helden, R.J.C. van Zolingen, A.A. van Steenhoven, The thermal and electrical yield of a PV-thermal collector, Solar Energy, Volume 72, Issue 2, 2002, Pages 113-128, <u>https://doi.org/10.1016/S0038-092X(01)00094-9</u>.

[126] J.H. Kim, J.T. Kim, Comparison of Electrical and Thermal Performances of Glazed and Unglazed PVT Collectors, International Journal of Photoenergy, Volume 2012, 2012, 957847, 7 pages, https://doi.org/10.1155/2012/957847.

[127] D.S. Kim, C.A. Infante Ferreira, Solar refrigeration options – a state-of-the-art review, International Journal of Refrigeration, Volume 31 Issue 1, 2008, Pages 3-15, <u>https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.07.011</u>.

[128] S.A. Klein, W. Beckman, J.W. Mitchell, J. Duffie, N.A. Duffie, , T.L. Freeman, J.C. Mitchell, J.E. Braun, B.L. Evans, J.P. Kummer, R.E. Urban, A. Fiksel, J.W. Thornton, N.J. Blair, P.M. Williams, D.E. Bradley, T.P. McDowell, M. Kummert, TRNSYS: A Transient System Simulation Program," Volume 5, Mathematical Reference, 2009, University of Wisconsin Madison USA, Solar Energy Laboratory, <u>http://sel.me.wisc.edu/trnsys</u>.

[129] J.A. Duffie and W.A. Beckman, Solar Engineering of Thermal Processes – Second Edition, Wiley-Interscience, 1991, New York, USA.

[130] R.W. Bliss, The derivations of several "Plate-efficiency factors" useful in the design of flat-plate solar heat collectors, Solar Energy, Volume 3, Issue 4, 1959, Pages 55-64, https://doi.org/10.1016/0038-092X(59)90006-4.

[131] S.A. Klein, Calculation of flat-plate collector loss coefficients, Solar Energy, Volume 17, Issue 1, 1975, Pages 79-80, <u>https://doi.org/10.1016/0038-092X(75)90020-1</u>.

[132] F. Bryan, Simulation of Grid-Tied Building Integrated Photovoltaic Systems, M. S. Thesis –Solar Energy Laboratory, 1999, University of Wisconsin, Madison.

[133] ASHRAE, 2003 - Standard 93-2003: Methods of testing to determine the performance of solar collectors, ASHRAE, Atlanta, USA.

[134] K.M. Almohammadi, K. Harby, Operational conditions optimization of a proposed solar-powered adsorption cooling system: Experimental, modeling, and optimization algorithm techniques, Energy, Volume 206, 2020, 118007, <u>https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.118007</u>.

[135] S. Bhattarai, J.H. Oh, S.H. Euh, G.K. Kafle, D.H. Kim, Simulation and model validation of sheet and tube type photovoltaic thermal solar system and conventional solar collecting system in transient states, Solar Energy Materials and Solar Cells, Volume 103, 2012, Pages 184-193, <u>https://doi.org/10.1016/j.solmat.2012.04.017</u>.

[136] E. Bellos, C. Tzivanidis, C. Symeou, K.A. Antonopoulos, Energetic, exergetic and financial evaluation of a solar driven absorption chiller – A dynamic approach, Energy Conversion and Management, Volume 137, 2017, Pages 34-48, <u>https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.01.041</u>.

[137] E. Bellos, C. Tzivanidis, G. Tsifis, Energetic, Exergetic, Economic and Environmental (4E) analysis of a solar assisted refrigeration system for various operating scenarios, Energy Conversion and Management, Volume 148, 2017, Pages 1055-1069, https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.06.063.

[138] Y. Xu, Z. Li, H. Chen, S. Lv, Assessment and optimization of solar absorption-subcooled compression hybrid cooling system for cold storage, Applied Thermal Engineering, Volume 180, 2020, 115886, https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115886.

[139] M.G. Gado, T.F. Megahed, S.Ookawara, S.Nada, I.I. El-Sharkawy, Performance and economic analysis of solar-powered adsorption-based hybrid cooling systems, Energy Conversion and Management, Volume 238, 2021, 114134, <u>https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.114134</u>.

[140] Global Petrol Prices : Données sur les prix de l'énergie <u>https://www.globalpetrolprices.com/</u>

[141] Ministère de l'Energie Algérien, https://www.energy.gov.dz/

Résumé (en Anglais)

Title: Sizing and optimization of a PVT system for cooling production.

Abstract: This thesis presents a comprehensive study of a hybrid photovoltaic/thermal (PVT) system performance dimensioned for cold production by adsorption. TRNSYS dynamic simulation software was used to simulate the system, considering meteorological conditions in Algiers, northern Algeria. The study takes into account the actual generation of thermal energy by the collectors, as well as the actual variation in performance of the adsorption chiller. The main objective is to dimension and optimize the solar system with thermal energy storage to guarantee stabilized cooling production throughout the year.

Prior to this, an extensive literature review was carried out, examining PVT hybrid systems, solar sorption cooling systems, as well as existing research exploring the combination of these two technologies.

