
Introduction générale

Introduction générale

Les estimations de la consommation énergétique mondiale de 2003 à 2030 indiquent une augmentation d'environ 71% [1]. Les taux sans cesse croissants de la démographie, du développement économique et de la consommation d'énergie par habitant constituent la force majeure entraînant l'augmentation de la demande d'énergie pouvant atteindre 35% de 2010 à 2035 selon l'Agence Internationale de l'Energie [2]. Plus que jamais, il y a un consensus général parmi la communauté scientifique indiquant que si les activités humaines se poursuivent avec la même cadence, la température moyenne de la surface de la terre augmenterait de 1.4 à 5.8 °C au cours de la période 1990-2100 [3] et empirera les problèmes environnementaux qui sont déjà responsables de catastrophes à l'échelle planétaire, et ce malgré les mesures prises par la communauté internationale pour contrecarrer le processus.

Parmi ces mesures, le Protocole de Kyoto est un accord international en vertu duquel les pays industrialisés devraient réduire leurs émissions collectives de gaz à effet de serre de 5,2% par rapport à celles de l'année 1990. Surtout en ce qui concerne la réduction du dioxyde de carbone, qui est un sous-produit inévitable des activités industrielles [4].

Allant de pair avec le réchauffement de la planète et les changements climatiques, les demandes en matière de climatisation et réfrigération continuent de croître en raison de l'amélioration du niveau de vie en ce qui concerne les exigences de confort thermique des occupants, de l'augmentation des charges thermiques qui sont tributaires des caractéristiques des bâtiments et des tendances architecturales, comme l'augmentation du ratio de transparence de l'enveloppe des bâtiments [5]. La consommation d'énergie des systèmes de climatisation a été récemment estimée à 45% de l'ensemble des consommations des ménages et des bâtiments commerciaux [6]. La majorité de ces demandes est souvent satisfaite par des machines classiques à compression de vapeur électricivores conduisant à de fréquents pics de charge électrique pendant l'été, en particulier dans les régions à climat chaud et aride [1]. Bien qu'il existe de nombreuses tentatives pour améliorer l'efficacité des machines classiques en vue de réduire leur consommation énergétique, ces machines contribuent d'une manière significative, à l'encontre de la réglementation internationale, au réchauffement climatique et à l'appauvrissement de la couche d'ozone à cause de l'utilisation de réfrigérants nocifs [7].

Pour satisfaire la demande énergétique et atténuer les problèmes liés au changement climatique, il y a un consensus mondial parmi les scientifiques et les politiques que l'utilisation des énergies propres et renouvelables est une solution clé.

Parmi les principales alternatives, la réfrigération solaire est considérée comme une solution intuitive et attractive puisque la demande en froid coïncide généralement avec l'intensité du rayonnement solaire. Beaucoup de projets de démonstration et de développement de technologies de réfrigération solaire ont été lancés depuis les années 1980 [8] et de diverses technologies de froid solaire sont disponibles sur le marché [9].

Actuellement, la recherche se concentre sur l'étude et la mise en œuvre des procédés solaires de rafraîchissement de faibles puissances. Le principal objectif escompté est de substituer les systèmes conventionnels de climatisation et de réfrigération par des systèmes respectueux de l'environnement ce qui représente un enjeu majeur. Toutefois, les systèmes de froid solaire n'arrivent toujours pas à concurrencer les systèmes classiques de réfrigération et de rafraîchissement sur le plan économique à cause des coûts d'investissement, sur le plan de fonctionnement à cause de l'instabilité et de l'autonomie et sur le plan de maintenance à cause de leur impopularité. Les systèmes conventionnels sont bon marché, possèdent des COP électriques supérieurs et faciles à entretenir [10].

La ligne de mire de développement des systèmes solaires de réfrigération réside dans l'optimisation des performances globales des installations à travers la conciliation des antagonismes d'aspects multiples, notamment sur les volets de performance de fonctionnement, de coût d'investissement et de procédures d'entretien. C'est dans ce cadre que cette thèse s'inscrit. En effet, ce travail tente de contribuer à l'étude de ces systèmes en envisageant une approche purement fondamentale.

Le chapitre I présente un état de l'art des différents procédés de production de froid à partir du rayonnement solaire avec une attention particulière sur les systèmes utilisant la chaleur solaire, notamment ceux basés sur le principe d'absorption. Quelques indicateurs récents relatifs à la pénétration commerciale des systèmes thermo-solaires de production du froid sont mis à la disposition du lecteur en se basant sur les données des instances internationales spécialisées.

Le chapitre II constitue une revue illustrée concernant les études expérimentales consacrées à l'investigation des procédés solaires de production de froid basés sur le principe d'absorption. Cette étude bibliographique ayant pour matière une panoplie d'investigations expérimentales intentionnellement recueillies vise à fournir au lecteur un résumé de résultats et de conclusions de cas réels. On estime que partager les résultats des expériences de refroidissement solaire à absorption mises en œuvre dans différentes régions dans des conditions différentes en illustrant l'étude par des résultats choisis serait très bénéfique et plus instructif. Les études expérimentales exposées sont différentes les unes des autres tout en ayant pour objectif

l'amélioration des performances du système en modifiant la configuration basique du système de froid solaire.

Dans le chapitre III, deux études indépendantes sont considérées. La première concerne une modélisation thermique d'un capteur solaire cylindro-parabolique. Les résultats de ce modèle ont été confrontés avec les tests finaux du capteur cylindro-parabolique composé d'un récepteur SCHOTT HCE monté sur le réflecteur LS-2 expérimentés au sein des laboratoires *Sandia National Laboratories*, USA [11] pour servir de modèle dans des projets de concentration solaire. La seconde est une modélisation thermodynamique d'un cycle de réfrigération à absorption au couple H₂O-LiBr. Les résultats des deux études sont exposés et interprétés.

Enfin, une conclusion générale expose le bilan du travail réalisé dans le cadre de ce manuscrit et des perspectives sont ensuite introduites.

Références

- [1] J. P. Praene, O. Marc, F. Lucas et F. Miranville, «Simulation and experimental investigation of solar absorption cooling system in Reunion Island,» *Applied Energy*, vol. 88, n° 13, pp. 831-839, 2011.
- [2] «World energy outlook 2012,» Internal Energy Agency, 2012.
- [3] J. T. Houghton, Y. Ding, D. J. Griggs, M. Noguer, P. J. Van der Linden, X. Dai, K. Maskell et C. A. Johnson, «*IPCC, 2001, Climate change 2001: the scientific basis, Contribution of working group I to the third assessment report of the intergovernmental panel on climate change,*» Cambridge University Press, Cambridge, United Kingdom, 2001.
- [4] D. S. Kim et C. A. Infante Ferreira, «Solar refrigeration options – a state-of-the-art review,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 31, n° 11, pp. 3-15, 2008.
- [5] H. M. Henning, «Solar assisted air conditioning of buildings – an overview,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 27, n° 10, pp. 1734-1749, 2007.
- [6] B. Choudhury, P. K. Chatterjee et J. P. Sarkar, «Review paper on solar-powered air-conditioning through adsorption route,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, n° 18, pp. 2189-2195, 2010.
- [7] H. Z. Hassan et A. A. Mohamad, «Renewable and Sustainable Energy Reviews,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, n° 17, pp. 5331-5348, 2012.
- [8] P. Lamp et F. Ziegler, «European research on solar-assisted air conditioning,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 21, n° 12, pp. 89-99, 1998.
- [9] C. Infante Ferreira et D. S. Kim, «Techno-economic review of solar cooling technologies based on location-specific data,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 39, pp. 23-37, 2014.
- [10] T. S. Ge, F. Ziegler, R. Z. Wang et H. Wang, «Performance comparison between a solar driven rotary desiccant cooling system and conventional vapor

- compression system (performance study of desiccant cooling),» *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, n° 16-7, pp. 724-431, 2010.
- [11] M. A. Timothy et D. A. Brosseau, «Final Test Results for the Schott HCE on a LS-2 Collector,» National Technical Information Service, Albuquerque, New Mexico 87185 and Livermore, California 94550, 2005.

Chapitre I

Systèmes solaires de production de froid

SOMMAIRE Chapitre I

| | |
|--|----|
| Liste des figures Chapitre I..... | 8 |
| Liste des tableaux Chapitre I | 9 |
| I.1 Introduction | 10 |
| I.2 Revues du froid solaire..... | 11 |
| I.3 Réfrigération solaire | 15 |
| II.3.1 Capteurs solaires thermiques..... | 16 |
| I.3.1.1 Capteurs plans | 16 |
| I.3.1.2 Capteurs à air..... | 17 |
| I.3.1.3 Capteurs sous vide..... | 18 |
| I.3.1.4 Capteurs stationnaires à concentration..... | 20 |
| I.3.1.5 Capteurs traqueurs à concentration..... | 21 |
| II.3.2 Etat de l'art des technologies de la réfrigération solaire | 21 |
| I.3.2.1 Réfrigération solaire électrique | 22 |
| I.3.2.2 Réfrigération solaire thermique..... | 25 |
| II.3.3 Pertinence des capteurs solaires vis-à-vis du froid solaire | 32 |
| I.4 Systèmes de réfrigération solaire à absorption..... | 34 |
| I.4.1 Systèmes de réfrigération à absorption à simple effet | 34 |
| I.4.2 Système de réfrigération à absorption à double effet..... | 35 |
| I.4.3 Système de réfrigération à absorption à demi effet..... | 36 |
| I.5 Conclusions | 37 |
| I.6 Références | 39 |

Liste des figures Chapitre I

| | |
|--|----|
| Figure I. 1 : Schéma général d'un système thermo-solaire de production de froid..... | 15 |
| Figure I. 2 : Sous-système solaire..... | 15 |
| Figure I. 3 : Représentation schématique d'un capteur plan | 17 |
| Figure I. 4 : Section transversale d'un capteur solaire à air..... | 18 |
| Figure I. 5 : Schéma de principe d'un capteur sous vide | 19 |
| Figure I. 6 : Schéma de principe d'un capteur à air fixé à un mur (mur Trombe) | 19 |
| Figure I. 7 : Capteurs hybrides PV-T..... | 20 |
| Figure I. 8 : Capteur parabolique composé..... | 21 |
| Figure I. 9 : Chaines de conversion du rayonnement solaire en froid | 22 |
| Figure I. 10 : Machine à compression de vapeur couplée à un panneau solaire | 23 |
| Figure I. 11 : Système de réfrigération thermo-électrique (Effet Peltier)..... | 23 |
| Figure I. 12 : Système frigorifique thermo-acoustique | 25 |
| Figure I. 13 : Système frigorifique thermomécanique..... | 26 |
| Figure I. 14 : Système solaire de réfrigération à absorption..... | 27 |
| Figure I. 15 : Système de réfrigération à adsorption | 29 |
| Figure I. 16 : Fluctuations de température dans une machine à adsorption [46]..... | 30 |
| Figure I. 17 : Cycle à dessiccation solaire | 30 |
| Figure I. 18 : Système de réfrigération solaire à absorption à simple effet | 35 |
| Figure I. 19 : Système de réfrigération solaire à absorption à double effet | 36 |
| Figure I. 20 : Système de réfrigération solaire à absorption à demi-effet..... | 37 |

Liste des tableaux Chapitre I

| | |
|--|----|
| Tableau I. 1 : Installations typiques de froid solaires [46] | 33 |
|--|----|

I.1 Introduction

Lors de l'exposition mondiale de Paris en 1878, Augustin Mouchot a combiné son premier collecteur solaire parabolique, conçu il y a plusieurs années auparavant, pour produire de la puissance, avec le refroidisseur à absorption $\text{H}_2\text{O-NH}_3$ de Ferdinand et Edmond Carré pour produire de la glace et c'était fascinant. Cependant, la baisse des prix de l'énergie et la diversification des sources ont agi contre l'utilisation du rayonnement solaire comme source alternative d'énergie [1]. Ce n'est qu'en 1973 que le monde commença à prêter plus d'attention aux énergies renouvelables en raison du premier choc pétrolier. Les premiers systèmes solaires de refroidissement commerciaux destinés à la climatisation ont été développés en Europe et aux États-Unis, par exemple, par les sociétés *Dornier-Prinz Solartechnik*, Allemagne [2] et *Arkla Industries*, USA [3] [3]. Ces systèmes ont été réalisés dans des projets de démonstration [4]. Après des activités intensives de recherche et de développement dans ce domaine, plusieurs projets de démonstration de refroidissement solaire ont été réalisés aux États-Unis et au Japon, principalement au cours des années 1980. Après un ralentissement au cours des années quatre-vingt-dix [5] le refroidissement solaire suscite un intérêt nouveau dans de nombreux pays [6]. Les raisons de cette nouvelle renaissance sont multiples.

D'une part, la conscience de la gravité des problèmes causés par la combustion des énergies fossiles pour la génération d'électricité utilisée dans l'entraînement des systèmes conventionnels de production de froid s'accroît de jour en jour. De plus, les gaz frigorigènes utilisés dans les systèmes à compression de vapeur exhibent un potentiel de réchauffement climatique (*Global Warming Potential*) important. S'ajoutent à cela les pics de consommation électrique dans certaines régions pendant la saison chaude qui conduisent aux heures de pointe à des incapacités d'alimentation.

D'autre part, la pénétration du marché des technologies de captation solaire (thermique et photovoltaïque) est bien établie dans plusieurs pays [7] encouragée par des réglementations spécifiques. Aussi, il est à noter que les développements en électronique permettant de gérer efficacement le fonctionnement complexe des installations frigorifiques solaires donnent la possibilité à l'implantation d'installations autonomes.

Jouissant d'une histoire récente, la réfrigération thermo-solaire a suscité un intérêt particulier et les travaux qui lui ont été consacrés sont innombrables.

I.2 Revues du froid solaire

Le développement des techniques de réfrigération solaire a toujours été accompagné d'une littérature prolifique qui tente d'appréhender et de maîtriser les différents aspects de ces technologies. Ce qui suit constitue une présentation des revues de l'état de l'art dédiées au froid solaire.

Tabor [8] a présenté les aspects techniques et théoriques généraux des dispositifs de froid solaire dans ses deux branches, réfrigération et climatisation. Les aspects économiques ont été également discutés. Il a été conclu que, parmi les dispositifs de refroidissement thermiquement motorisés, les plus prometteurs dans une exploitation solaire sont les machines à absorption en circuit fermé.

Grossman et Johannsen [9] ont décrit les différentes approches de froid solaire et ont présenté leurs principes thermodynamiques. Les différentes méthodes et cycles ont été comparés. Dans un article plus récent, Grossman [3] a décrit les tendances de l'époque en matière de climatisation solaire influencées par la prise de conscience du réchauffement climatique et d'autres problèmes environnementaux. Il a été mentionné que la technologie de refroidissement à base thermo-solaire en cycle fermé est principalement dominée par les refroidisseurs à absorption LiBr-H₂O. Les principes des systèmes multi-étagés à absorption ont été également décrits. Ces systèmes permettent de réduire la quantité de chaleur requise par kW de refroidissement mais nécessitent des capteurs solaires produisant une plus haute température.

S'étant basés sur des documents et des discussions des ateliers organisés en 1994 à Dresde et 1995 à Fribourg, en Allemagne, Lamp et Ziegler [4] ont rapporté les nouvelles tendances conduisant à une conception innovante en matière de capteurs solaires et de machines frigorifiques tout en se fiant sur les expériences européennes de recherche entreprises jusqu'en 1996. Il a été conclu que des capteurs moins chers produisant de plus hautes températures et des refroidisseurs spécialement conçus pour une utilisation avec une chaleur à basse température ont été en cours d'investigations expérimentales.

Dans leur manuel, Henning et al. [7] ont examiné les aspects pratiques de conception des systèmes de réfrigération thermiquement motorisés et des capteurs solaires. Les systèmes considérés sont généralement divisés en deux catégories principales : systèmes fermés et systèmes ouverts. Le manuel met aussi un accent particulier sur les systèmes en leur intégralité, y compris tous les composants auxiliaires et sur les expériences issues d'installations réelles.

Le projet SACE (*Solar Air-Conditioning in Europe*) de l'Union Européenne visait à évaluer l'état de l'art et à mettre en évidence le potentiel, les besoins futurs et les perspectives globales du froid solaire. Plusieurs bases de données ont été incluses dans l'étude, comme la base de données CORDIS de la Commission Européenne et le projet (*Solar Heating and Cooling Programme*) de l'Agence Internationale de l'Energie. Balaras et al. [6] décrivent les principaux résultats de ce projet. Outre l'évaluation des projets étudiés sur une base uniforme, un outil d'analyse économique, des lignes directrices et un outil multimédia ont été présentés. Le potentiel en matière d'économie d'énergie et les limites des technologies thermo-solaires de climatisation en comparaison avec ceux des systèmes conventionnels ont été également présentés.

Kim et Infante Ferreira [10] ont présenté un état de l'art des technologies de réfrigération solaire. Outre les technologies thermo-solaires et électro-solaires, certaines nouvelles technologies émergentes ont été présentées. Une comparaison basée sur le rendement économique et l'efficacité énergétique des différentes solutions a été réalisée. Les systèmes électriques et thermomécaniques ont été jugés plus coûteux que les systèmes thermiques à sorption. Bien que les systèmes à absorption et à adsorption soient comparables en termes de performance, ceux à adsorption sont plus coûteux et plus volumineux que les refroidisseurs à absorption. Le système à absorption à simple effet basé sur le couple LiBr-H₂O a été jugé comme étant la solution la moins coûteuse. Dans un autre article plus récent, les mêmes auteurs [11] ont investigué les alternatives les plus prometteuses parmi les méthodes solaires utilisées pour fournir les besoins en froid dans les bâtiments résidentiels et les services publics en Europe du Nord et du Sud. Les systèmes à compression de vapeur combinés à des panneaux photovoltaïques semblent être la solution la plus attrayante, suivie par les systèmes à compression de vapeur entraînés par l'électricité fournie par les capteurs paraboliques et les moteurs Stirling. La meilleure alternative thermique est la machine à absorption à double effet entraîné par un concentrateur cylindro-parabolique suivie par les systèmes à dessiccation équipés de capteurs plans tandis que l'option des systèmes à adsorption reste la plus onéreuse.

Chidambaram et al. [12] présentent une revue d'articles de recherche dans le domaine des techniques du froid solaire, des capteurs solaires et des méthodes de stockage thermique à stratification et en cascade. Il a été conclu que le stockage thermique est essentiel dans le circuit solaire, afin de profiter au maximum de la ressource solaire. Bien que le froid solaire soit un marché émergent avec un potentiel prometteur, le succès des technologies solaires dépend des scénarios promotionnels offerts par les décideurs.

Hassan et al. [13] ont présenté une revue bibliographique exhaustive sur les systèmes de réfrigération et de climatisation solaires à absorption. Outre la présentation des principes thermodynamiques de fonctionnement de ces systèmes, une discussion sur les études expérimentales et numériques précédentes a été donnée.

Visant à faire le point sur le concept de froid solaire basé sur l'utilisation de capteurs solaires à concentration, Ayadi et al. [14] ont exposé les raisons de la sélection de ces technologies de capteurs solaires pour les applications de climatisation solaire. Il a été affirmé qu'à partir de 2004, le nombre d'installations a été de plus en plus croissant et que des capteurs cylindro-paraboliques et des capteurs Fresnel disponibles dans le commerce ont été combinées avec des systèmes à absorption à LiBr-H₂O à double effet et des systèmes à H₂O-NH₃ à simple effet refroidisseurs à absorption. En outre, il a été établi que les meilleures performances sont réalisées par des machines absorption à effet multiple à refroidissement humide.

Khatib et al. [1] ont examiné les différentes techniques de modélisation qui peuvent fournir des données sur le rayonnement solaire. Elles ont été classées en fonction de la nature de la technique de modélisation. Pour toutes les techniques de modélisation (linéaire, non linéaire, intelligence artificielle) considérées, la température ambiante, l'humidité relative et l'ensoleillement ont été les principaux paramètres corrélés.

Kalkan et al. [15] décrivent les technologies de climatisation solaire thermique. Les bases thermodynamiques des systèmes à absorption et à dessiccation ont été présentées. Aussi, des exemples récents de systèmes de conditionnement d'air solaire ont été présentés selon leur performance de fonctionnement et leur description. L'objectif principal était de présenter comment un système solaire peut produire du refroidissement tout en réduisant l'empreinte de son intégration avec les bâtiments existants et futurs.

Ullah et al. [16] ont présenté une revue de différents systèmes de réfrigération solaire thermique, avec un accent particulier sur les systèmes de réfrigération à absorption et à adsorption solaires avec différentes paires de travail. Pour chaque système, on décrit les coefficients de performance, la puissance de refroidissement spécifique, la capacité de refroidissement et les températures de travail minimale et maximale. L'étude a également exploré les systèmes de refroidissement solaire thermique hybride avec des paires composites hétérogènes. Il a été conclu que les systèmes de refroidissement assistés par l'énergie solaire peuvent entraîner des économies d'énergie primaire allant de 40 à 50%, les coûts liés à l'énergie primaire enregistrée se situent à environ 0,07 € / kWh pour les conditions les plus

prometteuses. Cependant, d'autres activités de recherche et de développement sont nécessaires pour promouvoir l'intégration au marché et réduire le coût de l'utilisation de l'air conditionné à base solaire dans les bâtiments.

Otanicar et al. [17] ont présenté une comparaison technique et économique des approches existantes de refroidissement solaire, à entraînement thermique et électrique, des estimations des impacts environnementaux des composants clés dans chaque système de refroidissement solaire ont été faites. Il a été conclu que le refroidissement par énergie solaire nécessiterait des investissements de capitaux les plus bas en 2030 en raison des COP élevés de la réfrigération à compression de vapeur et de la réduction des coûts des technologies PV.

Al-Alili et al. [18] ont fourni des aperçus sur les principes de fonctionnement des technologies de refroidissement solaire thermique. En outre, les auteurs ont examiné les progrès de recherche réalisés dans cette technologie grâce à une étude de la littérature. La recherche dans le domaine de la réfrigération à absorption et à adsorption solaires est focalisée sur le développement de nouveaux couples réfrigérant-absorbant, sur l'étude des diverses configurations du système et l'amélioration des composants du cycle afin d'améliorer la fraction solaire, d'étendre l'opération du cycle et d'augmenter l'efficacité du système.

Plus récemment, Nkwetta et Sandercock [19] ont passé en revue les méthodes théoriques et expérimentales entraînant les systèmes de conditionnement d'air solaire. Il est conseillé qu'une modélisation théorique préalable à la fois de l'ensemble du système et de ses composants est critique avant l'expérimentation et la fabrication. Sur la base de la rentabilité, les auteurs ont conclu que les systèmes de refroidissement solaire devraient fonctionner en combinaison avec des techniques de chauffage de l'eau (stérilisation, traitement de l'eau) et que l'utilisation de systèmes à faible concentration de concentrateurs et concentrateurs serait rentable et plus efficace.

Dans ce chapitre, la production du froid à partir du rayonnement solaire est présentée. Une attention particulière est allouée aux systèmes thermo-solaires de captation. Ensuite, les technologies de production de froid basées sur la transformation de chaleur sont également présentées. Quelques indicateurs récents relatifs à la pénétration commerciale des systèmes thermo-solaires de production du froid sont mis à la disposition du lecteur en se basant sur les données des instances internationales spécialisées.

I.3 Réfrigération solaire

Un système de refroidissement solaire, comme illustré par la *figure I.1*, est une combinaison de trois sous-systèmes : un sous-système solaire comprenant principalement un capteur solaire et un réservoir de stockage de chaleur, un sous-système consistant en un processus de refroidissement thermiquement entraîné et un sous-système constituant la charge qui utilise le froid produit. Selon le type du capteur solaire, la nature du processus de refroidissement et la destinée du froid produit, différents projets de refroidissement solaire peuvent être montés.

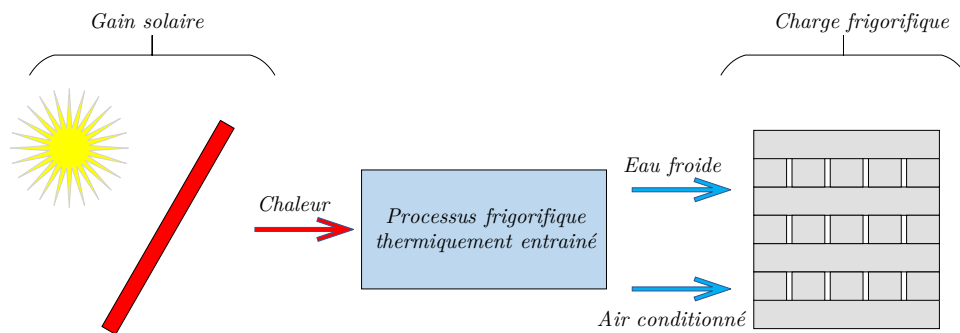


Figure I. 1 : Schéma général d'un système thermo-solaire de production de froid

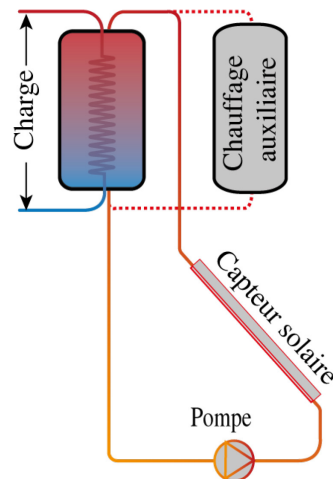


Figure I. 2 : Sous-système solaire

Dans le contexte de l'utilisation de la chaleur solaire à des fins de production de froid, le sous-système indubitable n'est autre que le sous-système solaire. Ce système se compose principalement d'un capteur solaire et d'un ballon de stockage de chaleur pour accueillir le surplus de production comme le montre de façon basique la *figure I.2*. Et du moment que le cycle thermodynamique a besoin continuellement

de chaleur pour fonctionner, le sous-système solaire doit être pourvu d'un chauffage auxiliaire électrique ou à gaz pour assurer le ravitaillement en chaleur en cas d'incapacité du capteur solaire à fournir la chaleur nécessaire.

II.3.1 Capteurs solaires thermiques

Un capteur solaire thermique est composé principalement d'une surface qui absorbe le rayonnement solaire et le convertit en chaleur. Cette chaleur est, en partie, impartie à un fluide calorifique (fluide de transfert de chaleur, HTF). Les capteurs solaires thermiques destinés au froid solaire sont munis généralement de protections transparentes pour minimiser les pertes et permettre par conséquent une meilleure transmission de chaleur au fluide caloporteur. Dans les technologies dépourvues de surfaces de concentration, les capteurs sont munis d'une couche isolante pour limiter les pertes thermiques. Les différentes technologies de réfrigération utilisées en froid solaire nécessitent des plages de température comprises entre 50°C et 250 °C [7]. Cet intervalle de températures est réalisé par des capteurs thermo-solaires qui sont communément classés comme suit :

- Capteurs plans
- Capteurs à air
- Capteurs sous vide
- Capteurs hybrides photovoltaïque-thermiques, PV-T
- Capteurs stationnaires à concentration
- Capteurs traqueurs à concentration

I.3.1.1 Capteurs plans

Le capteur plan dans sa simple configuration est composé d'une surface noire munie de canaux à l'intérieur desquels circule un fluide qui extrait la chaleur solaire absorbée. Les pertes de chaleur d'une telle surface sont importantes. Une bonne isolation disposée à l'arrière du capteur et une surface transparente en verre placée en avant en guise de couvercle limitent considérablement les pertes. La *figure I.3* illustre une configuration simple d'un capteur plan vitré. Le couvercle transparent peut être en plastique ou tout autre surface translucide avec la prise en compte de la dégradation des propriétés optiques causée par les rayons ultra-violets. L'absorbeur est fabriqué en cuivre, en aluminium ou même en fer.

Une attention particulière est prise vis-à-vis des interactions pouvant avoir lieu entre le matériau et le fluide de transfert de chaleur. Celui-ci est généralement de l'eau avec quelques additifs inhibant la congélation. Cependant, d'autres fluides caloporteurs peuvent être utilisés en fonction de la température opérationnelle. L'absorbeur est revêtu d'une couche de matériau sélectif ayant une importante

absorptivité et d'une faible émissivité. Il est estimé que les revêtements actuels possèdent une émissivité de 0.05 à 0.25 et une absorptivité de 0.9 à 0.95 [20, 21]. L'utilisation d'un double vitrage permet de réduire les pertes par un facteur de 1 à 1.5. Une autre alternative de l'amélioration d'un capteur plan est d'augmenter la surface du capteur de plusieurs mètres carrés pour dépasser les surfaces conventionnelles qui sont de l'ordre de 2 m². Ceci permet de réduire les pertes dues au cadre du capteur [21]. L'application la plus répandue concerne la production d'eau chaude sanitaire, mais cette technologie peut aussi être utilisée pour chauffer des bâtiments. En rafraîchissement solaire, ces capteurs sont associés à la fois aux cycles fermés à sorption et aux cycles ouverts à dessiccation.

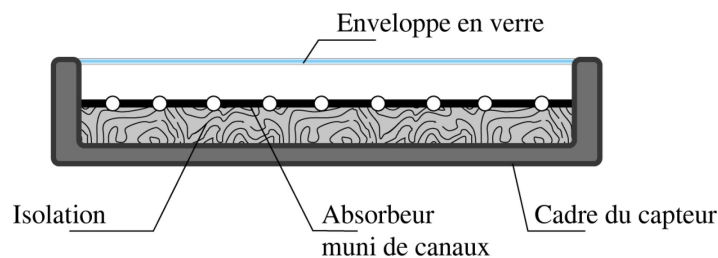


Figure I. 3 : Représentation schématique d'un capteur plan

I.3.1.2 Capteurs à air

Ne présentant ni problèmes de gel en hiver ni problèmes de surchauffe en été, ni de problèmes de fuite comme les capteurs à base de liquide, les coûts d'investissement des collecteurs d'air sont moins élevés que ceux de ces derniers. Leur utilisation est recommandée dans toutes les applications nécessitant de l'air chaud comme les processus industriels nécessitant de grands flux d'air chaud et le chauffage des bâtiments. Dans les applications de froid solaire, les collecteurs d'air à tubes sous vide peuvent réaliser des températures d'air de l'ordre de 100 °C avec des efficacités satisfaisantes servant à produire de l'air chaud pour la dessiccation de l'air dans les installations frigorifiques à dessiccation.

Néanmoins, les ventilateurs utilisés conjointement avec les capteurs à air consomment beaucoup d'énergie en plus de l'incompatibilité avec les systèmes de stockage. Les efficacités des capteurs à air sont inférieures à celles des capteurs à liquide à cause de la faiblesse du coefficient de transfert de chaleur. Par contre, l'utilisation de surfaces absorbantes nervurées ou poreuses et des circuits multi-passes augmente le contact avec l'air et par conséquent augmente le coefficient de transfert de chaleur. La *figure I.4* illustre une géométrie simple d'un collecteur d'air.

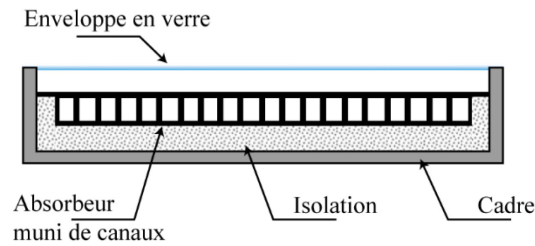


Figure I. 4 : Section transversale d'un capteur solaire à air

Dans le chauffage des bâtiments, les capteurs solaires à air se présentent aussi sous forme d'un caisson isolé recouvert d'une vitre. L'air froid entrant par le bas du capteur est réchauffé pour aller directement dans la pièce à chauffer. Ils peuvent aussi être fixés sur un des murs extérieurs du bâtiment à traiter (mur Trombe), *figure I.5*. Ces systèmes permettent, dans certaines applications, une modification de l'humidité de l'air à l'intérieur d'un bâtiment en fonction des sollicitations extérieures [22]. L'application la plus répandue concerne le séchage thermique de produits agro-alimentaires (herbes, fruits...) [23].

I.3.1.3 Capteurs sous vide

On distingue les capteurs sous vide à caloduc et à circulation directe. Les tubes sous vide à caloduc utilisent un mécanisme d'évaporation et de condensation du fluide pour l'échange de chaleur. Le fluide caloporteur chargé de récupérer la chaleur ne circule pas directement dans les tubes. Il est chauffé par un fluide secondaire qui s'évapore sous l'influence du rayonnement solaire, et se condense au contact de l'échangeur de chaleur [24].

Les capteurs à tubes sous vide éliminent les pertes de chaleur par convection et par conduction en éliminant l'air entourant l'absorbeur. Les considérations de stabilité imposent que ces collecteurs prennent la forme d'une disposition de tubes généralement en verre, à l'intérieur desquels, il y a un arrangement d'ailettes et de tubes, *figure I.6*. Alternativement, les caloducs peuvent être utilisés pour l'extraction d'énergie. Cette solution est déjà disponible dans le commerce.

Les capteurs plans sous vide sont fabriqués avec des cadres spéciaux et des couvercles leur permettant de maintenir un haut niveau de vide (10^{-3} Pa) malgré une géométrie plane. Leurs performances sont comparables à celles des capteurs à tubes sous vide. Un tel collecteur ne nécessite pas de système de suivi et peut être monté sur un toit plat.

Un collecteur hybride photovoltaïque-thermique, *figure I.7*, est une combinaison de cellules photovoltaïques avec un capteur solaire thermique. Il convertit simultanément le rayonnement solaire en électricité et en chaleur. Partageant l'esthétique des panneaux photovoltaïques, les capteurs PV-T peuvent générer plus



d'énergie par unité de surface que les panneaux photovoltaïques et les capteurs solaires thermiques en réduisant le coût de production et d'installation. Par conséquent, le potentiel du PV-T est particulièrement important sur le marché résidentiel, à la fois collectif et individuel.

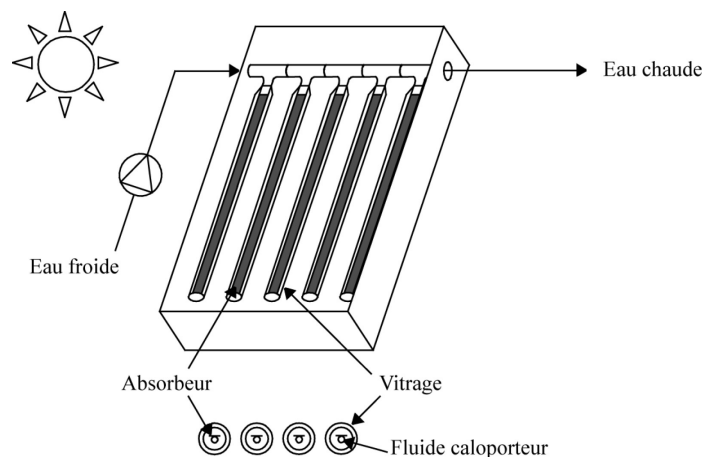


Figure I. 5 : Schéma de principe d'un capteur sous vide

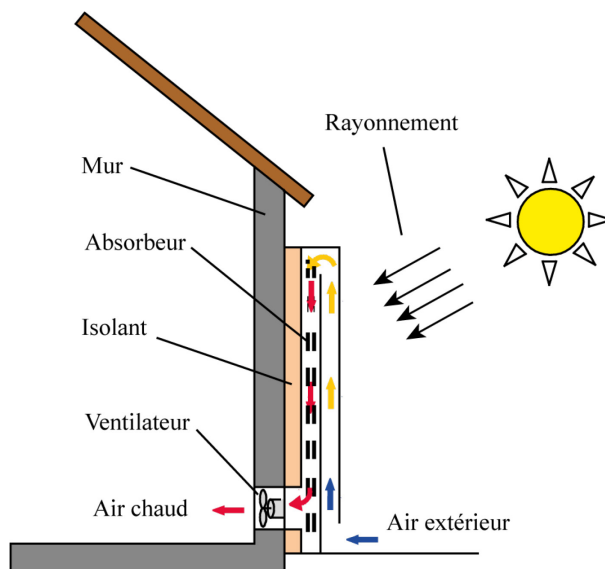


Figure I. 6 : Schéma de principe d'un capteur à air fixé à un mur (mur Trombe)

Il est à noter que le rendement PV diminue avec l'augmentation de la température de fonctionnement spécialement lorsque les capteurs PV-T sont utilisés en combinaison avec des systèmes de refroidissement à entraînement thermique, car ils ont besoin d'une certaine température de fonctionnement minimale qui est toujours nettement supérieure à la température de l'air ambiant.



Figure I. 7 : Capteurs hybrides PV-T

I.3.1.4 Capteurs stationnaires à concentration

Puisque les pertes de chaleur sont proportionnelles à la surface de l'absorbeur alors que l'énergie solaire gagnée est proportionnelle à la zone de collecte, une autre façon de réduire les pertes de chaleur d'un capteur consiste à réduire la surface de l'absorbeur par rapport à la surface de collecte. Cette approche est connue sous le nom de concentration, donc ces collecteurs sont appelés des capteurs à concentration.

Le flux solaire reçu par le capteur est d'abord réfléchi par les miroirs du concentrateur sur un foyer thermiquement protégé par un vitrage où il est absorbé par une surface appropriée. La réflexion, la transmission à travers le vitrage et l'absorption se traduisent par des pertes optiques caractérisées généralement par une efficacité. Dans les capteurs à concentration élevée, seule la composante directe du rayonnement solaire peut être dirigée vers le foyer, la composante diffuse ne pouvant être concentrée.

Les Concentrateurs Paraboliques Composés (CPC) stationnaires, *figure I.8*, sont versatiles et permettent des configurations diverses de la forme de l'absorbeur. Toutefois, ils permettent d'atteindre une faible concentration de rayonnement solaire atteignant une efficacité plus élevée par rapport aux capteurs plans sans améliorer significativement les coûts de production et d'exploitation.

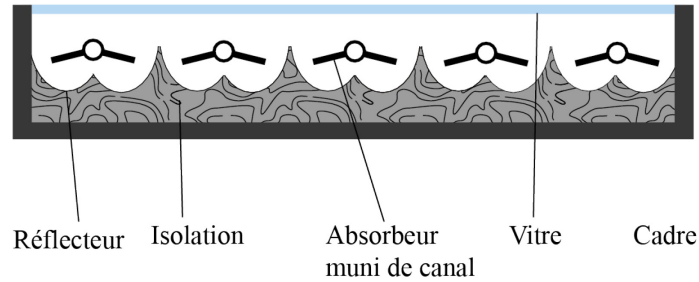


Figure I. 8 : Capteur parabolique composé

Les CPC stationnaires composés ont deux axes orthogonaux de symétrie et sont conçus avec des angles d'acceptation (*acceptance angle*) supérieurs à 30° pour éviter le besoin de suivre le soleil [7]. Ils sont conçus avec un facteur de concentration de 1.12 pour la production d'eau chaude domestique et réalisent une température entre 50°C et 70°C et un facteur de concentration de 1.5 pour une plage de températures ($80\text{-}110^\circ\text{C}$) et peuvent par conséquent combinés avec des systèmes de production de froid.

I.3.1.5 Capteurs traqueurs à concentration

Les capteurs traqueurs sont classés en fonction de la façon dont ils suivent le mouvement du soleil. Ceci est réalisé par des systèmes de suivi solaire et de focalisation linéaire à un axe ou à deux axes par des systèmes de poursuite et de focalisation. Le premier système suit le soleil le long de son angle d'azimut, alors qu'avec le second type, les rayons du soleil sont toujours perpendiculaires aux surfaces du collecteur. Les concentrateurs paraboliques, les tours solaires avec héliostats et les fours solaires font partie de cette seconde catégorie.

II.3.2 Etat de l'art des technologies de la réfrigération solaire

Produire du froid à partir du soleil est possible selon plusieurs méthodes qui peuvent se résumer en deux grandes catégories. Une première en utilisant l'électricité solaire produite par des panneaux photovoltaïques et la seconde utilisant la chaleur solaire qui sert à traiter directement l'air selon un cycle ouvert ou selon un cycle thermodynamique fermé. La *figure I.9* illustre à titre exhaustif les chaînes de conversion du rayonnement solaire en froid.

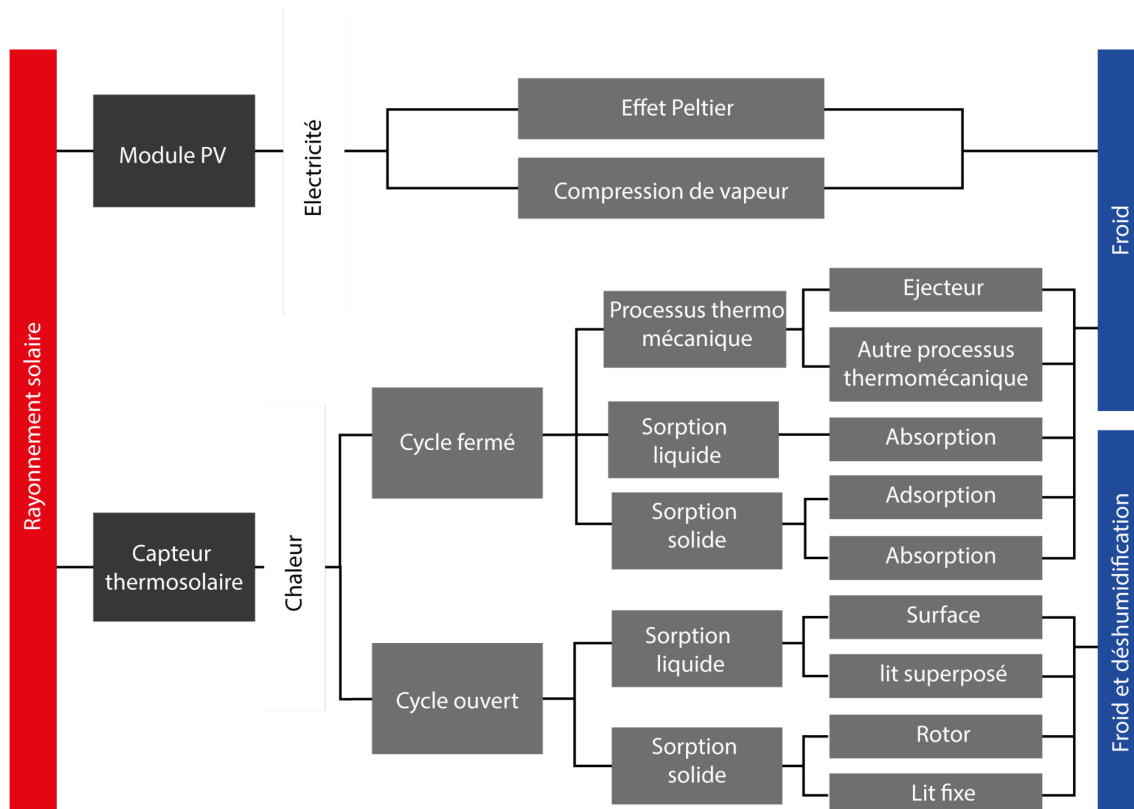


Figure I. 9 : Chaînes de conversion du rayonnement solaire en froid

I.3.2.1 Réfrigération solaire électrique

Un système de refroidissement solaire est composé principalement de panneaux photovoltaïques et d'un dispositif de refroidissement électrique. Une cellule photovoltaïque (PV) ou solaire dont l'efficacité et le coût dépendent du matériau et la méthode de fabrication est essentiellement un dispositif semi-conducteur à semi-conducteurs qui convertit l'énergie lumineuse en énergie électrique. Depuis sa découverte, la technologie photovoltaïque s'est rapidement améliorée en prix et en performance. En 2010, les cellules de silicium cristallin à base de plaques ont dominé près de 90% du marché PV avec une efficacité de pointe typique de 13% [25]. Le système de refroidissement solaire le plus simple est une combinaison d'un climatiseur conventionnel à vapeur avec un panneau solaire tel qu'illustré à la figure I.10. L'efficacité du système entier est également une combinaison de l'efficacité du panneau solaire avec le coefficient de performance (COP) de la machine à compression de vapeur. Par exemple, la combinaison d'un climatiseur à compression avec un COP de 3.0 et d'un panneau solaire avec une efficacité de 10% donne un système solaire électrique d'efficacité globale de $(3,0 \times 0,10 = 30\%)$ [26]. Rares sur le marché, les climatiseurs à vapeur solaire emballés dans des paquets autonomes sont équipés de compresseurs à vitesse variable et de batteries ou de générateurs en tant que systèmes auxiliaires [26].

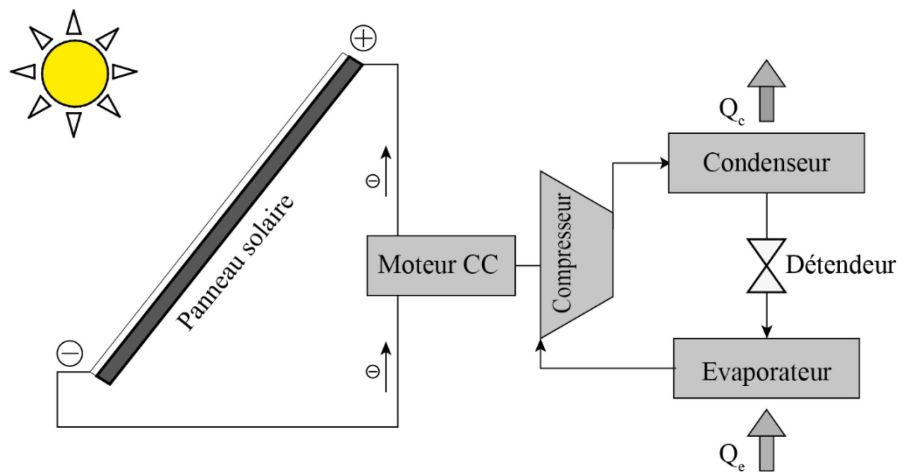


Figure I. 10 : Machine à compression de vapeur couplée à un panneau solaire

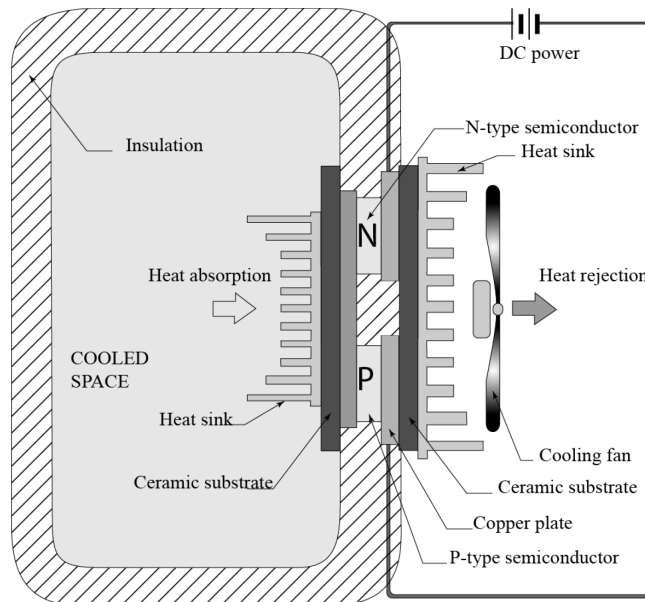


Figure I. 11 : Système de réfrigération thermo-électrique (Effet Peltier)

L'énergie électrique produite par un panneau solaire peut être fournie à un système de refroidissement thermoélectrique. Basé sur l'effet Peltier, un système de refroidissement thermoélectrique, *figure I.11* est constitué de matériaux semi-conducteurs dissemblables tels que le tellurure de bismuth (Bi_2Te_3) et les alliages de tellurure d'antimoine (Sb_2Te_3) qui remplacent le fluide frigorigène à la fois sous forme liquide et sous forme de vapeur. L'évier froid devient froid grâce à l'absorption d'énergie par les électrons lorsqu'ils passent d'un semi-conducteur à un autre, remplaçant l'absorption d'énergie par un fluide frigorigène. La source d'alimentation en courant continu pompe les électrons d'un semi-conducteur à

l'autre et le dissipateur de chaleur décharge l'énergie thermique accumulée du système.