Secondly, a numerical study of the PVT collector's exchanger geometry determined that the water table geometry offers the best thermal and overall efficiency. In addition, the temperature range of the hot water delivered by collectors with this geometry, notably DualSun manifolds, corresponds to the operating temperatures of adsorption solar chillers.

Next, the PVT – Adsorption system components were dimensioned and a mathematical model was developed and validated by published experimental work. A study of the system's performance for cooling needs between 4°C and 8°C revealed that DualSun hybrid collectors offer optimum annual production. Furthermore, the adsorption cooling system is able to meet 36% of year-round demand. The temperature difference between the inside and outside of the cooling enclosure balances cooling supply and demand. It was also noted that thermal efficiency is strongly affected by ambient temperature, whereas electrical efficiency is more sensitive to solar radiation.

Analysis of storage system losses showed that these depend, on the one hand, on the temperature difference between the inside and outside of the storage tank, with more significant values during the summer season. On the other hand, losses also depend on the volume of the storage tank, which has been optimized to limit heat exchange with the outside.

Economic analysis of the proposed PVT – Adsorption system has revealed its viability under certain key conditions, mainly related to the cost of electricity. Profitability is achieved provided that the cost of electricity exceeds the threshold of 0.08 USD/kWh.

The environmental analysis determined the rate of mitigation of greenhouse gas emissions as a function of the conversion factors associated with electricity generation. The system contributes to the mitigation of around 30 tons of carbon dioxide per year.

The performance of the PVT – Adsorption system was studied under different climates: Mediterranean, humid subtropical and arid desert. The results showed that the system is more productive in an arid desert climate and more efficient in a Mediterranean climate, which offers better regularity between cooling supply and demand.

In sum, the combination of PVT and solar adsorption technologies is therefore proving to be an efficient way of producing cold, and can make a significant contribution to achieving sustainable development goals.

Keywords: Photovoltaic hybrid thermal collectors (PVT); Thermal systems; Renewable systems; Solar cooling; Solar adsorption; Sizing; Optimization.

Résumé (en Arabe)

العنوانم.

ملخص: هذه الرسالة تقدم دراسة شاملة حول أداء نظام يجمع بين الألواح الهجينة الشمسية والحرارية، مصمم لإنتاج التبريد باستخدام عملية الامتزاز الشمسي. تم استخدام برنامج ديناميكي لمحاكاة النظام مع مراعاة ظروف الطقس في الجزائر العاصمة. تأخذ هذه الدراسة بعين الاعتبار الطاقة الحرارية الفعالة من قبل الألواح الشمسية، وكذلك التغيرات الفعلية في أداء المبرد. الهدف الرئيسي هو تصميم وتحسين النظام الشمسي بتخزين الطاقة الحرارية لضمان إنتاج مستقر للتبريد على مدار العام.

اولا، تم إعداد مراجعة شاملة للأدب، يتناول أنظمة الطاقة الشمسية الحرارية الهجينة، وأنظمة التبريد باستخدام عملية الامتزاز الشمسي، بالإضافة إلى الأبحاث الموجودة التي تستكشف الجمع بين هاتين التقنيتين.

بالإضافة إلى ذلك، أُجريت دراسة رقمية لهندسة مبادل الحرارة في النظام الشمسي الحراري لتحديد أن هندسة اللوحة المسطحة توفر أفضل أداء حراري وعام. تم أيضا التأكد ان نطاق درجات حرارة المياه الساخنة التي تُقدمها الألواح ذات هذه الهندسة يتناسب مع درجات حرارة تشغيل أجهزة التبريد الشمسي بعملية ا الامتزاز.

بعد ذلك، تم تصميم وتحجيم مكونات نظام ألواح الشمسية الحرارية – تبريد عبر الامتزاز، وتطوير نموذج رياضي الذي تم التحقق منه من خلال أعمال تجريبية نُشرت. دراسة أداء النظام لإنتاج التبريد بين أربع درجات مئوية وثمانية درجات مئوية كشفت أن الألواح الهجينة المختارة تقدم إنتاجًا سنويًا أمثل. بالإضافة إلى ذلك، يسمح نظام التبريد بالرد على ستة وثلاثين بالمئة من الاحتياجات على مدار العام. يتيح اختلاف درجة الحرارة بين داخل وخارج الغرفة المبردة تحقيق توازن بين العرض والطلب في التبريد. لوحظ أيضًا أن الكفاءة الحرارية تتأثر شديدا بدرجة حرارة البيئة المحيطة بينما تكون الكفاءة الكهربائية أكثر حساسية للإشعاع الشمسي.

تحليل الخسائر في نظام التخزين اشار إلى أنها تتناسب مع فارق درجة الحرارة بين داخل وخارج الخزانات، مع قيم أكبر خلال فصل الصيف. بالإضافة إلى ذلك، تتناسب هذه الخسائر أيضًا مع حجم الخزانات الذي تم تحسينه لتقليل التبادل الحراري مع البيئة الخارجية.