N'ayant ni pièces mobiles ni réfrigérant, les systèmes de refroidissement thermoélectriques peuvent être miniaturisés et utilisés dans des applications de taille physique limitée (refroidissement des puces électroniques, applications spatiales, etc.). Au cours des dernières années, l'importance particulière accordée dans la recherche et le développement aux réfrigérateurs domestiques utilisant les modules Peltier a entraîné des réductions importantes des coûts de fabrication et des améliorations dans la performance du module avec un COP entre 0,3 à 0,6 [27].

Un réfrigérateur Stirling peut être combiné avec un panneau solaire électrique pour produire un effet frigorifique. Les refroidisseurs Stirling sont basés sur un cycle de gaz idéalisé composé de deux processus isochores et de deux processus isothermes. Un système de pistons et de mécanismes est utilisé pour déplacer le fluide de travail (couramment l'air, l'hydrogène ou l'hélium) entre les espaces du volume avec un régénérateur pour le stockage d'énergie thermique entre les étapes du cycle. Au cours des deux dernières décennies, le développement et la commercialisation de la technologie de refroidissement Stirling à piston libre avec des capacités de refroidissement maximales nominales vont de 40 à 150 W [28]. Récemment, une attention particulière a été accordée par divers chercheurs au cycle de Stirling. Kim [29] a rapporté que Berchowitz et al. [26] ont évalué expérimentalement la performance d'une capacité de refroidissement de 40 W d'un refroidisseur Stirling à piston libre. Le COP a diminué avec une diminution de la température du côté froid à une température côté chaud maintenue entre 28.4 et 30.3 ° C. Hermes et Barbosa [27] ont comparé expérimentalement la performance thermodynamique de quatre refroidisseurs portables de petite capacité avec différentes technologies de refroidissement, thermoélectrique, Stirling et compression de vapeur à l'aide de deux compresseurs alternatifs et linéaires différents. Les problèmes majeurs sont le COP faible et la densité de puissance limitée en raison du faible transfert de chaleur entre les fluides de travail et la température ambiante. Pour cette raison, seules de petites unités de capacité de réfrigérateur Stirling sont actuellement disponibles et ne rivalisent pas avec le prix et l'efficacité avec les systèmes à compression de vapeur.

La machine de réfrigération thermo-acoustique à entraînement électrique est une autre option du refroidissement solaire. Les composants principaux sont un cylindre fermé, un conducteur acoustique, un composant poreux appelé «pile» ou *stack* (empilement de plaques parallèles) muni de deux systèmes échangeurs de chaleur à ses extrémités, l'un pour fournir de la chaleur à haute température et l'autre pour retirer la chaleur du système à une température ambiante proche. Il existe deux

approches principales pour les moteurs thermo-acoustiques, à savoir les ondes stationnaires et les dispositifs d'ondes mobiles. Dans un dispositif à ondes stationnaires, *figure I.12*, les ondes acoustiques provoquées par un conducteur tel qu'un haut-parleur font de la résonance du gaz qui crée une différence de température sur toute la longueur de la pile. Cette variation de température provient de la compression et de la détente du gaz par la pression sonore et le reste est une conséquence du transfert de chaleur entre le gaz et la pile. La différence de température est utilisée pour éliminer la chaleur du côté froid et la rejeter au côté chaud du système [28]. L'effort de recherche vise actuellement à améliorer la conception du système pour augmenter les COP au niveau des systèmes à compression de vapeur [28].

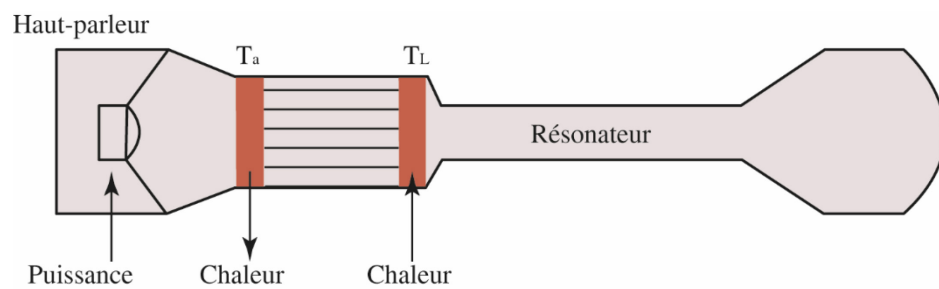


Figure I. 12 : Système frigorifique thermo-acoustique

Utilisé pendant longtemps en cryogénie, la réfrigération magnétique peut être utilisée en combinaison avec des panneaux solaires. L'effet magnétocalorique a été découvert par Emil Warburg en 1881 qui a observé qu'un élément de métal placé près d'un aimant fort a été réchauffé. Plus tard, ce principe a été utilisé de façon réversible pour refroidir les objets à des températures très basses en cryogénie. La technologie de réfrigération magnétique moderne est née lorsque Zimm et al. [30] ont développé des machines d'exploitation réussies montrant que cette technologie est réalisable et compétitive pour les applications domestiques et industrielles à grande échelle. Le matériau magnétocalorique est une clé importante pour le développement de la technologie de réfrigération magnétique. Cependant, jusqu'à aujourd'hui, le matériau principal utilisé dans les prototypes de refroidissement magnétique est le métal de gadolinium (Gd) et ses alliages. Kim [29] a rapporté que Gschneider (2001) a démontré un COP global de 3.0 avec un réfrigérateur magnétique rotatif comparable aux réfrigérateurs conventionnels, mais le coût du matériau magnétique était prohibitif.

I.3.2.2 Réfrigération solaire thermique

Au lieu d'utiliser l'électricité solaire, un système de refroidissement solaire thermique utilise la chaleur solaire pour produire l'effet frigorifique. Le composant principal dans ces systèmes est un collecteur solaire thermique qui convertit le

rayonnement solaire en chaleur. La chaleur recueillie est utilisée pour motoriser un processus de refroidissement. De nombreuses combinaisons de systèmes peuvent être montées en fonction de la technologie du capteur solaire thermique utilisée et du processus de réfrigération. Généralement, ils sont classés en systèmes thermomécaniques, systèmes ouverts et systèmes fermés.

A. Réfrigération thermomécanique

Comme illustré par la *figure I.13*, dans un système de refroidissement thermomécanique solaire, la chaleur collectée est convertie par un moteur thermique à une puissance mécanique qui est utilisée pour entraîner le compresseur d'une machine de réfrigération à compression de vapeur. L'efficacité globale d'un tel système dépend de l'efficacité de la conversion solaire (capteur solaire), de la conversion thermique (moteur thermique) et de la conversion frigorifique (dispositif de refroidissement) [11]. La production d'énergie solaire repose principalement sur des cycles organiques de Rankine et de Stirling qui ont été activement étudiés dans les années soixante-dix et les années quatre-vingt [31] [32].

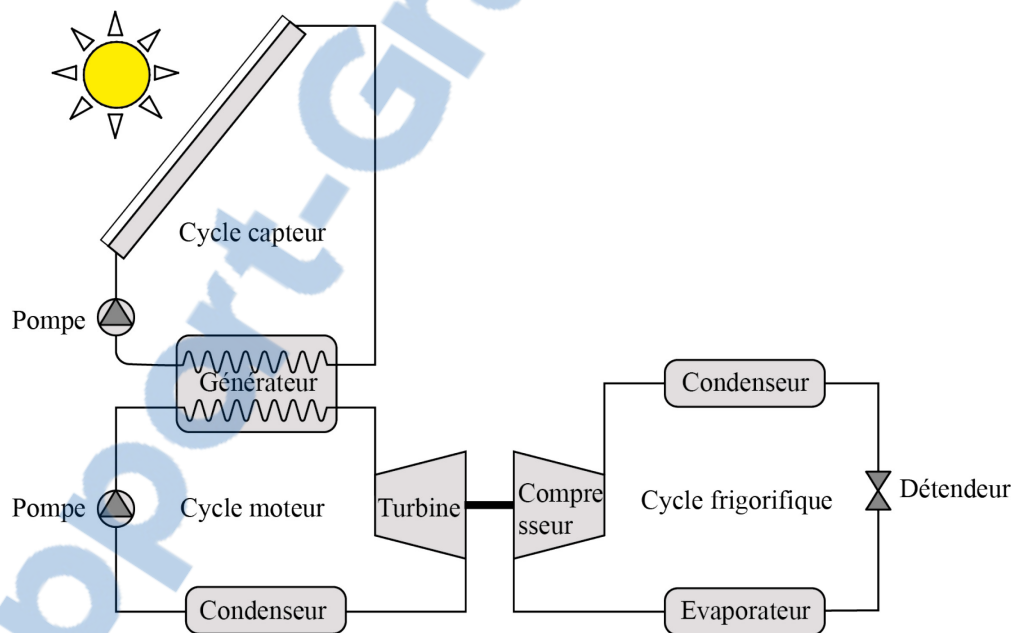


Figure I. 13 : Système frigorifique thermomécanique

Les cycles organiques de Rankine ont été étudiés théoriquement [33] et expérimentalement [34] dès les années 1970 et avec des efficacités globales variant entre 2,52% et 7% [34]. L'intérêt récent pour les systèmes d'alimentation en chaleur à énergie électrique à petite échelle a coïncidé avec la croissance de la demande pour l'approvisionnement électrique distribué dans des zones mal desservies par des centrales thermiques centralisées [32].

Le moteur Stirling est le cœur de la centrale qui convertit l'énergie solaire thermique en énergie mécanique. Le moteur Stirling est un moteur à combustion externe développé par Robert Stirling en 1816 [35]. Le moteur Stirling a une efficacité thermique plus élevée que le système basé sur le cycle organique de Rankine et est jugé moins cher qu'une unité photovoltaïque de petite capacité [36]. La haute performance d'un moteur Stirling a été démontrée avec succès dans plusieurs programmes de production mécanique solaire aux États-Unis, où l'efficacité de la chaleur en électricité de 41% a été signalée [11].

B. Réfrigération à absorption

Le refroidissement à absorption est principalement basé sur l'affinité de deux substances d'états différents à former une solution ou un mélange. Ce processus dépend des niveaux de température et de pression. À des niveaux bas de température et de pression, l'absorbant liquide absorbe la vapeur d'un fluide frigorigène et à un niveau élevé, il le libère. Ce phénomène est exploité pour pomper le fluide frigorigène de l'évaporateur vers le condenseur en utilisant une pompe au lieu d'un compresseur à vapeur qui est foncièrement énergétivore. La première machine brevetée en 1859 par l'ingénieur français Ferdinand Carré a utilisé de l'eau comme absorbant et de l'ammoniac comme réfrigérant [14].

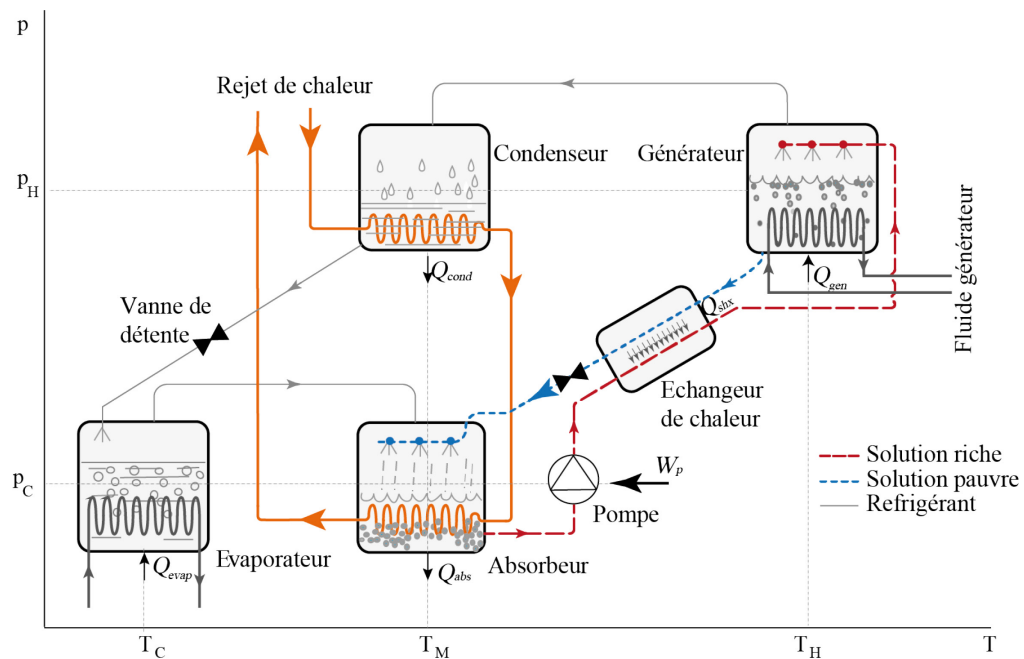


Figure I. 14 : Système solaire de réfrigération à absorption

En 1950, le nouveau couple de travail LiBr-H₂O a été utilisé dans la technologie à absorption [37]. Bien que de nombreux couples de travail testés soient rapportés dans la littérature [38], les plus couramment utilisés restent les combinaisons LiBr-H₂O et H₂O-NH₃. Plus performant, le premier couple est basé sur un absorbant non

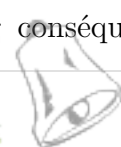
volatil (sel de bromure de lithium) et est utilisé dans des applications de conditionnement d'air. Le second, basé sur un absorbant volatil (eau), est utilisé dans le domaine de la réfrigération et nécessite un rectifieur supplémentaire pour fournir un fluide frigorigène pur [37].

À un même niveau de température de fonctionnement, un système à absorption à base de LiBr-H₂O produit des COP supérieurs à un système utilisant le couple H₂O-NH₃ en raison de la chaleur latente de vaporisation de l'eau plus importante comparée à celle de l'ammoniac. En outre, le couple H₂O-NH₃ ne convient pas aux applications solaires en raison de la température élevée nécessaire dans le générateur (125-170 °C). Cette température ne peut être obtenue qu'avec des collecteurs paraboliques à concentration moyenne, ce qui, en raison des exigences de maintenance, un tel système ne peut pas être implanté dans les ménages privés [38]. Comme l'illustre la *figure I.14*, un système à absorption est composé dans son côté réfrigérant des mêmes composants qu'une machine à compression de vapeur, à savoir un condenseur, une vanne de détente et un évaporateur. Le compresseur mécanique est remplacé par un compresseur thermique composé d'un générateur, d'un absorbeur, d'une vanne de décompression et d'une pompe de recirculation. L'évaporateur alimente l'absorbeur avec de la vapeur de réfrigérant. La solution binaire devient riche est pompée au générateur où l'énergie thermique fournie sépare la vapeur de réfrigérant de la solution riche qui s'appauvrit en réfrigérant. La solution faible retourne alors à l'absorbeur via la vanne de décompression. La vapeur de réfrigérant est véhiculée au condenseur. Le réfrigérant liquide est ainsi détendu et dirigé vers l'évaporateur via une vanne de détente isenthalpique. L'échangeur de chaleur intermédiaire est utilisé pour récupérer la chaleur interne et améliorer les performances du système jusqu'à 60% [16].

C. Réfrigération à adsorption

L'histoire des systèmes frigorifiques à adsorption solaire remonte aux années 1920 lorsque le dioxyde de soufre et le gel de silice ont été utilisés pour le transport de glace sur les chemins de fer aux États-Unis [39]. La technologie de réfrigération par adsorption a été utilisée pour de nombreuses applications spécifiques, telles que la purification, la séparation et les technologies de réfrigération thermique [40]. Un système de réfrigération par adsorption utilise le phénomène d'adsorption physique entre le réfrigérant et un adsorbant solide ; les molécules du réfrigérant se fixent à la surface de l'adsorbant par des liaisons de type Van der Waals [41].

Un système de réfrigération à adsorption typique est illustré par la *figure I.15*. Lorsqu'on utilise des lits adsorbants fixes, le système fonctionne de manière intermittente en quatre phases, changeant entre les étapes d'adsorption et de désorption, ce qui diminue le COP du système [42]. Par conséquent, lorsqu'un



refroidissement continu est nécessaire, deux ou plusieurs lits adsorbants doivent être utilisés. L'absence de pièces mobiles dans ces machines, leur fonctionnement est presque silencieux.

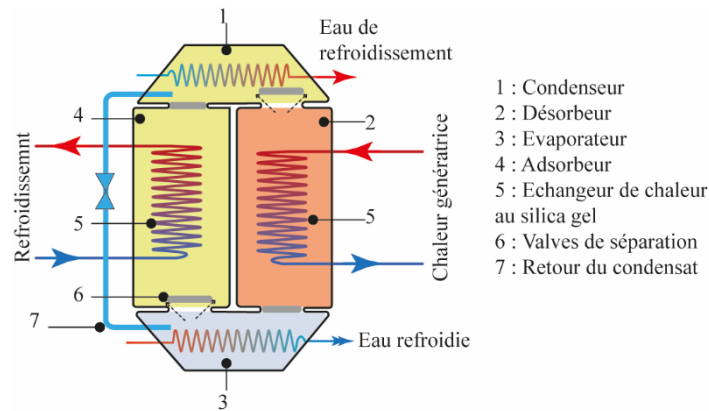


Figure I. 13 : Système de réfrigération à adsorption

En raison de l'intermittence du refroidisseur à adsorption, les températures et donc la puissance dans les trois circuits hydrauliques fluctuent. La *figure I.16* montre une courbe de température typique d'un refroidisseur à adsorption.

Choudhury et al. [43] ont présenté une revue des systèmes de climatisation à adsorption solaire. Ces études ont été résumées par Ferreira et Kim [11], ainsi que les données de Van den Heuvel [42] dans un tableau incluant les températures figuratives du système (évaporation, rejet et désorption), les COP et les efficacités de différents travaux expérimentaux.

Plus récemment, Fernandes et al. [44] ont présenté un examen de l'état de l'art des systèmes de réfrigération par adsorption solaire fonctionnant avec le cycle intermittent à lit simple et ont mentionné les nouvelles tendances technologiques pour améliorer les efficacités et la durabilité.

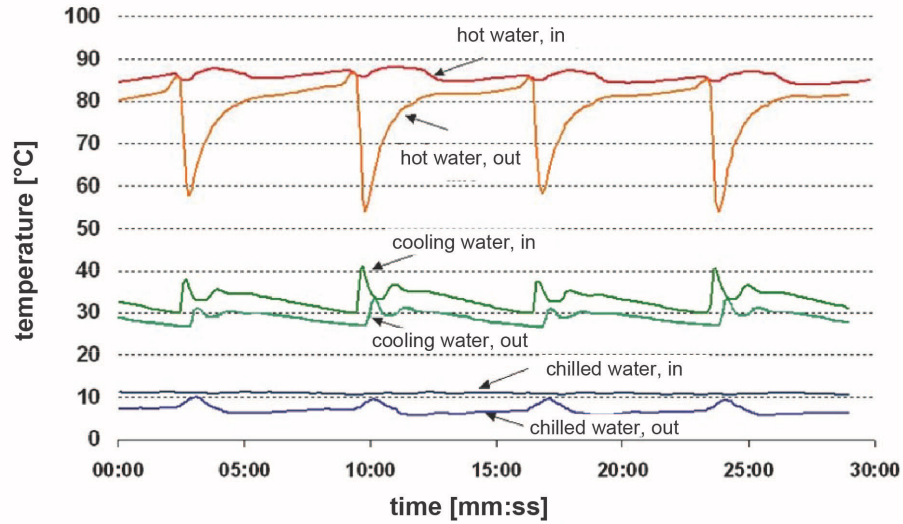


Figure I. 16 : Fluctuations de température dans une machine à adsorption [46]

D. Réfrigération à dessiccation

Bien que les systèmes à sorption fermés produisent de l'eau glacée, qui peut être fournie à tout type d'équipement de climatisation, les systèmes ouverts de refroidissement par sorption, communément appelés refroidissement déshydratant (*desiccant cooling*), produisent directement de l'air conditionné [10]. Un cycle de refroidissement à dessiccation est basé sur une combinaison d'un cycle de refroidissement par évaporation avec un matériau hygroscopique solide ou liquide (déshydratant) comme le gel de silice, l'alumine activée, la zéolite, le chlorure de lithium ou le bromure de lithium [4].

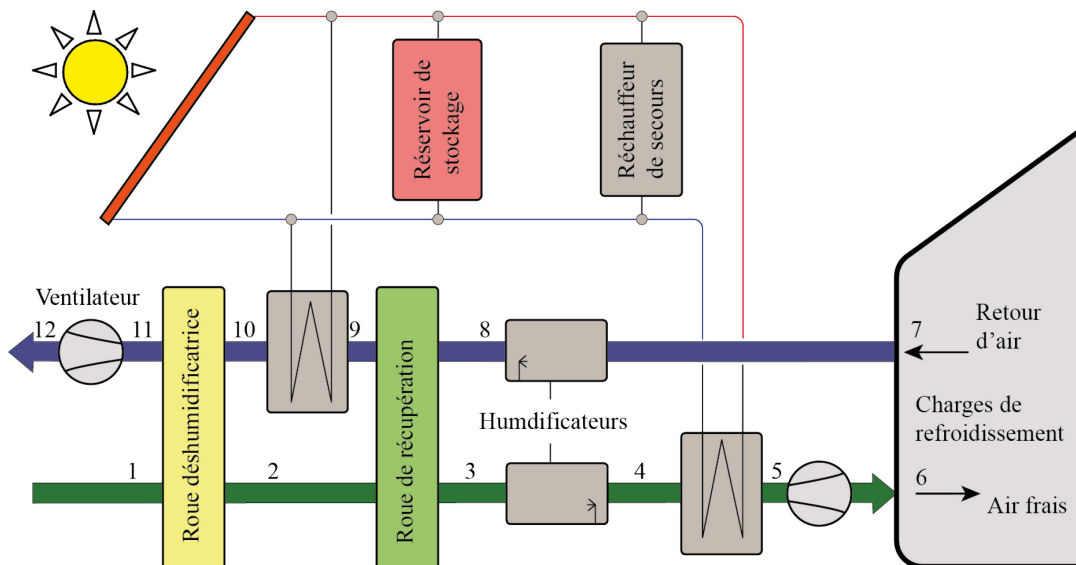


Figure I. 17 : Cycle à dessiccation solaire

La *figure I.17* illustre un cycle à dessiccation solaire typique et les différents états d'air correspondants. Un tel cycle est utilisé dans les climats tempérés [10]. Une description détaillée du cycle peut être trouvée dans la littérature [4, 10, 42]. Le système utilise deux roues à rotation lente et plusieurs autres composants pour faire circuler de l'air vers l'espace conditionné. L'air est chauffé par la chaleur d'adsorption et la matrice chaude de la roue provenant du côté de la régénération (processus 1-2). L'air d'alimentation est pré-refroidi à contrecourant avec l'air qui retourne du bâtiment (procédé 2-3). Un humidificateur refroidit l'air d'alimentation (procédé 3-4). Le circuit de chauffage n'est utilisé que pendant la saison de chauffage (procédé 4-5).

Sur le schéma de principe, on peut noter qu'un système à dessiccation est composé de deux cycles bien distincts à savoir le cycle de traitement de l'air neuf (1-6) et le cycle de régénération du déshydratant (7-12). Dans le cycle de traitement de l'air neuf, l'air extérieur chaud et humide (1) pénètre à travers le déshumidificateur où il est chauffé et déshumidifié. Il ressort avec une température supérieure et une humidité absolue et relative inférieure (2). Il entre ensuite dans un échangeur où il est rafraîchi à humidité absolue constante. Il ressort avec une température plus basse (3) avant de subir une humidification entraînant son refroidissement et une augmentation de son humidité absolue et relative (4). En effet, en s'évaporant l'eau prélève la chaleur latente de vaporisation et produit un refroidissement de l'air. Cet air peut être éventuellement chauffé à travers un échangeur alimenté par de l'eau chaude produite par le champ de capteurs solaires thermiques avant d'être injecté dans le bâtiment à rafraîchir (6). On note que la déshumidification est obtenue par adsorption de la vapeur d'eau contenue dans l'air par un matériau solide ou liquide. Ce phénomène qui met en jeu la vapeur d'eau s'appelle la dessiccation. Elle peut se faire par absorption (le matériau déshydratant est liquide) sur un lit dessiccant liquide. Mais le plus souvent, elle s'opère par adsorption (le matériau déshydratant est solide) avec une roue ou un échangeur dessiccant.

Plus récemment, Ge et al. [45] ont résumé les développements récents de la recherche liés aux systèmes de refroidissement par roue déshumidificatrice rotative à énergie solaire et à la mise en évidence d'une application potentielle. Des systèmes de refroidissement à roue à dessiccateurs rotatifs à énergie solaire séparés et des systèmes hybrides de refroidissement par roues déshydratantes rotatives à énergie solaire ont été considérés et comparés. Il a été conclu que des systèmes de refroidissement à roues à dessiccateurs rotatifs à énergie solaire séparés peuvent être adoptés dans plusieurs villes représentatives en Europe, en Asie, en Australie et en Afrique, mais la performance du système en termes de fraction solaire et de coefficient de performance thermique varie considérablement en fonction des

différentes conditions de fonctionnement. Les systèmes hybrides de refroidissement par roue déshydratante rotative à énergie solaire largement basés sur la réfrigération par compression de vapeur en tant que systèmes auxiliaires peuvent obtenir une économie d'énergie significative par rapport au système conventionnel à compression de vapeur.

II.3.3 Pertinence des capteurs solaires vis-à-vis du froid solaire

La *figure I.18* [7] montre que la performance idéale d'un processus réversible est de loin supérieure à la performance des machines frigorifiques thermiquement entraînés disponibles sur le marché. Le COP de ces dernières varie entre 0.5 et 0.8 pour les systèmes à simple effet (absorption ou adsorption), et peut aller jusqu'à 1.4 dans les systèmes à double effet.

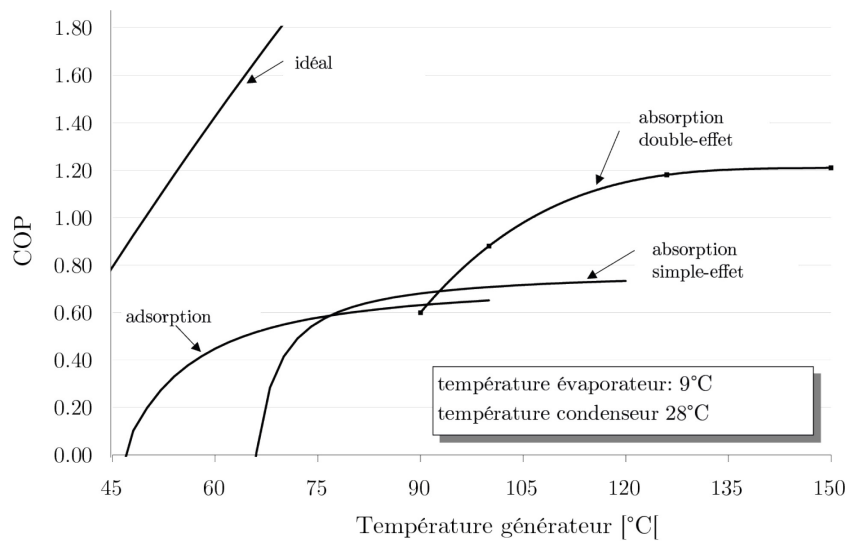


Figure I. 18 : COP en fonction de la température de génération [7]

Les valeurs typiques de ξ_c (coefficient défini comme étant le rapport du COP actuel au COP de Carnot est une mesure de la qualité du processus) des produits disponibles sur le marché, sont de l'ordre de 0.3. Ce coefficient permet d'évaluer les avantages d'un tel ou tel processus par rapport à la température de génération requise. Ceci est illustré à la figure I.19 qui représente la température d'entraînement en fonction de la montée en température (*temperature lift*) ΔT , définie comme la différence entre la température de rejet thermique (source moyenne) T_M et la température de l'eau glacée (source froide) T_C : $\Delta T = T_M - T_C$. A titre d'exemple, la montée en température est faible en cas de haute température d'eau glacée et de rejet de chaleur humide (basses températures de l'eau de refroidissement) et élevée en cas de basses températures d'eau glacée et de refroidissement sec. Les températures de génération pour deux valeurs de ξ_c différentes sont incluses. Pour chaque COP, la température d'entraînement dépend

de la qualité du processus ; par conséquent, deux nombres de qualité différents sont supposés. Les zones d'opération de différentes technologies de capteurs sont également indiquées. A titre d'exemple, un refroidisseur à simple effet avec $COP = 0.7$, fonctionnant à $\Delta T = 35$ K, peut être entraîné avec des collecteurs à tubes sous vide, si le procédé nécessite des températures d'entraînement d'env. 100 °C (coefficient de qualité du processus de 0,4). Dans le cas d'une qualité de processus inférieure, la température de conduite requise est plus élevée et des collecteurs traqueurs à concentration sont nécessaires.

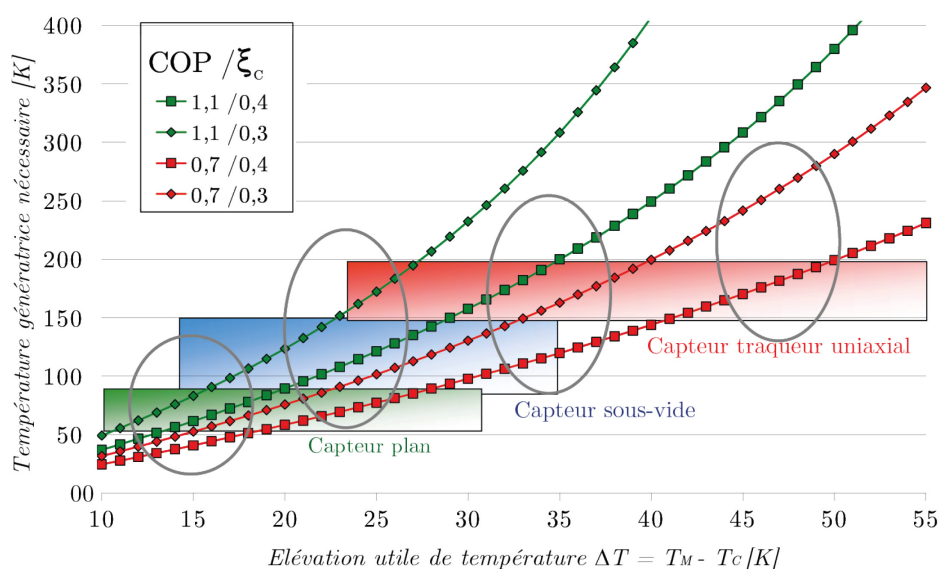


Figure I. 19 : Température génératrice nécessaire [14]

Tableau I. 1 : Installations typiques de froid solaires [14]

| Méthode | Cycle fermé | | Cycle ouvert | |
|---------------------------------|---|--|--|--|
| Cycle | Le réfrigérant évolue dans un cycle fermé | | Le réfrigérant est en contact direct avec l'air refroidi | |
| Principe | Eau glacée | | Déshumidification d'air et réfrigération évaporative | |
| Phase du sorbant | Solide | Liquide | Solide | Liquide |
| Couple typique | Eau-silica gel Eau-zéolite | H ₂ O-LiBr H ₂ O-LiCl NH ₃ - H ₂ O | Eau-silica gel H ₂ O-LiCl | H ₂ O-CaCl H ₂ O-LiCl |
| Technologie disponible | Absorption | Absorption | Dessiccation | En développement |
| Capacité typique | 7-430 kW | 10 kW-5 MW | 20-350 kW (par module) | 0.5 > 1 |
| COP typique | 0.5-0.6 | 0.6-0.75 (simple effet) | 0.5 ≥ 1 | 0.5 > 1 |
| Température génératrice typique | 65-90 °C | 80-110 °C | 50-80 °C | 50-70 °C |

| | | | | |
|--------------------------|---------------------------|---------------------------|---|---|
| Capteurs solaires | Tubes sous- vide, plan | Tubes sous- vide, plan | Tubes sous- vide, plans, aéroréfrigérants | Tubes sous- vide, plans, aéroréfrigérants |
|--------------------------|---------------------------|---------------------------|---|---|

Le *tableau I.1* [46] résume les installations typiques de froid solaire avec basées sur Les systèmes à cycle fermé sont équipés de refroidisseurs thermiques qui fournissent de l'eau réfrigérée qui est utilisée dans les unités de ventilation pour fournir de l'air refroidi et déshumidifié ou qui est distribuée via un réseau réfrigéré aux installations décentralisées telles que les ventilo-convecteurs ou plafonds réfrigérés. Les refroidisseurs   entraînement thermique disponibles sur le marché sont les refroidisseurs à absorption, qui sont les plus courants, et les refroidisseurs à adsorption, proposés actuellement par quelques fabricants seulement. Le rôle d'un système de capteurs solaires est de fournir de la chaleur de génération à la température appropriée au refroidisseur. Un composant supplémentaire, nécessaire dans tous les systèmes d'eau glacée, consiste en un système de rejet de chaleur.

I.4 Systèmes de réfrigération solaire à absorption

L'expérience a montré que les systèmes à cycle fermé les plus adaptés au refroidissement solaire sont basés sur des cycles à absorption. Les systèmes à absorption permettent un fonctionnement possible pour une large plage de températures de la source de chaleur et un fonctionnement silencieux sans pièces mobiles et utilisent des fluides de travail respectueux de l'environnement. De plus, ils peuvent combiner la chaleur solaire disponible et la chaleur auxiliaire pour répondre à la demande en refroidissement [47]. Balaras et al. [6] ont signalé que 70% des projets de climatisation solaire dans la base de données SACE (*Solar Air-Conditioning in Europe*) utilisent une technologie à absorption basée sur le couple de travail LiBr-H₂O.

Selon la configuration du cycle thermodynamique, les systèmes à absorption peuvent être classés en cycles à absorption solaire à simple effet, à semi-effet et multi-effet. Les deux premiers systèmes nécessitent des températures relativement plus faibles en eau chaude par rapport aux derniers [47].

I.4.1 Systèmes de réfrigération à absorption à simple effet

Le cycle à absorption à simple effet est l'arrangement le plus simple de la technologie à absorption solaire. Il se compose du même système illustré par la *figure I.14* qui est combinée avec un collecteur solaire et un réservoir de stockage, *figure I.18*. La chaleur de travail fournie par le réchauffeur conventionnel est partiellement remplacée par la chaleur solaire.

Lorsqu'il y a un excès de production de chaleur, le supplément est stocké dans un réservoir de stockage. Un réchauffeur auxiliaire de secours est actionné si le soleil

fait défaut. La majorité des systèmes de froid solaire disponibles sur le marché sont basés sur les systèmes à absorption à simple effet au couple LiBr-H₂O alimentés par des capteurs plans ou à tubes sous vide [48]. Le COP d'une machine à absorption à simple effet varie de 0.6 à 0.8. Les températures de fonctionnement se situent entre 80°C et 100 °C pour un système refroidi à eau. Celles des systèmes refroidis à air doivent être 30 K plus environ [3].

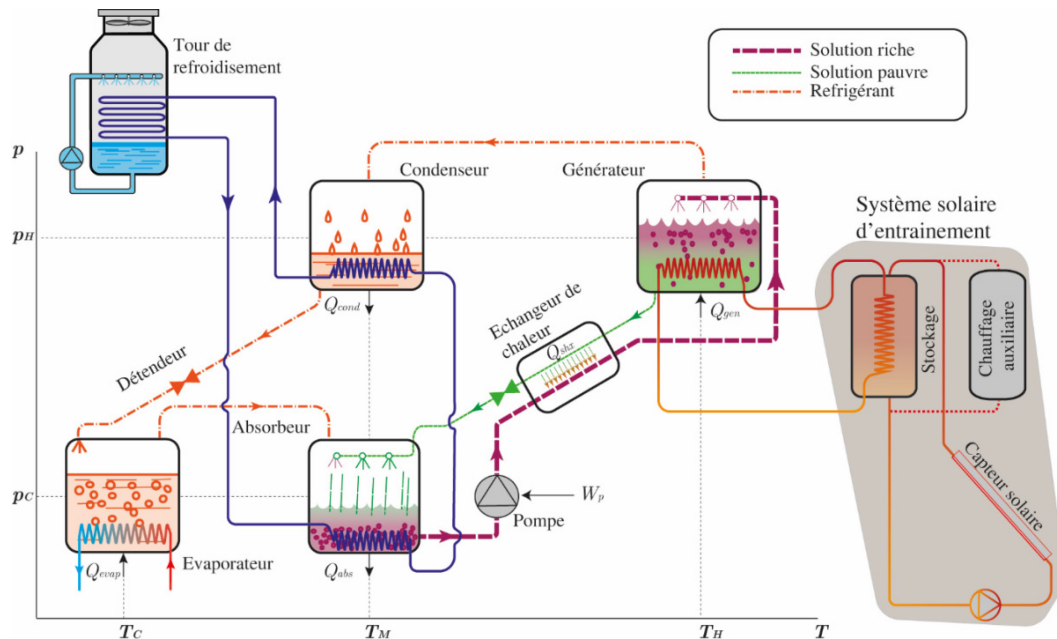


Figure I. 20 : Système de réfrigération solaire à absorption à simple effet

I.4.2 Système de réfrigération à absorption à double effet

Outre les machines à absorption à simple effet, les machines à double effet sont utilisées dans quelques projets de réfrigération solaire [49, 50, 51]. Le système à double effet peut être réalisé en superposant un cycle supplémentaire au cycle simple.

Comme l'illustre la *figure I.19*, deux générateurs à des températures différentes fonctionnent en série, de sorte que la chaleur dégagée du condenseur haute pression est utilisée pour chauffer le générateur basse pression [7]. L'énergie solaire ainsi que la vapeur d'eau générée dans le générateur haute pression fournit de l'énergie au générateur basse pression. La température de l'eau chaude fournie au générateur basse pression est proche de 90 °C [7]. Le cycle à double effet a une double valeur COP en comparaison avec celle des systèmes à simple effet, compris entre 1.1 et 1.2. Cependant, des températures de fonctionnement comprises entre 140 et 180 °C sont généralement requises pour entraîner le cycle. Pour fournir de telles températures élevées, des systèmes de captation solaire à concentration sont

nécessaires [3, 8]. Ce type de systèmes n'est disponible que dans la gamme de grandes capacités d'environ 100 kW et plus [4].

La comparaison faite par Grossman [3] entre les systèmes de climatisation solaire à simple effet, à double effet et à triple effet a montré que le prix de ces systèmes est dominé par le coût de la partie solaire. Les COP élevés atteints par les systèmes multi-effets sont pénalisés par le coût prohibitif des capteurs nécessaires.

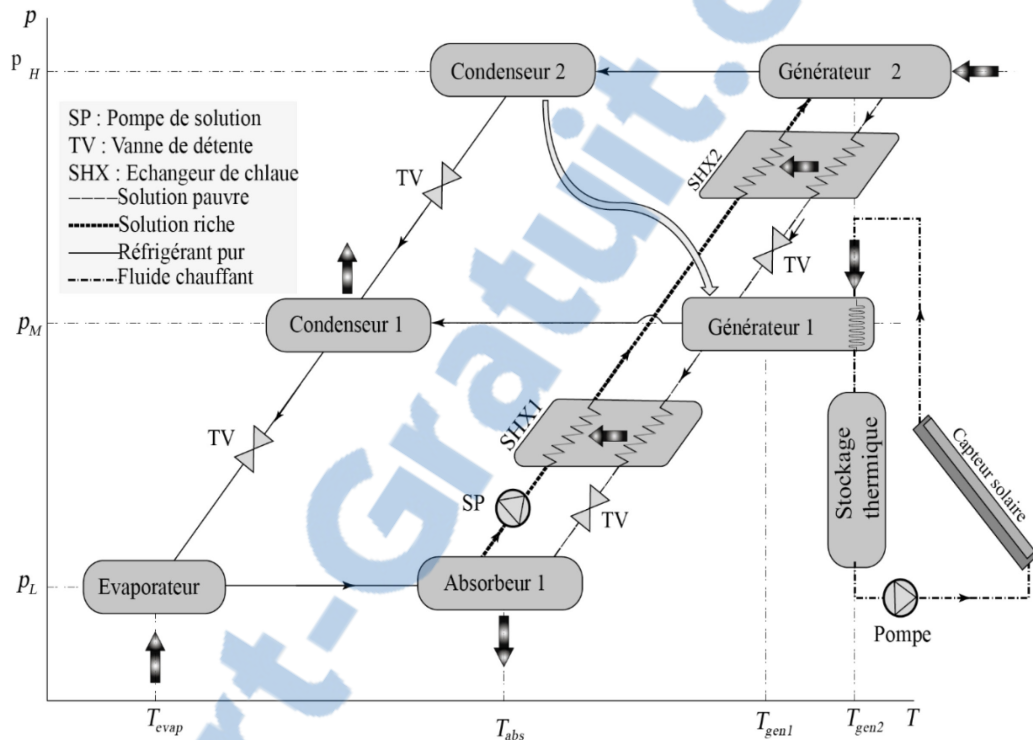


Figure I. 21 : Système de réfrigération solaire à absorption à double effet

I.4.3 Système de réfrigération à absorption à demi effet

Ayant l'avantage d'être entraîné à une température relativement basse, le cycle à demi-effet prend son nom du COP qui est à peu près la moitié de celui d'un cycle à simple effet. On l'appelle également le cycle à deux phases. La figure I.20 illustre un diagramme schématique du cycle à absorption à demi-effet. Kim et Machielsen [51] ont conclu, à travers une étude comparative en termes de coût de fabrication et de performance de différents systèmes à absorption, qu'un cycle LiBr-H₂O à demi-effet serait la meilleure alternative pour la climatisation solaire à absorption grâce à la faible température de fonctionnement du cycle à demi-effet et aux bonnes propriétés thermodynamiques du couple de travail.

Cependant, de tels systèmes nécessiteraient environ 40% de surface d'échange de chaleur et 10 à 60% de plus de surface de capteur par rapport au système à simple effet d'une même capacité de refroidissement. Arivazhagan et al. [52] ont

expérimenté un système à absorption à demi-effet utilisant le couple organique DMAC-R134a. Une température d'évaporation de $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$ et un COP d'environ 0.36 ont été atteints avec une température de génération variant dans la plage de $55\text{ }^{\circ}\text{C}$ à $75\text{ }^{\circ}\text{C}$. Bien que le COP soit 33% relativement bas par rapport à celui obtenu avec le couple $\text{H}_2\text{O-NH}_3$, l'utilisation de ce couple toxique et inflammable nécessite une rectification.

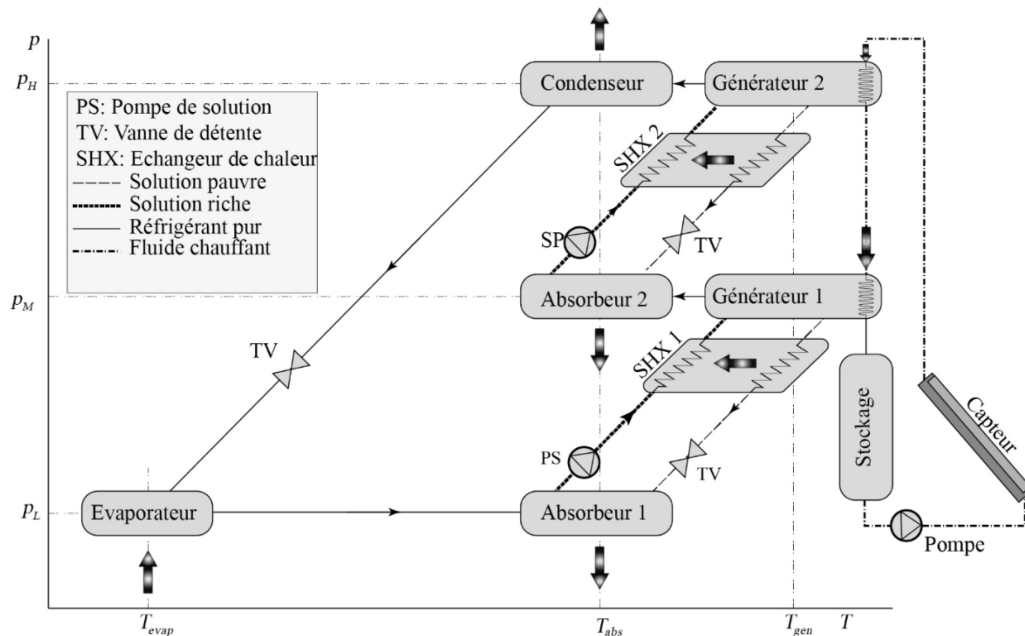


Figure I. 22 : Système de réfrigération solaire à absorption à demi-effet

I.5 Conclusions

Les sources renouvelables d'énergie suscitent un intérêt considérable en raison de leurs avantages prometteurs. Allant de pair avec les systèmes photovoltaïques, les systèmes frigorifiques thermiquement entraînés gagnent en popularité partout dans le monde tant sur le plan domestique qu'industriel. Les systèmes solaires thermiques de réfrigération sont plus appropriés que les systèmes de réfrigération conventionnels parce que les fluides de travail utilisés sont inoffensifs. Les systèmes de refroidissement solaires peuvent être utilisés, soit comme systèmes autonomes, soit avec des systèmes de climatisation conventionnels, pour améliorer la qualité de l'air intérieur de tous les types de bâtiments (bâtiments résidentiels, bureaux, écoles, hôtels, hôpitaux et laboratoires).

Dans ce chapitre, une description approfondie des technologies liées à l'utilisation de l'énergie solaire pour la production du froid est présentée. Il présente également un état de l'art des capteurs solaires ainsi que des techniques de rafraîchissement solaire les plus courantes.

Aujourd'hui, la recherche se focalise sur l'étude des procédés de faibles puissances frigorifiques. Ces installations ont pour objectif d'élargir le marché des systèmes de rafraîchissement solaire au résidentiel, ce qui représente un enjeu environnemental important. Toutefois, l'aspect économique reste un frein majeur à leur développement. L'étude et le développement de ces procédés passe donc par une phase d'optimisation des performances globales, en particulier les consommations électriques, mais aussi par la réduction des coûts d'investissement, de fonctionnement et de maintenance.