التحليل الاقتصادي للنظام المقترح قدم تقديرًا لجدواه في ظل بعض الشروط الأساسية، والتي تتعلق بشكل رئيسي بتكلفة الكهرباء. يمكن تحقيق الربح إذا كانت تكلفة الكهرباء تتجاوز عتبة ثمانية سنتيم دولار لكل كيلوواط ساعي.

أما التحليل البيئي، فقد حدد معدل انخفاض انبعاثات غازات الاحتباس الحراري اعتمادًا على عوامل التحويل المتعلقة بإنتاج الكهرباء. يُساهم النظام في اجتناب حوالي ثلاثون طنًا من ثاني أكسيد الكربون المنبعث سنويًا.

تمت دراسة أداء النظام تحت ظروف مناخية مختلفة، بما في ذلك المناخ الصحراوي الجاف، المناخ المتوسط والمناخ الاستوائي الرطب. أشارت النتائج إلى أن النظام أكثر إنتاجية في المناطق الصحراوية وأكثر كفاءة في المناطق المتوسطة، حيث يوجد توازن أفضل بين العرض والطلب في التبريد.

الجمع بين تقنيات الانظمة الشمسية الحرارية وعملية الامتزاز الشمسي فعال في إنتاج التبريد ويمكن أن يساهم بشكل كبير في تحقيق أهداف التنمية المستدامة.

الكلمات المفتاحية: الألواح الهجينة الشمسية الحرارية، الأنظمة الحرارية، الأنظمة المتجددة، التبريد الشمسي، الامتزاز الشمسي، تحجيم، تحسين.

Résumé

Cette thèse présente une étude complète sur les performances d'un système hybride photovoltaïque / thermique (PVT) dimensionné pour la production de froid par adsorption. Le logiciel de simulation dynamique TRNSYS a été utilisé pour simuler le système tenant compte des conditions météorologiques d'Alger situé au nord de l'Algérie. L'étude prend en considération la génération effective d'énergie thermique par les capteurs, ainsi que la variation réelle des performances du refroidisseur à adsorption. L'objectif principal étant de dimensionner et d'optimiser le système solaire avec un stockage calorifique afin de garantir une production de froid stabilisée durant toute l'année.

Préalablement, une revue approfondie de la littérature a été dressée, examinant les systèmes hybrides PVT, les systèmes de refroidissement à sorption solaire, ainsi que les recherches existantes qui explorent la combinaison de ces deux technologies.

En second lieu, une étude numérique sur la géométrie de l'échangeur du collecteur PVT a permis de déterminer que la géométrie en nappe offre les meilleurs rendements thermique et global. De plus, la gamme de température de l'eau chaude délivrée par ces capteurs, notamment les collecteurs DualSun correspond aux températures de fonctionnement des machine de froid solaire à adsorption.

Ensuite, les composants du système PVT – Adsorption ont été dimensionné et un modèle mathématique a été élaboré et validé par des travaux expérimentaux publiés. L'étude des performances du système pour une production de froid entre 4°C et 8 °C a révélé que les capteurs hybrides DualSun offrent une production annuelle optimale. En outre, le système de refroidissement par adsorption permet de répondre à 36 % du besoin le long de l'année. La différence de température entre l'intérieur et l'extérieur de l'enceinte à refroidir permet d'équilibrer l'offre et la demande de froid. Il a aussi été relevé que le rendement thermique est fortement affecté par la température ambiante alors que le rendement électrique est plus sensible au rayonnement solaire.

L'analyse des pertes du dispositif de stockage a indiqué que celles-ci dépendent d'une part, de la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur du ballon de stockage avec des valeurs plus significatives pendant la saison estivale. D'autres part, les pertes dépendent aussi du volume du ballon qui a été optimisé en vue de limiter l'échange thermique avec l'extérieur.

L'analyse économique du système PVT – Adsorption proposé a révélé sa viabilité sous certaines conditions clés, principalement liées au coût de l'électricité. La rentabilité est atteinte à condition que le coût de l'électricité dépasse le seuil de 0,08 USD/kWh.

L'analyse environnementale a permis de déterminer le taux de l'atténuation des émissions de gaz à effet de serre en fonction des facteurs de conversion liés à la production d'électricité. Le système contribue à l'atténuation d'environ 30 tonnes de dioxyde de carbone par an.

Les performances du système PVT – Adsorption ont été également étudiées sous diffèrent climats, méditerranéen, subtropical humide et désertique aride. Les résultats ont indiqué que le système est plus productif sous un climat désertique aride et plus efficace sous un climat méditerranéen, qui présente une meilleure régularité entre l'offre et la demande en matière de refroidissement.

La combinaison des technologies PVT et adsorption solaire se révèle ainsi être efficiente pour la production de froid et peut contribuer de façon significative pour atteindre les objectifs du développement durable.

Mots clés : Capteurs hybrides photovoltaïques thermiques (PVT) ; Systèmes thermiques ; Systèmes renouvelables ; Froid solaire ; Adsorption solaire ; dimensionnement ; optimisation.