I.6 Références

- [1] T. Khatib, A. Mohamed et K. Sopian, «A review of solar energy modeling techniques,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, pp. 2864-2869, 2012.
- [2] K. Schubert et J. Dreyer, «Cooling with solar energy,» *Dornier-Post*, pp. 9-11, 1977.
- [3] G. Grossman, «Solar-powered systems for cooling, dehumidification and air-conditioning,» *Solar Energy*, vol. 72, n° 11, p. 53–62, 2002.
- [4] P. Lamp et F. Ziegler, «European research on solar-assisted air conditioning,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 21, pp. 89-99, 1998.
- [5] A. Sayigh et J. McVeigh, *Solar Air Conditioning and Refrigeration*, Oxford,UK: Pergamon Press, 1992.
- [6] C. A. Balaras, G. Grossman, H. M. Henning, C. A. Infante Ferreira, E. Podesser, L. Wang et E. E. Wiemken, «Solar air conditioning in Europe - an overview,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 11, p. 299–314, 2007.
- [7] H. M. Henning, M. Motta et D. Mugnier, *Solar Cooling Handbook, A Guide to Solar Assisted Cooling and Dehumidification Processes*, Vienna AUSTRIA: AMBRA IV, 2013.
- [8] H. Tabor, «Use of Solar Energy for Cooling Purposes,» *Solar Energy*, vol. 6, pp. 136-142, 1962.
- [9] G. Grossman et A. Johannsen, «Solar cooling and air conditioning,» *Progress in Energy and Combustion Science, Pergamon Press Ltd.*, vol. 7, pp. 185-228, 1981.

- [10] D. S. Kim et C. I. Ferreira, «Solar refrigeration options – a state-of-the-art review,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 31, p. 3–15, 2008.
- [11] C. Infante Ferreira et D. S. Kim, «Techno-economic review of solar cooling technologies based on location-specific data,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 39, p. 23–37, 2014.
- [12] L. A. Chidambaram, A. S. Ramana, G. Kamaraj et R. Velraj, «Review of solar cooling methods and thermal storage options,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, p. 3220– 3228, 2011.
- [13] H. Z. Hassan et A. A. Mohamad, «A review on solar cold production through absorption technology,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, p. 5331–5348, 2012.
- [14] O. Ayadi, M. Aprile et M. Motta, «Solar cooling systems utilizing concentrating solar collectors-An overview,» *Energy Procedia*, vol. 30, p. 875 – 883, 2012.
- [15] N. Kalkan, E. A. Young et A. Celiktas, «Solar thermal air conditioning technology reducing the footprint of solar thermal air conditioning,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16 , p. 6352–6383, 2012.
- [16] K. R. Ullah, R. Saidur, H. W. Ping, R. K. Akikur et N. H. Shuvo, «A review of solar thermal refrigeration and cooling methods,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 24, p. 499–513, 2013.
- [17] T. Otanicar, R. A. Taylor et P. E. Phelan, «Prospects for solar cooling - An economic, and environmental assessment,» *Solar Energy*, vol. 86, p. 1287–1299, 2012.
- [18] A. A. Al-Alili, Y. Hwang et R. Radermacher, «Review of solar thermal air conditioning technologies,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 39, p. 4–22, 2014.

- [19] D. N. Nkwetta et J. Sandercock, «A state-of-the-art review of solar air-conditioning systems,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 60, p. 1351–1366, 2016.
- [20] «ALANOD online,» [En ligne]. Available: <https://www.alanod.com/en/absorption-products/technical-information>. [Accès le 16 mars 2015].
- [21] «ALMECO group online,» [En ligne]. Available: <http://www.almecogroup.com/en/pagina/16-solar>. [Accès le mars 2015].
- [22] B. Chen, H. J. Chen et al., «The effect of Trombe wall on indoor humid climate in Dalian,» *Renewable Energy*, vol. 31, pp. 333-343, 2006.
- [23] S. Janjai et P. Tung, «Performance of a solar dryer using hot air from roof-integrated solar collectors for drying herbs and spices,» *Renewable Energy*, vol. 30, pp. 2085-2095, 2005.
- [24] O. Marc, *Étude expérimentale, modélisation et optimisation d'un procédé de rafraîchissement solaire à absorption couplé au bâtiment*, Thèse de doctorat, Université de la Réunion, décembre 2010.
- [25] S. A. Tassou, J. S. Lewis, Y. T. Ge, A. Hadawey et I. Chaer, «A review of emerging technologies for food refrigeration applications,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, p. 263–276, 2010.
- [26] D. M. Berchowitz, J. McEntee et S. Welty, «Design and testing of a 40W free-piston Stirling cycle cooling unit,» chez *20th International congress of refrigeration*, Sydney, Australia, September 19–24 1999.
- [27] C. J. L. Hermes et J. R. Barbosa, « Thermodynamic comparison of Peltier, Stirling, and vapor compression portable coolers,» *Applied Energy* , vol. 91, p. 51–58, 2012.
- [28] D. L. Gardner et G. W. Swift, «A cascade thermoacoustic engine,» *Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 114, p. 1905–1919, 2003.

- [29] D. S. KIM, *Solar absorption cooling, Ph.D. Dissertation*, Delft : Delft University of Technology, 2007.
- [30] C. Zimm, A. Boeder, J. Chell, A. Sternberg, A. Fujita, S. Fujieda et K. Fukamichic, «Design and performance of a permanent-magnet rotary refrigerator,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 29 , pp. 1302-1306, 2006.
- [31] D. Prigmore et R. Barber, «Cooling with the sun's heat design considerations and test data for a Rankine cycle prototype,» *Solar Energy*, vol. 17, pp. 185-192, 1975.
- [32] D. L. Larson, «Operational evaluation of the grid-connected Coolidge solar thermal electric power plant,» *Solar Energy*, vol. 38, pp. 11-24, 1987.
- [33] A. McMahan, *Design and Optimization of Organic Rankine Cycle Solar Thermal Power plants. MSc. Thesis*, Madison, Wisconsin, USA: University of Wisconsin, 2006.
- [34] S. Quoilin, M. Orosz, H. Hemond et V. Lemort, «Performance and design optimization of a low-cost solar organic Rankine cycle for remote power generation,» *Solar Energy* , vol. 85 , p. 955–966, 2011.
- [35] S. Acharya et S. Bhattacharjee, «Stirling engine based solar-thermal power plant with a thermo-chemical storage system,» *Energy Conversion and Management*, vol. 86, p. 901–915, 2014.
- [36] D. J. Shendage, S. B. Kedare et S. L. Bapat, «An analysis of beta type Stirling engine with rhombic drive mechanism,» *Renewable Energy*, vol. 36, p. 289–297, 2011.
- [37] R. A. Marcriss, J. M. Gutraj et T. S. Zawacki, «Absorption fluids data survey: final report on worldwide data,» Institute of Gas Technology, Chicago, Illinois, USA, 1988.
- [38] G. A. Florides, S. A. Kalogirou, S. A. Tassou et L. C. Wrobel, «Modelling, simulation and warming impact assessment of a domestic-size

absorption solar cooling system,» *Applied Thermal Engineering* , vol. 22 , p. 1313–1325, 2002.

- [39] T. H. C. Yeo, I. A. W. Tan et M. O. Abdullah, «Development of adsorption air-conditioning technology using modified activated carbon - a review,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, p. 3355–3363, 2012.
- [40] R. E. Christoph, «Rapid cycling solar/biomass powered adsorption refrigeration system,» *Renewable Energy* , vol. 16, pp. 673-678, 1999.
- [41] R. Ghirlando, «State of the art - Survey on new solar cooling developments, IEA SHC Task 38, Solar Air Conditioning and Refrigeration, Subtask C1 Report, 31 October 2010,» October 2010.
- [42] K. Van den Heuvel, «Hybrid Adsorption Compression Heat Pump Systems. Report P&E 2402.,» Process & Energy Department, Delft University of Technology, 2010.
- [43] B. Choudhury, P. K. Chatterjee et J. P. Sarkar, «Review paper on solar-powered air-conditioning through adsorption route,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, p. 2189–2195, 2010.
- [44] M. S. Fernandes, G. J. V. N. Brites, J. J. Costa, A. R. Gaspar et V. A. F. Costa, «Review and future trends of solar adsorption refrigeration systems,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 39 , p. 102–123, 2014.
- [45] T. S. Ge, Y. J. Da et R. Z. Wang, «Review on solar powered rotary desiccant wheel cooling system,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 39 , p. 476–497, 2014.
- [46] «GUIDELINES: Requirements on the design and configuration of small and medium sized solar air-conditioning applications,» 15 April 2009. [En ligne]. Available: www.solair-project.eu. [Accès le 16 mars 2016].

- [47] X. Zhai, M. Qu, Y. Li et R. Wang, «A review for research and new design options of solar absorption cooling systems,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, pp. 4416-4423, 2011.
- [48] T. Ishibashi, «The operation results of the Yazaki experimental solar house,» chez *Silver Jubilee Congress of ISES*, Atlanta, USA, 1979.
- [49] A. Lokurlu et G. Müller, «Experiences with the worldwide first solar cooling system based on trough collectors combined with double effect absorption chillers,» chez *International Conference Solar Air-conditioning*, Bad Staffelstein, Germany, 2005.
- [50] F. Ziegler, R. Kahn, F. Summerer et G. Alefeld, «Multi-effect absorption chillers,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 16, p. 301–311, 1993.
- [51] D. S. Kim et C. H. M. Machielsen, «Evaluation of air-cooled solar absorption cooling systems,» chez *ISHPC*, Shanghai, China, 2002.
- [52] S. Arivazhagan, R. Saravanan et S. Renganarayanan, «Experimental studies on HFC based two-stage half effect vapour absorption cooling system,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, p. 1455–1462, 2006.

Chapitre II

Revue illustrée des investigations
expérimentales des systèmes de
réfrigération solaire à absorption

Sommaire du chapitre II

| | |
|---|----|
| Liste des figures..... | 2 |
| Liste des tableaux..... | 3 |
| II.1 Introduction | 46 |
| II.2 Etudes expérimentales des systèmes solaires de réfrigération à absorption | 46 |
| II.3 Analyses et discussion | 66 |
| II.4 Conclusions..... | 70 |
| Références Chapitre II | 72 |

Rapport-Gratuit.Com

Liste des figures Chapitre II

| | |
|--|----|
| Figure II. 1 COP et capacité de réfrigération mesurés d'une machine à absorption [1]..... | 47 |
| Figure II. 2 Evolution journalière du 16 septembre 1975 [1] | 48 |
| Figure II. 3 Evolution du COP instantané de la machine [4]..... | 49 |
| Figure II. 4 Comparaison entre le COP mesuré et le COP prédit [5] | 51 |
| Figure II. 5 Flux de chaleur accompagnant la conversion du rayonnement en froid [6]..... | 52 |
| Figure II. 6 : Bilan énergétique de la journée du 28 juillet 2004 [7]..... | 53 |
| Figure II. 7 : Paramètres de performance quotidienne moyenne du système de réfrigération solaire [7]..... | 54 |
| Figure II. 8 : Pourcentage mensuel moyen de la capacité frigorifique obtenue par refroidissement libre à la capacité frigorifique totale au cours des années 2005 et 2006 [8]..... | 55 |
| Figure II. 9 : Fraction solaire et rendement du capteur [8] | 55 |
| Figure II. 10 : Comportement typique entre (a) journée nuageuse et (b) journée ensoleillée [9]..... | 56 |
| Figure II. 11 : Valeurs des températures moyennes pendant 3 mois estivaux [10] | 57 |
| Figure II. 12 : Comportement thermique de la boucle de rejet de chaleur lors d'une journée chaude [11]..... | 60 |
| Figure II. 13 : Performances du système de refroidissement solaire lors d'une journée typique à Cardiff, Wales [12]..... | 62 |
| Figure II. 14 : Répartition de la consommation électrique pour chaque composant [13]..... | 63 |
| Figure II. 15 : Flux de chaleur du générateur..... | 64 |
| Figure II. 16 : Flux journaliers de chaleur | 64 |
| Figure II. 17 : Evolution des consommations thermique et électrique des journées opérationnelles [15] | 66 |
| Figure II. 18 : Résumé des paramètres du circuit d'eau froide pendant la journée du 17.08.2012 [15]..... | 67 |

Liste des tableaux Chapitre II

| | |
|--|----|
| Tableau II. 1 : Résumés des résultats de suivi de la journée du 8 août 2003 [6] ... | 52 |
| Tableau II. 2 : Dépenses relatives au système monté [9] | 57 |
| Tableau II. 3 : Economies annuelles d'énergie et d'émissions de CO2 [9] | 58 |
| Tableau II. 4 : Définitions et valeurs moyennes du COP d'une journée chaude typique à Cardiff, Wales [12]..... | 61 |
| Tableau II. 5 : Performances du système à des conditions d'opération différentes pendant une journée chaude typique à Cardiff, Wales [12]..... | 61 |
| Tableau II. 6 : Energies produites et consommées, COPs électrique et thermique et nombre de jours opérationnels pendant la période de test [13]..... | 62 |
| Tableau II. 7 : Paramètres de fonctionnement des études sélectionnées | 69 |



II.1 Introduction

Sur la base de plusieurs études expérimentales intentionnellement sélectionnées, cette revue vise à mettre en exergue les aspects opérationnels inhérents à l'entraînement d'un système frigorifique à absorption par la chaleur solaire. Une telle installation est le produit de l'interconnexion de plusieurs composants. Le fonctionnement séparé de chaque composant dans des conditions environnementales définies diffère de son fonctionnement en tant que partie du système global en raison des niveaux de température et des taux de transfert de chaleur variables en raison de la nature intrinsèquement variable et imprévisible de l'intensité de l'énergie solaire d'une part et les pertes de chaleur rencontrées dans l'installation elle-même d'autre part. De plus, cette revue consiste à fournir au lecteur un résumé des résultats et des conclusions tirées de différentes études de cas et d'identifier les lacunes de ces systèmes par une étude comparative.

A travers cette revue de la littérature, on tente de fournir au lecteur un résumé des résultats et des conclusions de cas étudiés. On estime que partager les résultats des expériences de refroidissement solaire à absorption mises en œuvre dans différentes régions dans des conditions différentes en illustrant cette étude par des résultats choisis serait très bénéfique et plus instructif. Les études expérimentales exposées sont différentes les unes des autres tout en ayant pour objectif l'amélioration des performances du système en modifiant la configuration basique du système de froid solaire. Aussi, du point de vue chronologique, on vise à partager comment l'expérimentation et l'implantation de la réfrigération solaire à absorption a évolué depuis les premières études. On tente de fournir des informations suffisantes sur les objectifs assignés, la composition des installations utilisées, les conditions environnementales et les résultats obtenus.

II.2 Etudes expérimentales des systèmes solaires de réfrigération à absorption

Les études expérimentales examinées dans cette revue sont délibérément choisies pour présenter le processus de réfrigération à absorption solaire en fonction de la configuration du système et des aspects étudiés. Notant que quoique ces expériences aient été menées à des fins différentes, le principal objectif sous-jacent est de contribuer à rendre la mise en œuvre du refroidissement par absorption solaire simple et efficace en mettant en exergue tous les paramètres influençant la performance d'une telle application.

À l'Institut de recherche technique d'Ohbayashi-Gumi à Tokyo, Nakahara et al. [1] ont étudié l'utilisation d'un système de réfrigération à absorption solaire conçu

pour fournir un confort thermique dans une pièce typique de 80 m². Le système comprenait une machine à absorption Yazaki LiBr-H₂O avec une capacité de refroidissement nominale de 7.03 kW alimentée par une surface sélective à double vitrage de 32.2 m² de cuivre avec une température de sortie de conception de 45 ° C en hiver et de 75 ° C en été grâce à un réservoir de stockage thermique de 2,5 m³. Un chauffage auxiliaire de capacité de chauffage de 14 kW était le système de secours. Étant donné que les projets de démonstration étaient dans leur stade précoce, aucune considération économique n'a été prise en compte et le but du système installé était d'obtenir des données utiles pour une meilleure conception des futurs systèmes de refroidissement solaire pour une large utilisation, dans les bureaux, et bâtiments individuels et publics.

Plusieurs aspects intéressants ont été examinés comme l'effet de la température de l'eau d'entrée dans le capteur sur l'efficacité et l'effet de la stratification de température dans le réservoir de stockage. Les résultats recueillis concernent l'efficacité de captation de la chaleur solaire, du cycle de chauffage en hiver et le refroidissement d'été. En ce qui concerne ce dernier mode de fonctionnement, la *figure II.1* illustre le COP et la capacité de refroidissement mesurés de la machine à absorption en fonction de la variation de la température d'entrée du générateur entre 70 ° C et 95 ° C.

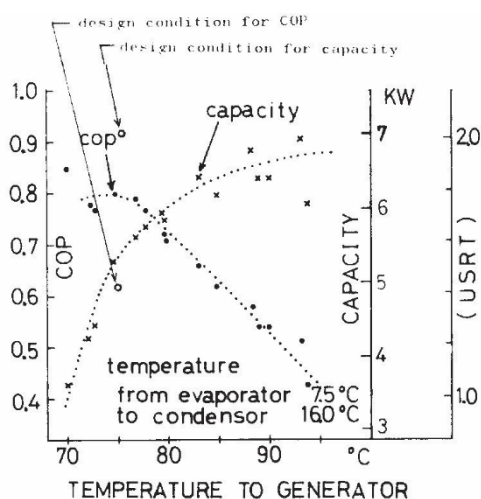


Figure II. 1 COP et capacité de réfrigération mesurés d'une machine à absorption [1]

À mesure que la température augmente, le COP diminue alors que la capacité de refroidissement augmente. Notant que les courbes varient considérablement sous l'influence de la température de condensation et de la température d'évaporation, il a été constaté qu'une température de 78 ° C serait adaptée à la machine installée. La *figure II.2* montre les résultats d'exploitation du système lors d'une journée ensoleillée typique (16 septembre 1975). Elle contient tous les paramètres clés qui déterminent les performances des installations à absorption solaire, à savoir

l'insolation, l'efficacité du capteur, le COP, la consommation de chaleur auxiliaire, la température d'entrée et de sortie du générateur, la température de l'eau de refroidissement du condenseur, celle de l'eau glacée au niveau de l'unité de ventilation, etc. Le COP moyen de la machine était d'environ 0.55 avec une température moyenne du générateur d'entrée de 82.5 ° C. Les valeurs de températures de fonctionnement de ces machines étaient comprises entre 80 et 100 °C pour un COP de 0.7 pour [2] [3]. Cette étude a mis en évidence la majorité des paramètres clés qui influencent les systèmes solaires à absorption.

Notant l'effet de l'intermittence de fonctionnement du système sur la performance, les auteurs ont jugé souhaitable l'utilisation d'un deuxième réservoir de stockage à haute température dans le cycle secondaire pour assurer une production continue de froid. En outre, la taille du réservoir de stockage d'eau diminuerait en ajoutant un réservoir de stockage d'eau glacée ce qui minimiserait les pertes thermiques.

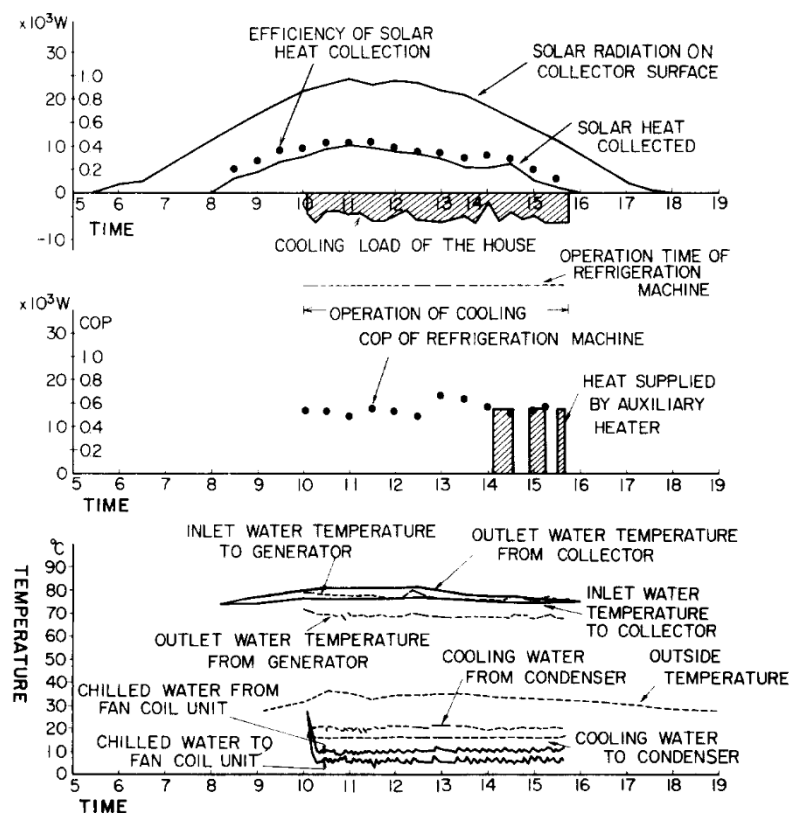


Figure II. 2 Evolution journalière du 16 septembre 1975 [1]

Une installation de climatisation à énergie solaire a été conçue et installée à Singapour par Bong et al. [4] pour servir une pièce de 30 m² de surface. Principalement composé d'une machine à absorption Yazaki LiBr-H₂O de 7 kW, le

Le système de refroidissement solaire comprenait trois circuits. Le circuit côté eau chaude consistait en des capteurs solaires vitrés de 32 m² de surface, inclinés de 9 ° par rapport à l'horizontale et rangés dans deux bancs formant une forme en V inversée, un réservoir de stockage chaud de 2 m³ et un chauffage auxiliaire de 9 kW . Dans le circuit côté froid, le rejet de chaleur de l'absorbeur et du condenseur a été assuré par une tour de refroidissement de 5 tonnes de capacité. Dans le circuit d'eau glacée, la production d'eau glacée provenant de l'évaporateur a été stockée dans un réservoir de stockage ayant deux compartiments de 1 m³ chacun pour alimenter les unités de ventilation. Le système expérimental a été entièrement instrumenté. L'objectif des expériences était d'étudier le fonctionnement quotidien et la performance énergétique hebdomadaire. Les contributions des chauffage solaire et auxiliaire ont été évaluées et une comparaison de la performance du système par rapport à celle de deux autres systèmes installés aux États-Unis a été réalisée. Une comparaison de la performance quotidienne du système a été faite lors d'un mauvais jour (2 septembre 1985), un bon jour (21 septembre 1985) et un jour moyen (28 septembre 1985).

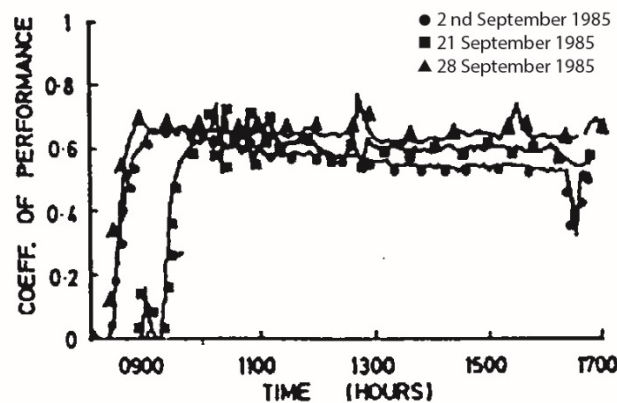


Figure II. 3 Evolution du COP instantané de la machine [4]

La figure II.3 montre l'évolution instantanée du COP de la machine. Il n'y a pas eu d'énergie collectée et livrée au réservoir de stockage pendant la mauvaise journée. Les variations soudaines du COP sont attribuables au passage alterné de l'eau chauffée par le soleil à l'eau chauffée par le chauffage auxiliaire. Les paramètres clés hebdomadaires moyens ont été résumés sur plusieurs semaines. Le chauffage auxiliaire et les contributions de l'énergie solaire dans la production à froid ont été présentés. En notant la faible charge de refroidissement du bâtiment qui a été surveillée sans occupation, l'énergie solaire consommée par le générateur était inférieure à celle recueillie. Environ 21% de la chaleur solaire collectée a été perdue du côté de l'eau chaude. Le système a fourni une capacité de refroidissement moyenne de 4 kW avec une COP de 0.58 à une fraction solaire de 0.388% et 9.9% de l'énergie solaire incidente a été transformée en effet de refroidissement. La

comparaison du système avec deux autres systèmes mis en place aux États-Unis a montré que même si Singapour située à l'équateur, un rayonnement solaire plus faible a été enregistré et, par conséquent, une faible rentabilité du capteur, probablement en raison des journées surveillées et des courtes durées du jour de soleil en été. Malgré cela, le système était compétitif en termes d'efficacité thermique et de COP.

Nakahara et al. [1] a mentionné l'effet du niveau de température du réservoir de stockage sur les performances de refroidissement par absorption solaire. Il a été recommandé que l'utilisation d'un réservoir séparé de stockage de température de haut niveau est avantageuse pour améliorer la performance du refroidissement par absorption solaire. Pour obtenir plus d'informations sur l'effet de stratification sur la performance, Li et Sumathy [5] ont mené des expériences sur un système solaire de conditionnement d'air à absorption pendant l'été 1999. Le système testé à Hong Kong consiste en une machine absorption Yazaki à simple effet LiBr-H₂O de 4.7 kW de capacité de refroidissement piloté par un capteur plan de 38 m² de surface. L'eau chaude délivrée par le champ solaire est stockée dans un réservoir partitionné de 2.75 m³ de volume. La partie supérieure a un volume d'un quart du réservoir entier et est utilisée pour le fonctionnement matinal tandis que le réservoir entier est utilisé l'après-midi. Un chauffe-eau auxiliaire de 12 kW a été utilisé et une tour de refroidissement de 12.4 kW pour rejeter la chaleur. La cloison est réalisée par deux plaques flottantes en position haute. Cet arrangement aurait contribué à maintenir un profil de température stratifié dans le réservoir de stockage. Le but de l'étude était d'améliorer la performance du système en comparant deux modes de fonctionnement : un mode de réservoir partiel et un mode de réservoir entier, le système passe d'un mode de fonctionnement à un autre à travers un système composé de tuyaux et de soupapes entre le côté solaire et le réservoir de stockage. Les expériences ont été effectuées au cours de quatre mois et les résultats rapportés concernaient deux jours ensoleillés à des fins de comparaison avec des résultats théoriques. Une comparaison des principaux paramètres de fonctionnement est effectuée. Il concerne l'effet du mode de fonctionnement sur la répartition de la température dans le réservoir de stockage d'eau, l'efficacité du capteur, le COP et la capacité de refroidissement.

Les résultats expérimentaux montrent que l'effet de refroidissement solaire est réalisé près de 2 heures plus tôt dans le mode partitionné que dans le mode réservoir entier, *figure II.4*, et le système a un refroidissement solaire total COP d'environ 0,07 qui est environ 15% plus élevé avec le mode réservoir entier. Il faut mentionner que le mode partitionné peut réaliser l'effet de refroidissement même pendant les jours nuageux à la différence de l'autre mode. Les auteurs ont conclu que la garantie d'un fonctionnement continu et donc d'une meilleure fiabilité d'un système à

absorption solaire repose principalement sur le réservoir de stockage. En outre, un profil stratifié dans le réservoir de stockage améliorerait les performances du système en termes d'effet de refroidissement et de COP.

Par rapport aux exigences précédentes du système de climatisation solaire, Syed et al. [6] a utilisé uniquement un champ solaire capteurs plans de 49.9 m² de surface pour une capacité de refroidissement nominale de 35 kW à l'aide d'une machine à absorption Yazaki à simple effet au couple LiBr-H₂O assisté par un réservoir de stockage chaud stratifié avec 2 m³ de volume. Le système a été mis en place pour optimiser la conception du système en fournissant des données cohérentes réalistes concernant les bilans de flux d'énergie et acquérir plus de connaissances sur la réfrigération solaire à absorption et en particulier les foyers de perte d'énergie. Il a été testé dans un logement espagnol typique de 80 m² à Madrid, au cours de l'été 2003 et les résultats rapportés concernent la journée du 08/08/2003, jugé meilleur jour avec une capacité de refroidissement d'environ 40 kWh. Les objectifs attendus étaient divers et consistants : estimer la performance et l'efficacité de l'installation de réfrigération dans des conditions climatiques variables en fournissant des données cohérentes, périodiques et journalières relatives aux flux de chaleur et à l'équilibre énergétique dans un véritable système de réfrigération et ainsi une meilleure compréhension de la réfrigération solaire à absorption.

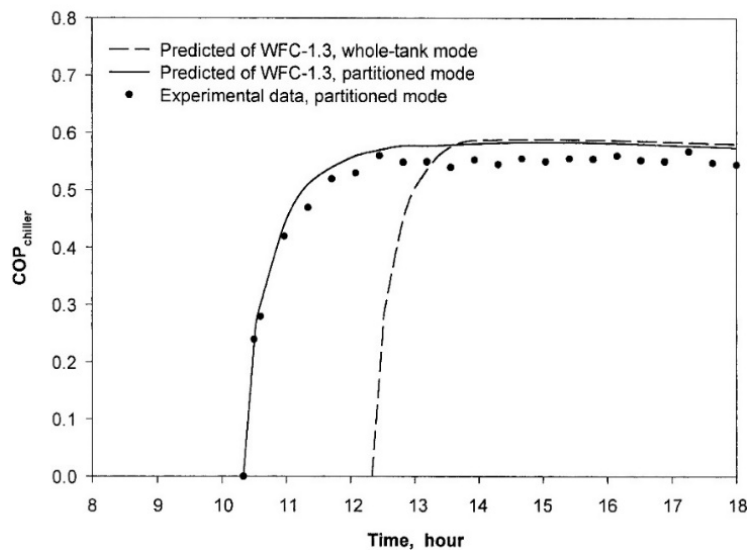


Figure II. 4 Comparaison entre le COP mesuré et le COP prédit [5]

La figure II.5 illustre un résumé des résultats du fonctionnement du système solaire de refroidissement. À 08 h 50, la température de sortie du capteur était de 2 ° C supérieure à celle du réservoir de stockage, ce qui lui permet d'alimenter le générateur de refroidissement. Le refroidissement a été réalisé à 09h40 jusqu'à

18h20. Il convient de noter que depuis le lever du soleil à 5 heures du matin jusqu'à 8:30, l'insolation était destinée à vaincre l'inertie thermique du système.

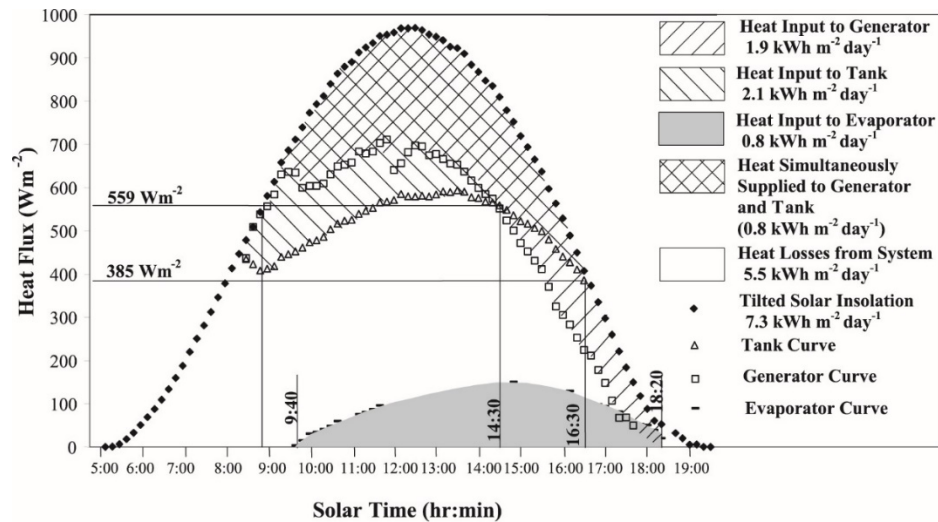


Figure II. 5 Flux de chaleur accompagnant la conversion du rayonnement en froid [6]

Le tableau II.1 récapitule le suivi des principaux paramètres de fonctionnement du système au cours de la journée du 8 août. En outre, il est important de noter que le COP quotidien moyen était de 0.42 et que la fraction solaire moyenne de refroidissement solaire était de 0.11. Le bilan énergétique de l'installation a été détaillé pour le jour étudié et a été moyenné pour un fonctionnement de 20 jours. En notant les pertes thermiques significatives, les auteurs ont estimé que le COP pourrait être amélioré en utilisant une meilleure isolation du réservoir de stockage, la tuyauterie PVC et une machine à absorption de capacité de capacité nominale plus petite.

Tableau II. 1 : Résumés des résultats de suivi de la journée du 8 août 2003 [6]

| Solar time (h:min) | Measured solar insolation (W m-2) | Measured entering generator hot water temperature (°C) | Measured leaving chilled water temperature (°C) | Observations | Cooling capacity ^a (kW) | CO P (-) |
|--------------------|-----------------------------------|--|---|--|------------------------------------|----------|
| 08:30 | 478 | 58.7 | 26.3 | Start of heat input of tank | - | - |
| 09:40 | 711 | 65 | 29.5 | Start of cold production | 0.2 | - |
| 12:30 | 969 | 79 | 8.7 | Peak solar insolation or peak heat input to tank | 5.13 | 0.38 |
| 14:30 | 809 | 79.7 | 8 | Equal tank heat output and | 6.63 | 0.51 |
| 14:50 | 752 | 79 | 8.1 | Peak cooling produced | 7.5 | 0.6 |
| 16:40 | 373 | 68.5 | 8.9 | End of heat input to tank | 4.95 | 0.61 |
| 18:20 | 53 | 61.6 | 16.4 | End of cold production | 1.03 | 0.37 |

^a Nominal cooling capacity 35 kW

Rodriguez et al. [7] ont effectué une étude expérimentale au cours de l'été 2004 sur une installation frigorifique à absorption à l'Université UC3M en Espagne dans

l'objectif de développer des techniques qui réduisent la consommation d'électricité pour la climatisation dans les logements. Le système était composé d'une machine à absorption LiBr-H₂O à simple effet de 35 kW entraînée par un champ solaire de 50 m² avec un réservoir de stockage de 2 m³. Le rejet de chaleur a été assuré par une tour de refroidissement ouverte. L'eau glacée est envoyée aux unités de ventilation. L'installation comprenait une station météorologique enregistrant toutes les données climatiques pertinentes. Il est important de noter que le régime de stratification du réservoir de stockage a été éliminé et l'eau chaude a été forcée d'entrer au fond du réservoir pour obtenir une température presque homogène. Les données expérimentales ont été recueillies, traitées et moyennées toutes les 10 min. L'installation a fonctionné en 2004, du 16 juin au 14 octobre, avec une valeur moyenne saisonnière de refroidissement de 6.5 h par jour, avec une température d'air à la sortie des ventilateurs de 15 ° C. La *figure II.6* montre les résultats du bilan énergétique lors d'une journée ensoleillée représentative. On constate qu'en raison du régime modifié du réservoir de stockage de l'eau chaude, une capacité de refroidissement significative a été obtenue pendant plus de 2 h après la coupure de la collecte solaire. Cependant, les auteurs concluent que l'énergie de refroidissement est très faible par rapport à l'irradiation disponible et cela est dû principalement en aux pertes thermiques.

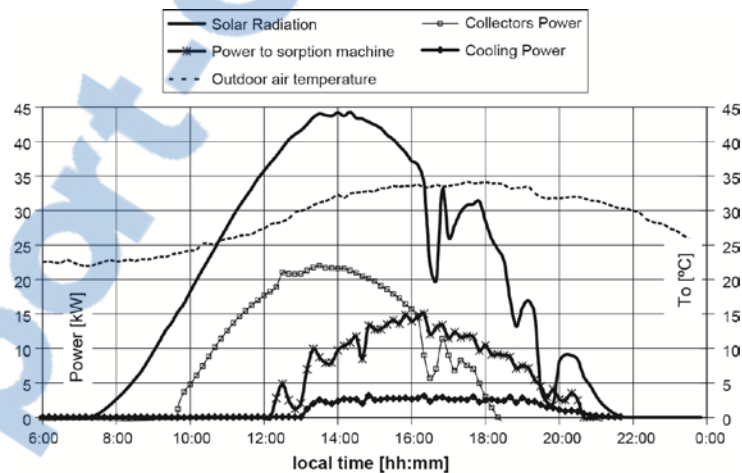


Figure II. 6 : Bilan énergétique de la journée du 28 juillet 2004 [7]

La *figure II.7* illustre les paramètres de performance quotidienne moyenne du système de réfrigération solaire. La valeur saisonnière du COP pendant la saison estivale était de 0.33 alors que la valeur moyenne du COP solaire était de 0.07. Afin d'évaluer l'intégration au marché de cette configuration, les auteurs ont calculé à l'aide de techniques standard les charges thermiques d'un logement d'un espace total de 90 m² afin d'étudier les performances du système, les investissements économiques, les économies d'énergie, y compris la réduction des impacts

environnementaux. Il a été constaté que 50 m² de capteurs solaires avec un réservoir de stockage spécifique de 40 l/m² sont nécessaires pour satisfaire 56% de la demande en refroidissement, économisant ainsi 62% d'énergie et 36% de CO₂.

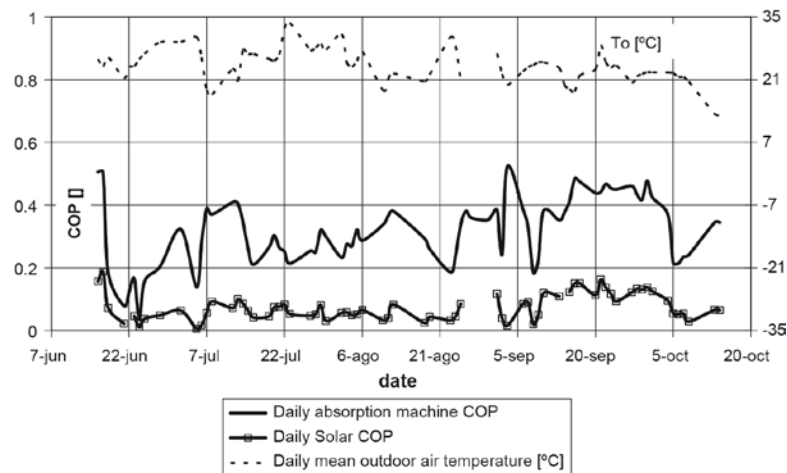


Figure II. 7 : Paramètres de performance quotidienne moyenne du système de réfrigération solaire [7]

Les exigences de confort d'un espace de 270 m² à l'Institut Fraunhofer ont été satisfaites par une installation de refroidissement intégrée à Oberhausen, en Allemagne, combinant un refroidissement libre avec un refroidissement à absorption solaire. Le système de refroidissement à absorption solaire était composé d'un champ de capteurs solaires à tubes sous vide de 108 m² alimentant une machine frigorifique à absorption avec LiBr-H₂O à simple effet de 35.17 kW à travers un réservoir de stockage d'eau chaude de 6.8 m³, un réservoir de stockage d'eau glacée de 1.5 m³ et une tour de refroidissement de 134 kW. Le froid stocké dans le réservoir peut être soit le refroidissement libre obtenu à partir de la tour de refroidissement à travers l'échangeur de chaleur de refroidissement libre ou de l'évaporateur de refroidissement. Ali et al. [8] [40] ont présenté des échantillons à partir des mesures enregistrées sur cinq ans de fonctionnement de l'installation afin d'évaluer le potentiel de refroidissement gratuit, les caractéristiques opérationnelles et la performance du capteur.

La *figure II.8* montre le pourcentage mensuel moyen de la capacité frigorifique obtenue par refroidissement libre à la capacité frigorifique totale au cours des années 2005 et 2006 pendant les mois de refroidissement. En outre, le potentiel de refroidissement libre offre environ 25% de la demande totale de refroidissement pendant la période de 5 ans de fonctionnement de la centrale. Pour la même durée, le pourcentage de l'énergie solaire totale fournie au refroidisseur était de 60% et le pourcentage de l'énergie extérieure totale (énergie gazeuse) fournie au refroidisseur était de 40%. En outre, il a été démontré que, pour des journées ensoleillées avec

des rayonnements solaires incidents égaux, la fraction solaire quotidienne de chaleur variait de 0.33 à 0.41, l'efficacité du champ des capteurs variait de 0.352 à 0.492 et le COP de refroidissement variait de 0.37 à 0.81.

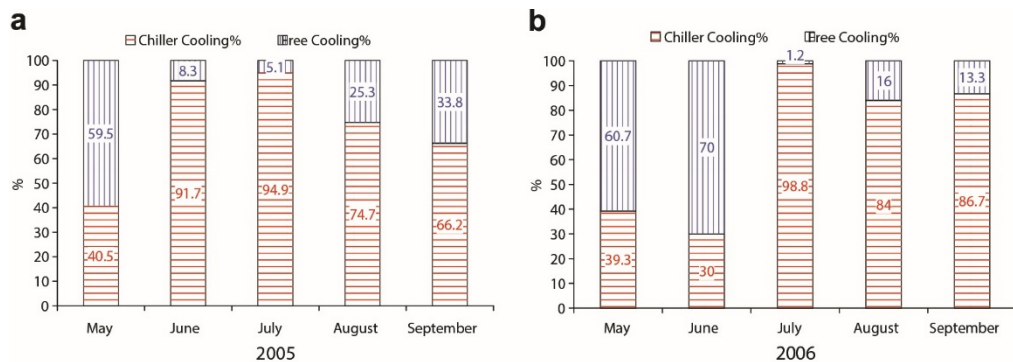


Figure II. 8 : Pourcentage mensuel moyen de la capacité frigorifique obtenue par refroidissement libre à la capacité frigorifique totale au cours des années 2005 et 2006 [8]

La figure II.9 illustre le pourcentage mensuel moyen de la fraction calorifique solaire à la charge calorifique totale et l'efficacité du champ de collecte pendant les mois de refroidissement. Sur la base des résultats obtenus, la surface spécifique du collecteur était de 4.23 (m^2/kW_{froid}) afin d'obtenir la fraction de chaleur solaire maximale possible pour entrainer une machine à absorption. Ces expériences ont quantifié la contribution du refroidissement libre qui n'est pas négligeable pour satisfaire la demande en refroidissement. Sa combinaison avec un refroidissement à absorption solaire peut offrir des opportunités précieuses pour améliorer le potentiel de la climatisation solaire.

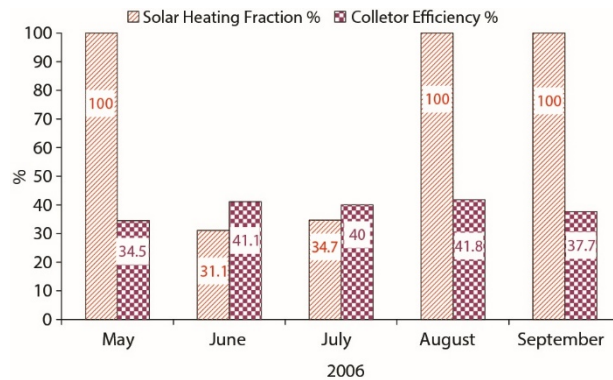


Figure II. 9 : Fraction solaire et rendement du capteur [8]

Visant à évaluer la viabilité économique de la climatisation solaire, Pongtornkulpanich et al. [9] ont rapporté des données expérimentales de fonctionnement d'un système solaire de réfrigération à absorption installé à l'école des technologies des énergies renouvelables (SERT), à Phitsanulok, en Thaïlande. Le système se compose d'une machine de réfrigération Yazaki de 150 kW LiBr-H₂O à simple effet alimenté par des capteurs solaires à tubes sous-vide de 72 m² à travers



un réservoir de stockage de chaleur de 0.4 m³. Une source de chaleur au GPL nourrit la machine une fois que la température de sortie du réservoir de stockage descend en dessous de 70 ° C. L'eau glacée est pompée d'un réservoir de stockage d'eau froide de 0.2 m³ à quatre unités de ventilation de ayant une capacité de refroidissement nominale de 32 000 BTU/h chacune. Le rejet de chaleur a été assuré par une tour de refroidissement de 30 tonnes. La *figure II.10* illustre un comportement typique du fonctionnement du système, respectivement, sur un jour couvert (a) sur lequel le réchauffeur de secours a été fréquemment utilisé et sur un jour clair (b) avec une faible consommation de gaz.

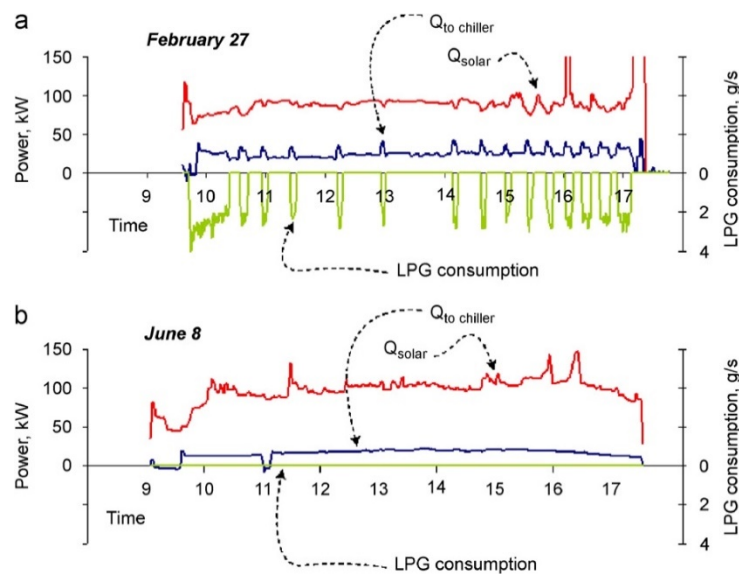


Figure II. 10 : Comportement typique entre (a) journée nuageuse et (b) journée ensoleillée [9]

Il s'agit de montrer l'évolution de l'insolation solaire (Q_{solar}), la puissance thermique envoyée au refroidisseur ($Q_{chiller}$) et la consommation de GPL. Il a été constaté que les capteurs solaires ont livré une moyenne annuelle de 81% de l'énergie thermique requise par le refroidisseur avec les 19% restants générés par une unité de chauffage de secours GPL.

Le *tableau II. 2* donne un aperçu des dépenses liées aux coûts initiaux et opérationnels de l'installation. Les auteurs ont établi les coûts d'investissement primaires et les coûts d'exploitation liés à l'année 2006 et préconisent que la production à grande échelle de la réfrigération à absorption solaire et l'augmentation des coûts de l'électricité permettraient une technologie de froid solaire plus compétitive.

Tableau II. 2 : Dépenses relatives au système monté [9]

| Items | Components | Value (\$) |
|--|---------------------------------------|------------|
| Initial expenses | Heating system | 28 800 |
| | Collector units | |
| | Hot water storage tank | |
| | Backup heating unit | |
| | Cooling system | 47 600 |
| | Absorption chiller | |
| | Cooling tower | |
| | Fancoil units | |
| | Control and monitoring | 8 500 |
| | Computer hardware | |
| Control software | | |
| Measurement probe | | |
| | Installation and commissioning | 30 000 |
| | Total | 114 900 |
| Operational and running cost per year | LPG | 240 |
| | Electricity | 1 470 |

Un champ solaire d'une superficie de 160 m² constitué de capteurs plans a été utilisé pour alimenter une machine frigorifique à absorption à simple effet Yazaki LiBr-H₂O de 70 kW à travers deux réservoirs d'eau chaude avec un volume de 5 m³ chacun. Une tour de refroidissement d'une capacité de refroidissement de 170 kW a été utilisée pour rejeter la chaleur de l'absorbeur et du condenseur. Un chauffage auxiliaire avec une capacité de chauffage de 100 kW a été monté pour assister le système solaire. En raison des différents espaces de refroidissement dans le bâtiment, quatre types d'unités de ventilation étaient directement connectés à la machine à absorption sans réservoir de stockage. Leur capacité de refroidissement était d'environ 371 240 BTU/h.

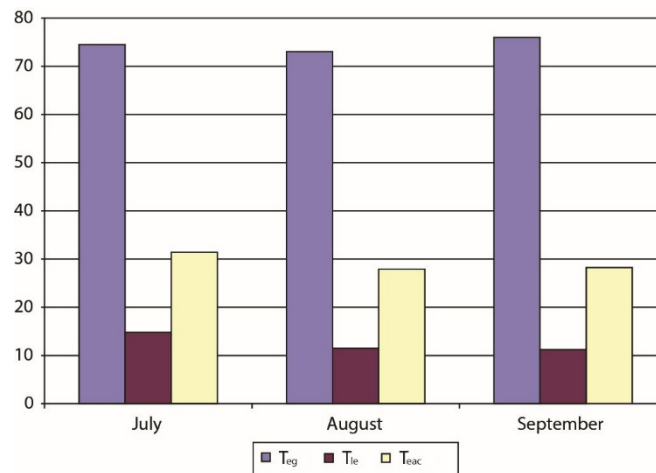


Figure II. 11 : Valeurs des températures moyennes pendant 3 mois estivaux [10]

L'ensemble du système ainsi formé était destiné à couvrir les besoins de chauffage et de refroidissement du bâtiment CIESOL (1100 m²) construit avec des normes bioclimatiques situées à Almeria dans le sud de l'Espagne. Au cours de l'été 2007, Rosiek et Batlles [10] ont analysé le comportement et les stratégies d'exploitation de ce système de climatisation à assistance solaire afin de trouver ses conditions optimales et les paramètres de fonctionnement. Les résultats ont été comparés à ceux du bâtiment conventionnel situé dans le même campus et ayant la même taille d'espace de chauffage / refroidissement. Parmi les résultats rapportés, la *figure II.10* illustre les valeurs moyennes des températures de refroidissement par absorption pendant trois mois d'été (T_{eg} : température d'entrée du générateur, T_{le} : température d'entrée de l'évaporateur et T_{eac} : absorption et température d'entrée du condenseur). On a signalé un COP moyen de 0.567 pendant les trois mois de refroidissement.

Le *tableau II. 3* estime les économies d'énergie et de CO₂ tout au long de l'année pour les deux bâtiments. À partir de ce tableau, on constate qu'une bonne combinaison des techniques solaires passives et actives pourrait apporter des résultats spectaculaires dans les économies d'électricité en particulier en hiver avec plus de 17 000 kWh et plus de 13 tonnes en émissions de CO₂.

Tableau II. 3 : Economies annuelles d'énergie et d'émissions de CO₂ [9]

| | Heating load (Conventional) | Cooling load (Conventional) | Heating load (Solar) | Cooling load (Solar) |
|---|--------------------------------|--------------------------------|-------------------------|-------------------------|
| Energy demand (kWh/year) | 8124 | 13,255 | 8124 | 13,255 |
| Energy consumption (kWh/year) | 8124 | 13,255 | 1008 | 3172 |
| CO ₂ emission (kg/year) | 6093 | 9941 | 756 | 2379 |
| Saved electric energy (kWh/year) | 0 | 0 | 7115 | 10,082 |
| CO ₂ saving due to electricity saving (kg/year) | 0 | 0 | 5336 | 7562 |

Pour éviter l'utilisation des tours de refroidissement humide pour le rejet de chaleur et leurs problèmes associés (consommation d'eau et nettoyage, formation de brouillard, risque de croissance des bactéries *légionnelles*) dans les applications de refroidissement à absorption solaire, Helm et al. [11] ont rapporté les résultats opérationnels d'une installation pilote d'un système de chauffage et de refroidissement à absorption solaire de 10 kW utilisant un système innovant de rejet de chaleur. Au lieu d'un système de rejet de chaleur classique, un stockage de chaleur latente en conjonction avec un système de refroidissement à sec permet à une partie de la chaleur de rejet du refroidisseur d'être déphasée pendant le fonctionnement du système de refroidissement solaire, ce qui permet des températures de refroidissement plus faibles pendant le fonctionnement de la charge de pointe du refroidisseur. La chaleur de rejet stockée peut être évacuée pendant les heures creuses de fonctionnement. Deux modules de stockage hermétiquement

scellés d'un volume de 0.8 m³ chacun, où des échangeurs de chaleur immergés constitués de tubes capillaires en polypropylène remplis d'une solution saline aqueuse de CaCl₂·6H₂O en tant que matériau à changement de phase (MCP), ont été construits pour satisfaire une capacité de stockage de chaleur de 120 kWh. Les résultats rapportés portaient sur le suivi opérationnel de la capacité du système de rejet de chaleur (contribution du système de stockage latent pour supporter le système de refroidissement à air sec) et l'ensemble des performances du système dans différentes conditions ambiantes. Il a été signalé qu'en dessous de la température ambiante de 26.3 ° C, la capacité du système de refroidissement à air sec est suffisante pour refroidir complètement le système à absorption. Pour la saison de refroidissement qui s'étend d'avril à septembre 2008, le stockage à chaleur latente a dû assister le système sec pendant 43 jours.

La *figure II.12* montre le comportement thermique de la boucle de rejet de chaleur lors d'une journée chaude. Grâce à cette configuration, la demande électrique du système de rejet de chaleur est réduite et un gain solaire élevé est obtenu. Le stockage de chaleur latente contribue à réduire 10 fois la densité de stockage volumétrique par rapport à un stockage conventionnel à eau. En outre, il a été signalé que pendant des conditions ambiantes sévères avec des températures supérieures à 30 ° C, le stockage de chaleur latente stabilisait la température de retour de l'eau de refroidissement à environ 32 °C. Pendant la saison de chauffage, le stockage MCP permet une faible température de fonctionnement des capteurs solaires avec un effet positif sur le gain solaire. Ce travail montre que l'innovation dans les équipements et des matériaux de stockage et de rejet peut offrir des possibilités alternatives pour améliorer le potentiel du refroidissement à absorption solaire.

Agyenim et al. [12] ont testé pendant l'été et l'automne 2007 à l'université de Cardiff, au Royaume-Uni, un système composé d'une machine à absorption Rotartica au LiBr-H₂O de 4.5 kW couplée à une surface nette de captation solaire à tube sous-vide de 12 m², un réservoir de stockage d'eau froide de 1 m³ et une unité de ventilation de 6 kW. Un échangeur de chaleur de 40 kW, transférant la chaleur du fluide caloporteur (Tyfocor) dans la boucle du capteur vers le fluide de travail du système frigorifique (eau). Ce système a été conçu pour fournir du froid à un bureau de 82 m³. Il convient de mentionner qu'aucun système de secours ni de stockage de chaleur n'ont été utilisés et l'excès de collecte de chaleur a été perdu. Les résultats recueillis portaient sur l'énergie solaire disponible, la capacité de refroidissement, la consommation d'énergie électrique, les profils de COP et température dans les points figuratifs du système en fonction du temps.

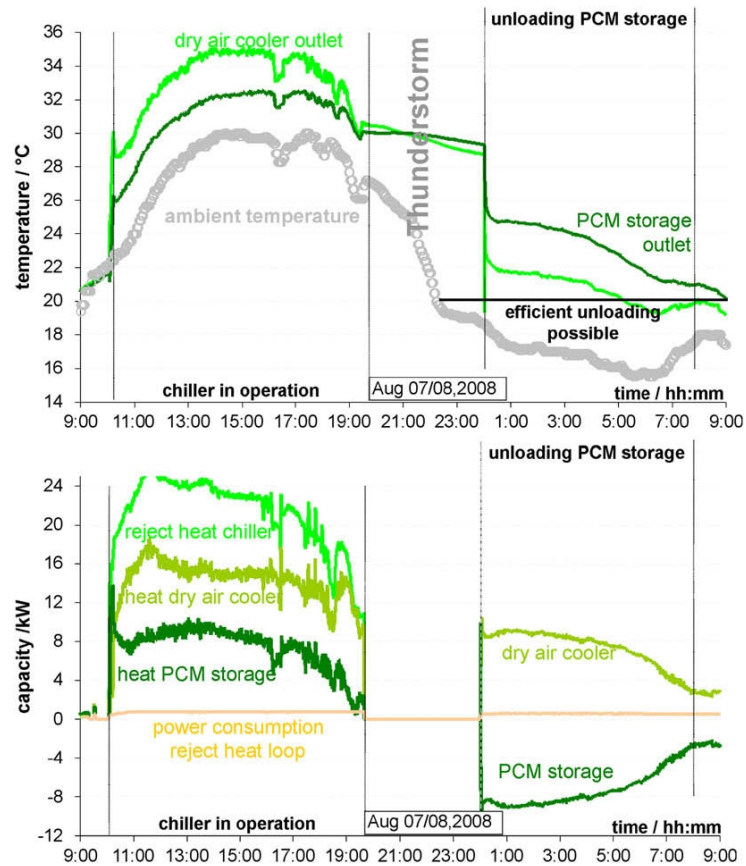


Figure II. 12 : Comportement thermique de la boucle de rejet de chaleur lors d'une journée chaude [11]

Le tableau II. 4 donne les différentes définitions des valeurs des COP du système. Le tableau II.5 montre les valeurs de température aux différents composants et les performances du système à des conditions de fonctionnement variables. La figure II.13 illustre la performance du système de refroidissement solaire lors d'une journée typique à Cardiff. Un COP moyen de refroidisseur de 0.66 a été atteint avec un COP électrique d'environ 3,64. Par rapport aux travaux antérieurs rapportés et malgré les pertes thermiques et électriques, il a été prouvé que le stockage à froid peut être considéré comme une alternative réalisable et économiquement viable pour rentabiliser la climatisation solaire. Dans le but d'étudier et de définir les limites de l'utilisation du refroidissement à absorption solaire dans des conditions climatiques tropicales, Marc et al. [13] ont mené une enquête expérimentale sur un système frigorifique solaire à absorption mis en place à la Réunion pour la climatisation de 4 salles de classe. Le champ solaire de 90 m² composé de 36 capteurs solaires à double vitrage fournit de l'eau chaude à une machine à absorption au LiBr-H₂O à simple effet de 30 kW de capacité nominale de refroidissement par le biais d'un réservoir d'eau chaude d'une capacité de 1.5 m³.

Tableau II. 4 : Définitions et valeurs moyennes du COP d'une journée chaude typique à Cardiff, Wales [12]

| | Definition | Average value between 9:30 and 17:00 |
|---|--|--------------------------------------|
| COP _{chiller} (thermal) | Cold power output (thermal) per unit thermal power input to Rotartica unit | 0.66 |
| Overall Rotartica COP (thermal) | Cold water power output (thermal) per unit solar power available (thermal) to the collector | 0.58 |
| Overall system COP (thermal+electrical) | Cold water power output (thermal) per unit solar power available to collector (thermal) plus electrical power consumed | 0.47 |
| Electrical COP | Cold water power output (thermal) by Rotartica per unit electrical power consumption in the STACS system | 3.64 |

Tableau II. 5 : Performances du système à des conditions d'opération différentes pendant une journée chaude typique à Cardiff, Wales [12]

| Parameter | Chiller inlet temperature (°C) | | | | | Average ^a |
|--|--------------------------------|-------|-------|-------|-------|----------------------|
| | 70.3 | 75.0 | 80.0 | 85.6 | 88.1 | |
| Solar irradiation (W/m ²) | 617.7 | 714.8 | 768.0 | 796.0 | 800.8 | 636.1 |
| Ambient temperature (°C) | 22.0 | 22.8 | 23.7 | 24.7 | 24.2 | 24.0 |
| Collector output temperature (°C) | 74.2 | 79.0 | 84.0 | 89.5 | 92.0 | 80.6 |
| Chiller return (hot side) temperature (°C) | 62.3 | 66.4 | 70.6 | 76.2 | 78.4 | 68.9 |
| Chiller inlet temperature (cold side) (°C) | 16.6 | 15.6 | 14.6 | 13.3 | 12.2 | 13.9 |
| Chilled water temperature (°C) | 12.3 | 11.3 | 10.0 | 8.9 | 7.4 | 10.1 |
| Average store temperature (°C) | 15.5 | 14.4 | 13.3 | 12.0 | 10.9 | 12.8 |
| Fan coil inlet temperature (°C) | 13.1 | 12.4 | 10.9 | 9.7 | 8.5 | 10.7 |
| Fan coil outlet temperature (°C) | 15.9 | 15.3 | 14.5 | 13.0 | 12.5 | 14.1 |
| Cooling power to fan coil (kW) | 2.30 | 2.47 | 2.95 | 2.66 | 3.23 | 2.82 |
| Chiller COP | 0.66 | 0.64 | 0.63 | 0.60 | 0.60 | 0.66 |
| Electrical COP | 3.5 | 3.6 | 3.8 | 4.0 | 4.2 | 3.6 |

^a Average values were taken between 9.30 and 17.00 h.

Le rejet de chaleur est réalisé par une tour de refroidissement ouverte à ventilation centrifuge de capacité nominale de 80 kW. Les boucles d'alimentation des classes sont montées en parallèle sur le réseau de distribution principale, soutirant l'eau froide d'un réservoir de stockage froid d'un volume de 1 m³ et l'air frais est diffusé à travers des ventilateurs. La caractéristique particulière du système réside dans le fait que, au lieu du système auxiliaire de secours, des ventilateurs de refroidissement libre installés au plafond maintiennent une température de confort lorsque le refroidissement solaire est inopérant. La première saison expérimentale a été menée de mars à juin 2008 et les résultats ont été détaillés pour les quatre mois d'essai. Le *tableau II.6* résume les principaux paramètres de fonctionnement pendant la période de test. Étant donné qu'aucun système de secours n'a été utilisé,

l'installation a fonctionné pendant 61 jours au cours des quatre mois de test. Le COP moyen de refroidissement était d'environ 0.3 avec un maximum de 0.41 en mars. La *figure II.14* présente la répartition de la consommation électrique pour chaque composant principal de l'installation. On constate que la boucle froide consomme 66% de la consommation électrique globale. Cela donne une idée du gain d'énergie réalisable en cas d'utilisation de systèmes moins électricivores sont intégrés dans côté froid du système. Des systèmes de rejet de chaleur reliés à l'eau de puits, aux forages souterrains, aux solutions salines et aux matériaux à changement de phase sont des alternatives efficaces pour les économies d'énergie primaire.

Tableau II. 6 : Energies produites et consommées, COPs électrique et thermique et nombre de jours opérationnels pendant la période de test [13]

| | Incident solar energy (kWh) | Solar energy captured (kWh) | Refrigerating production (kWh) | Averaged Refrigerating production (kWh/day) | COP _{th} | COP _{elec} | Number of operation days |
|-------|-----------------------------|-----------------------------|--------------------------------|---|-------------------|---------------------|--------------------------|
| March | 5221 | No data | 744 | 68 | 0.41 | 1.33 | 11 |
| April | 4073 | 1783 | 530 | 44 | 0.31 | 1.65 | 12 |
| May | 13,631 | 3963 | 830 | 33 | 0.30 | 1.03 | 25 |
| June | 8466 | 1622 | 455 | 35 | 0.32 | 1.45 | 13 |
| Total | 31,410 | 7367 | 2559 | 42 | No data | No data | 61 |

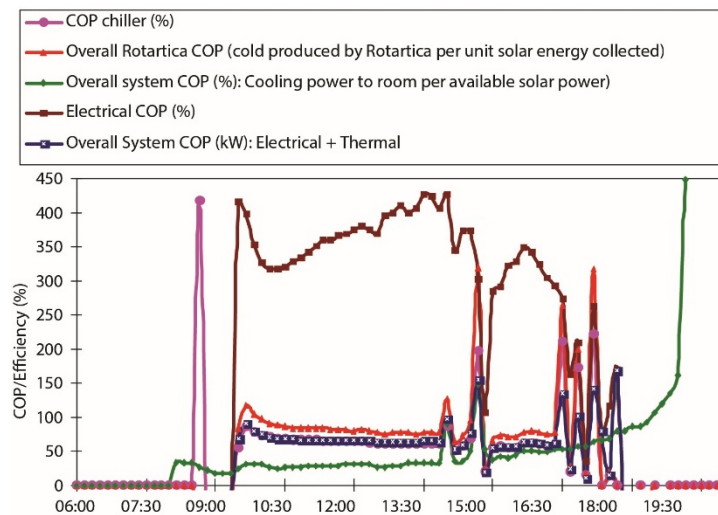


Figure II. 13 : Performances du système de refroidissement solaire lors d'une journée typique à Cardiff, Wales [12]

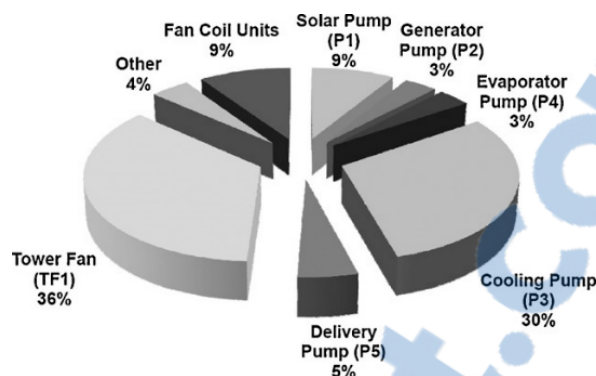


Figure II. 14 : Répartition de la consommation électrique pour chaque composant [13]

Bermejo et al. [14] ont testé pendant la période 2008-2009 une installation frigorifique solaire à l'école d'ingénierie de Séville (Espagne). Un champ solaire composé de capteurs à miroir de Fresnel d'une superficie de 352 m² et d'un approvisionnement en eau chaude pressurisée à l'aide d'une chaudière au gaz naturel à une machine à absorption à double effet au LiBr-H₂O de 174 kW de capacité de refroidissement nominale. L'étude expérimentale a porté sur la taille des capteurs solaires et l'encrassement, la climatologie, les pertes de chaleur dans les canalisations, le contrôle de fonctionnement et le couplage entre le capteur solaire et le système frigorifique. La machine à absorption fonctionnait avec un coefficient quotidien moyen de performance de 1.1-1.25.

La figure II.15 illustre les flux de chaleur du générateur. Q_{solar} représente la puissance thermique solaire, Q_{gas} la puissance thermique du gaz naturel, Q_{evap} la puissance de refroidissement et HTG la température du générateur. Il est important de noter qu'une puissance thermique solaire de 100 kW a été enregistrée à un débit d'eau de 12 m³ h avec une différence moyenne de température entre l'entrée et la sortie. Les auteurs attestent que cette puissance est trois fois supérieure à celle constatée dans d'autres systèmes antérieurs. Mais la conversion solaire dépend de la propreté des miroirs. On a constaté que, en journée ensoleillée, l'efficacité moyenne du capteur solaire était d'environ 0.35, avec un maximum de 0.4 avec des miroirs propres, mais lorsqu'un film de poussière couvre les miroirs, l'efficacité moyenne se réduit à 0.16, avec un maximum de 0.24. La figure II.16 représente les flux d'énergie quotidiens dans l'installation de refroidissement solaire lors d'une journée ensoleillée typique (23 juin 2009).

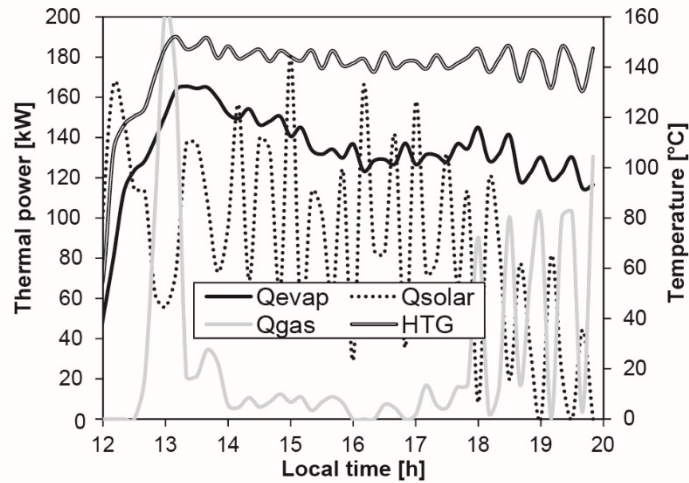


Figure II. 15 : Flux de chaleur du générateur

L'efficacité moyenne quotidienne du capteur solaire était de 0.35. La perte de chaleur du pipeline représentait les 20% de l'énergie solaire absorbée. Le COP de la couche d'absorption était de 1.16. La fraction de chaleur solaire était de 0.75, et l'alimentation en énergie du gaz naturel représentait les 0.25 restants. Un rapport de refroidissement solaire élevé de 0.44 a été obtenu, mais en jours nuageux, la consommation du chauffage auxiliaire a dépassé 60% de l'énergie nette injectée au générateur. Bien que la contribution de la chaleur solaire à l'alimentation du cycle de refroidissement soit d'environ 75% dans les meilleurs cas, la consommation électrique auxiliaire dans la boucle de refroidissement reste élevée. La conception des systèmes de dissipation de chaleur plus efficaces en énergie en boucle froide contribuera considérablement de manière significative aux économies d'énergie primaire.

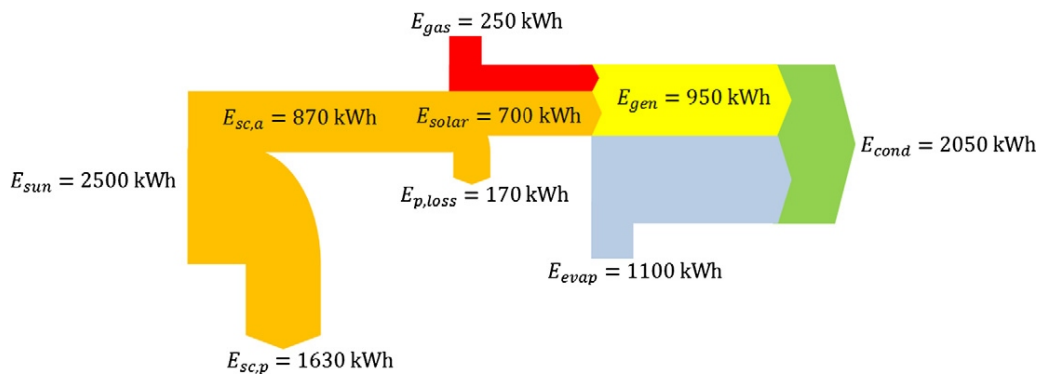


Figure II. 16 : Flux journaliers de chaleur

Weber et al. [15] ont signalé les résultats d'exploitation d'un système de refroidissement solaire composé de deux machines à absorption NH₃-H₂O avec une capacité de refroidissement nominale de 12 kW et un COP nominale de 0.6 chacune alimentées à une température comprise entre 140 °C et 200 °C par un champ de

capteurs à concentration linéaire à miroirs de Fresnel de 132 m² de surface. Des températures allant jusqu'à - 12 ° C ont été atteintes, ce qui a permis d'accumuler de la glace dans quatre réservoirs ouverts de 300 litres avec une capacité de stockage totale de 110 kWh. La charge de refroidissement a été simulée par trois appareils de chauffage électrique. Du côté de l'eau chaude, selon le cas étudié, les circuits ont été modifiés par des vannes manuelles d'un système à circuit unique avec de l'eau pressurisée à un système à trois circuits indirects avec génération directe de vapeur. De même, sur le côté de l'eau froide, différents cas ont été considérés (refroidissement direct de la charge électrique sans stockage, chargement de stockage, déchargement de stockage, chargement simultané de stockage et refroidissement de la charge électrique, fonctionnement en cascade des machines frigorifiques, etc.). Ainsi, différentes configurations de circuits et stratégies d'exploitation ont été testées. Par ailleurs, des modes de fonctionnement avancés représentant des applications industrielles et un fonctionnement du système automatisé ont été étudiés. Pour les deux modes de fonctionnement (fonctionnement de l'eau pressurisée et fonctionnement à vapeur), les résultats du suivi de l'évolution des consommations thermique et électrique, des rapports d'efficacité énergétique thermique et électrique et du circuit d'entraînement et des caractéristiques du collecteur solaire ont été présentés et discutés pour plusieurs jours de fonctionnement représentatifs.

Un exemple est illustré par la *figure 28* qui montre l'évolution des consommations d'énergie thermique et électrique pour les jours de fonctionnement représentatifs sous le mode de fonctionnement à l'eau sous pression. En outre, un comportement typique du système sur les deux modes pour une journée choisie a été exposé et étudié. À titre d'exemple, la *figure 22* résume les paramètres du circuit d'eau glacée pour le mode de fonctionnement à la vapeur du 17.08.2012. Les meilleures performances du système frigorifique ont été réalisées sur le côté froid avec un mode de fonctionnement à l'eau chaude pressurisée. Il a été conclu qu'une augmentation globale de la performance du système est possible grâce à une opération en cascade des deux machines à absorption. En outre, l'optimisation du contrôle du système sur le circuit collecteur et l'eau glacée a permis une bonne efficacité et une meilleure performance. Cependant, il existe encore un potentiel supplémentaire pour optimiser la stratégie de contrôle, car une opération entièrement automatique n'a pas encore été effectuée.

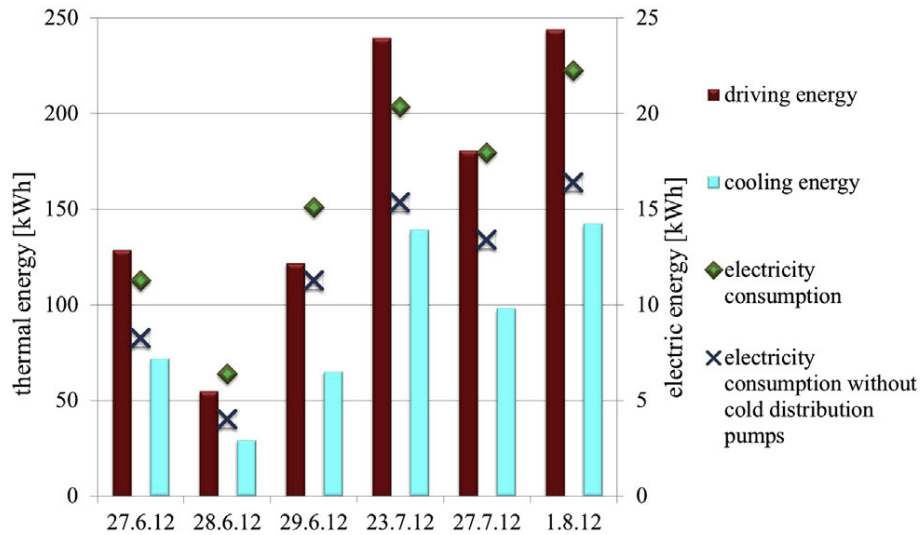


Figure II. 17 : Evolution des consommations thermique et électrique des journées opérationnelles [15]

II.3 Analyses et discussion

Dans le but de présenter le processus de réfrigération solaire à absorption avec différentes configurations et aspects, plusieurs études expérimentales ont été rapportées. Chaque étude diffère de l'autre en fonction de la configuration de l'installation et des aspects étudiés. Ces configurations expérimentales ont été sélectionnées à dessein pour identifier le rôle et l'importance des composants de base d'un système solaire à absorption. Dans cette section, une analyse comparative des paramètres de fonctionnement du système d'absorption solaire est présentée. Les données considérées pour cette analyse sont résumées dans le *tableau 8*. Il faut noter que certains paramètres n'ont pas été spécifiés par les auteurs et que l'analyse est basée sur les seules données mentionnées.

Bien que le système étudié par Nakahara et al. [1] a été installé pour obtenir des informations utiles de base sur la faisabilité du refroidissement solaire à absorption, les auteurs étaient sensibles aux différentes difficultés inhérentes à l'entraînement d'un système frigorifique à absorption par la chaleur solaire (stratification dans réservoir de stockage, pertes de chaleur du côté chaud, etc.). Le contrôle de la température à l'entrée du capteur a été jugé réussi et plus avantageux par rapport au contrôle différentiel entre les températures d'entrée et de sortie des capteurs. Comparativement à l'installation étudiée par Bong et al. [4] en termes de conditions de fonctionnement et des résultats obtenus, il convient de noter que quoique ce dernier système a utilisé un stockage d'eau froide pour une charge de refroidissement plus faible d'un espace de superficie inférieure, les COP des deux systèmes sont comparables, et ce en dépit de la puissance supérieure du réchauffeur auxiliaire du premier. Cette comparabilité en termes de COP est due au fait que ce

dernier système a utilisé une tour de refroidissement à forte consommation alors que le premier a utilisé l'eau de puits pour le rejet de chaleur. En outre, les auteurs ont souligné que près de 21% de la chaleur équivalente collectée a été perdue.

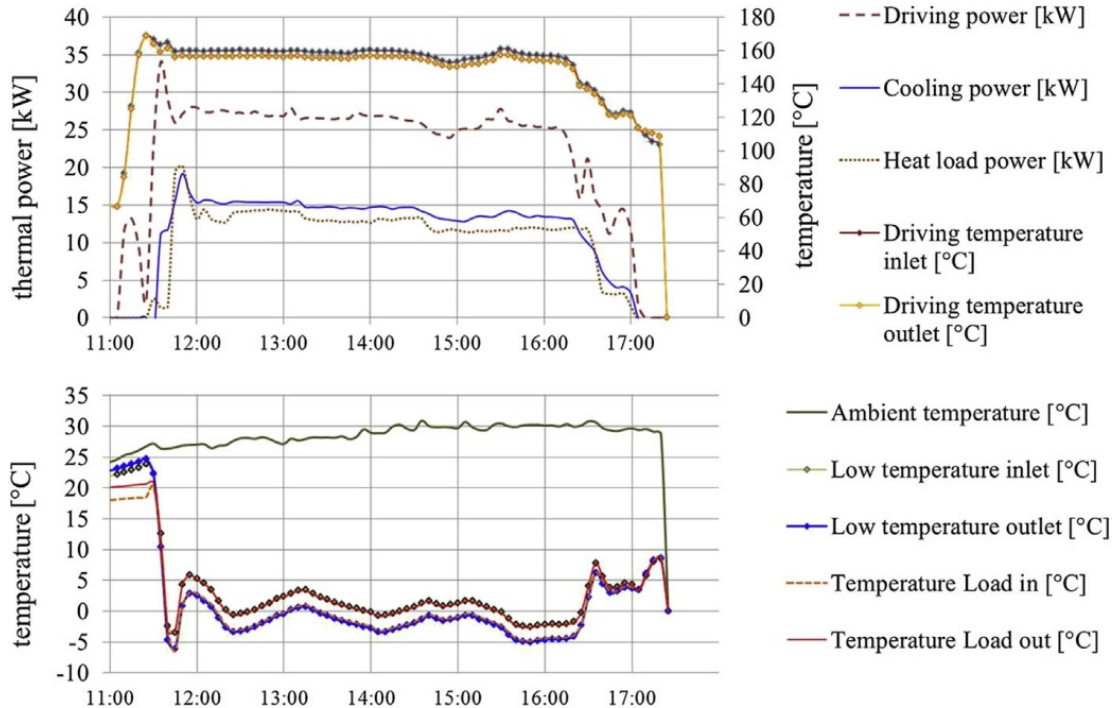


Figure II. 18 : Résumé des paramètres du circuit d'eau froide pendant la journée du 17.08.2012 [15]

Mettant en confrontation les expériences menées par Syed et al. [6] et Rodriguez et al. [7] et celui considéré par Nakahara et al. [1], on constate que, pour des espaces de volumes comparables, les deux premiers systèmes ont utilisé une machine à absorption surdimensionnée de 35 kW alors que celui-ci utilisait un système de seulement 7 kW de puissance. En outre, ce dernier système était capable d'être plus performant en limitant les pertes de chaleur du côté chaud avec une bonne isolation.

En ce qui concerne l'effet de stratification du réservoir de stockage thermique sur l'efficacité, Li et Sumathy [5] ont mentionné dans leur étude comparative qu'un réservoir d'eau chaude partitionné peut conduire à une meilleure efficacité en produisant un refroidissement précoce qu'un réservoir non partitionné alors que Rodriguez et al. [7] a conclu qu'un réservoir de stockage d'eau chaude non stratifié est plus approprié permettant la production de froid plus tard dans l'après-midi.

Un stockage de la chaleur solaire collectée est vital pour un fonctionnement continu d'un système de froid solaire. Mais pendant des périodes de forte intensité du soleil, il est plus logique d'utiliser conjointement un stockage froid pour

permettre le transfert de chaleur du côté chaud au côté froid d'une part et assurer une distribution uniforme du froid aux zones à refroidir d'autre part, en particulier dans les bâtiments spacieux [8, 9, 10].

Considérant qu'aucun détail n'a été donné sur l'espace refroidi dans le système présenté par Pongtornkulpanich et al. [9], une capacité de refroidissement d'environ 81% de la charge de refroidissement maximale (22,4 kW) a été assurée par un capteur solaire à tubes évacués de 72 m² contre une capacité de refroidissement de 71% de la charge de refroidissement maximale (34 kW) assurée par 108 m² de collecteur solaire à tube évacué dans le système d'Ali et al. [8]. Les capacités de stockage à chaud et à froid étaient respectivement de 0.4 m³ et 0.2 m³ dans le premier système contre 6.8 m³ et 1.5 m³ pour le dernier. La différence dans la zone de collecte de la chaleur solaire est raisonnable compte tenu de la différence dans les charges de refroidissement, mais l'écart en termes de capacités de stockage semble être disproportionné.

Un rejet de chaleur efficace est crucial pour le bilan global de l'énergie primaire des systèmes à sorption, car il domine la consommation d'énergie auxiliaire. Alors que les systèmes de rejet sec de chaleur nécessitent une électricité pour le fonctionnement du ventilateur, les systèmes de refroidissement humides ou hybrides ont en outre besoin d'énergie de pompage pour l'eau de refroidissement et l'eau elle-même. L'innovation dans les systèmes de rejet de chaleur et la stratégie de contrôle peuvent aider à améliorer les performances du système, comme cela a été testé par Helm et al. [11] qui a utilisé un stockage de chaleur latente en conjonction avec un système de refroidissement sec pour le rejet de chaleur. Cette amélioration technique permet de déphaser une partie de la chaleur rejetée du système de froid solaire pendant le fonctionnement, ce qui a permis d'obtenir des températures de liquide de refroidissement plus faibles pendant le fonctionnement en charge de pointe de la machine.

Comme l'objectif du système étudié par Bormejo et al. [14] a été axé sur la taille du capteur solaire et la saleté, la climatologie, les pertes de chaleur dans la tuyauterie, le contrôle de fonctionnement et le couplage entre le capteur solaire et le refroidisseur, aucun détail n'a été donné par les auteurs concernant les réservoirs de chaleur (chaud et froid), le rejet de chaleur et la charge de refroidissement. Cependant, il a été rapporté que la chaleur collectée par les capteurs solaires linéaires de Fresnel représentait 75% de l'apport calorifique total du générateur. Cette performance dépend du nettoyage quotidien.

Tableau II. 1 : Paramètres de fonctionnement des études sélectionnées

| Référence du système | Capacité nominale | Capteur | Surface | Stockage chaud | Stockage froid | Rejet de chaleur | Système auxiliaire | COP |
|------------------------------|---|------------------------|---------------------|---------------------|------------------------|------------------|--------------------|-------------|
| Nakahara et al. [1] | SE LiBr/H ₂ O 7 kW | CP 32.2 m ² | 80 m ² | 2.5 m ³ | - | Eau de puits | 14 kW | 0.55 |
| Bong et al. [4] | SE LiBr/H ₂ O 7 kW | CP 32 m ² | 30 m ² | 2 m ³ | - | TR 17.5 kW | 9 kW | 0.58 |
| Li et Sumathy [5] | SE LiBr/H ₂ O 4.7 kW | CP 38 m ² | - | 2.75 m ³ | - | TR 12.4 kW | 12 kW | - |
| Syed et al. [6] | SE LiBr/H ₂ O 35 kW | CP 49.9 m ² | 80 m ² | 2 m ³ | - | TR | 9 kW | 0.42 |
| Rodriguez et al. [7] | SE LiBr/H ₂ O 35 kW | CP 50 m ² | 90 m ² | 2 m ³ | - | TR | 9 kW | 0.33 |
| Ali et al. [8] | SE LiBr/H ₂ O 35 kW | CSV 108 m ² | 270 m ² | 6.8 m ³ | 1.5 m ³ | TR 134 kW | - | 0.56 |
| Pongtornkulpanich et al. [9] | SE LiBr/H ₂ O 35 kW | CSV 72 m ² | - | 0.4 m ³ | 0.2 m ³ | TR 105 kW | - | Nominal 0.7 |
| Rosiek et Batlles [10] | SE LiBr/H ₂ O 70 kW | CP 160 m ² | 1100 m ² | 10 m ³ | - | TR 170 kW | 100 kW | 0.567 |
| Agyenim et al. [12] | SE LiBr/H ₂ O 4.5 kW | CSV 12 m ² | 80 m ³ | - | 1 m ³ | - | - | 0.58 |
| Marc et al. [13] | SE LiBr/H ₂ O 30 kW | CP 90 m ² | - | 1.5 m ³ | 1 m ³ | TR 80 kW | RTV | 0.66 |
| Bormejo et al. [14] | DE LiBr/H ₂ O 174 kW | CLF 352 m ² | - | - | - | - | GNL | 1.16 |
| Weber et al. [15] | SE H ₂ O/NH ₃ 2 × 12 kW | CLF 132 m ² | Simulé | - | ICE 1.2 m ³ | Intégré | sans | Nominal 0.6 |

SE : Simple Effet

DE : Double Effet

CP : Capteur Plan

CSV : Capteur Sous-Vide

CLF : Capteur Linéaire de Fresnel

RTV : Refroidissement par toit ventilé

TR : Tour de refroidissement

Contrairement aux autres études expérimentales rapportées, l'intérêt particulier du système étudié par Weber et al. [15] réside dans sa technique innovante qui offre plus de souplesse pour tester différents scénarios opérationnels de refroidissement par absorption solaire. Plusieurs stratégies de contrôle et d'automatisation peuvent être testées à la fois dans les côtés froids et chauds du système. Malgré cette amélioration technique dans l'approche de l'expérimentation de refroidissement solaire, une opération entièrement automatique n'a pas encore été réalisée.

II.4 Conclusions

Les systèmes de réfrigération solaire se sont révélés pouvoir économiser de l'énergie par rapport aux solutions classiques conventionnelles. La quantité d'économie d'énergie atteinte dépend fortement de la conception et de l'exploitation du système.

Depuis les premières études de faisabilité aux applications récentes plus efficaces, le froid solaire a gagné plus en popularité et la conception du système en efficacité. Compte tenu du fait que l'ensemble du système (système solaire de réfrigération à absorption) est une combinaison de plusieurs composants et circuits qui doivent être assemblés de manière à ce qu'une collecte de chaleur solaire maximale donne une production de froid maximale sachant que l'efficacité opérationnelle d'un tel système dépend non seulement des paramètres inhérents au système, mais de nombreux autres paramètres externes influent sur l'efficacité, comme ceux liés à la structure de l'espace à refroidir et aux caractéristiques d'occupation.

Un examen de certaines études expérimentales concernant les systèmes de réfrigération solaire à absorption a été présenté. Pour chaque cas d'étude, les équipements utilisés et les conditions d'essai sont décrits et les objectifs assignés sont mis en évidence. L'examen est illustré avec certains résultats pertinents de ces études pour fournir plus d'informations au lecteur. En outre, les conclusions et les remarques des auteurs sont mentionnées. Il convient de noter que l'expérience acquise a éclairé les chercheurs dans le domaine au fait que la mise en œuvre du refroidissement solaire dépend d'un large éventail de conditions et de paramètres qui doivent être maîtrisés. L'expérience a également montré que des modifications simples pouvaient apporter des améliorations significatives à la performance globale de l'installation de refroidissement par absorption solaire.

L'efficacité globale d'un système solaire de refroidissement à absorption ne dépend pas seulement de la contribution efficace de ses composants principaux, à savoir le capteur solaire, la machine à absorption, le côté eau chaude, le côté eau glacée, les stockages

chaud et froid mais aussi l'efficacité des systèmes auxiliaires, de la stratégie de contrôle et de la destinée du projet.

Les pertes de chaleur du côté chaud du système frigorifique solaire à absorption sont très importantes par rapport à celles du côté de l'eau glacée. L'intégration du générateur d'une machine de refroidissement à entraînement thermique à proximité du capteur solaire entraînera des pertes de transfert de chaleur réduites dues à la tuyauterie du système et à des systèmes plus compacts. Les systèmes à absorption à double effet atteignent une grande efficacité à des températures de fonctionnement élevées. Leur utilisation étendue pour de petites capacités offre des solutions avec une efficacité globale élevée des systèmes à absorption solaire.

Le rôle principal du stockage dans un système de refroidissement assisté par énergie solaire est d'équilibrer les disparités entre les gains solaires et les besoins du système. La modification des circuits de fluide en éliminant le régime de stratification dans le réservoir de stockage chaud permet d'obtenir un effet de refroidissement significatif plus tard dans l'après-midi après la fin de la collecte de chaleur solaire. Cependant, un réservoir de stockage d'eau chaude stratifié peut conduire à de meilleures performances grâce à la production de froid plus tôt dans la matinée. Un compromis entre les deux configurations peut être réalisé en ajoutant un autre stockage à chaud au cycle et faire fonctionner le refroidisseur à la température aussi élevée que possible. Les pertes de chaleur d'un stockage à froid sont faibles par rapport à un stockage à chaud, en raison de la plus petite différence de température à l'ambiance. L'intégration d'un réservoir de stockage froid pour stocker la production de refroidissement en excès du système à absorption solaire assure une distribution continue à froid. Étant donné que la majeure partie du stockage de l'eau glacée fonctionne à une différence de température très étroite, l'avantage de l'accumulation de chaleur latente (glace, solutions salines ou à changement de phase) offre une densité de stockage élevée et est plus avantageuse.

Cette revue permet de conclure qu'une mise en œuvre efficace de la réfrigération solaire à absorption ne peut être efficace qu'en adoptant une conception holistique générale de la configuration d'une telle application en tenant compte du capteur solaire, de la technologie de refroidissement, du stockage d'énergie, de l'apport de chauffage et de refroidissement, les systèmes de rejet de chaleur et l'espace refroidi.

En outre, pour assurer des économies d'énergie et un fonctionnement efficace du système, une connaissance mise à jour à travers des expériences de réalisation sont nécessaires. En plus, il est recommandé de garder la conception aussi simple que possible. Pour une optimisation économique, il est nécessaire d'augmenter l'utilisation de l'énergie solaire thermique à son maximum en combinant d'autres services domestiques avec l'installation de refroidissement solaire.

Références Chapitre II

- [1] N. Nakahara, Y. Miyakawa et M. Yamamoto, «Experimental study on house cooling and heating with solar energy using flat plate collector,» *Solar Energy, Pergamon Press* , vol. 19, pp. 657-662, 1977.
- [2] H.-M. Henning, «Solar assisted air conditioning of buildings – an overview,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 27 , p. 1734–1749, 2007.
- [3] H. Tabor, «Use of Solar Energy for Cooling Purposes,» *Solar Energy*, vol. 6, n° 14, pp. 136-142, 1962.
- [4] T. Y. Bong, K. C. Ng et A. O. Tay, «Performance study of a solar-powered air-conditioning system,» *Solar Energy*, vol. 39, n° 13, pp. 173-182, 1987.
- [5] Z. F. Li et K. Sumathy, «Experimental studies on a solar powered air conditioning system with partitioned hot water storage tank,» *Solar Energy*, vol. 71, n° 15, p. 285–297, 2001.
- [6] A. Syed, M. Izquierdo, P. Rodriguez, G. Maidment, J. Missenden, A. Lecuona et R. Tozer, «A novel experimental investigation of a solar cooling system in Madrid,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 28, p. 859–871, 2005.
- [7] M. C. Rodriguez Hidalgo, P. Rodriguez Aumente, M. Izquierdo Milla, A. Lecuona Neumann et R. Salgado Mangual, «Energy and carbon emission savings in Spanish housing air-conditioning using solar driven absorption system,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 28 , n° 14-15, pp. 1734-1744, 2008.
- [8] A. H. H. Ali, P. Noeres et C. Pollerberg, «Performance assessment of an integrated free cooling and solar powered single-effect lithium bromide-water absorption chiller,» *Solar Energy* , vol. 82 , p. 1021–1030, 2008.
- [9] A. Pongtornkulpanich, S. Thepa, M. Amornkitbamrung et C. Butcher, «Experience with fully operational solar-driven 10-ton LiBr/H₂O single-effect absorption cooling system in Thailand,» *Renewable Energy*, vol. 33 , p. 943–949, 2008.

- [10] S. Rosiek et F. J. Batlles, «Integration of the solar thermal energy in the construction: Analysis of the solar-assisted air-conditioning system installed in CIESOL building,» *Renewable Energy*, vol. 34 , p. 1423–1431, 2009.
- [11] M. Helm, C. Keil, S. Hiebler, H. Mehling et C. Schweigler, «Solar heating and cooling system with absorption chiller and low temperature latent heat storage: Energetic performance and operational experience,» *International journal of refrigeration*, vol. 32 , n° 14, pp. 596-606, 2009.
- [12] F. Agyenim, I. Knight et M. Rhodes, «Design and experimental testing of the performance of an outdoor LiBr/H₂O solar thermal absorption cooling system with a cold store,» *Solar Energy*, vol. 84 , p. 735–744, 2010.
- [13] O. Marc, F. Lucas, F. Sinama et E. Monceyron, «Experimental investigation of a solar cooling absorption system operating without any backup system under tropical climate,» *Energy and Buildings*, vol. 42 , p. 774–782, 2010.
- [14] P. Bermejo, F. J. Pino et F. Rosa, «Solar absorption cooling plant in Seville,» *Solar Energy*, vol. 84 , p. 1503–1512, 2010.
- [15] C. Weber, M. Berger, F. Mehling, A. Heinrich et T. Nunez, «Solar cooling with water-ammonia absorption chillers and concentrating solar collector - Operational experience,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 39, p. 57–76, 2014.

Chapitre III

Modélisation des composants d'un système de réfrigération solaire à absorption

Sommaire du chapitre III

| | |
|---|-----|
| Liste des figures chapitre III..... | 79 |
| Liste des tableaux chapitre III | 80 |
| III.1 Introduction | 81 |
| III.2 Modélisation d'un capteur cylindro-parabolique..... | 82 |
| 1. Etat de l'art des capteurs cylindro-paraboliques | 82 |
| 2. Modèle mathématique..... | 83 |
| 3. Hypothèses | 84 |
| 4. Résolution des équations..... | 89 |
| III.3 Modélisation thermodynamique d'une installation à absorption à simple effet | 94 |
| II.3.1 Bilan massique et énergétique | 94 |
| II.3.2 Etude paramétrique du cycle..... | 97 |
| II.3.3 Influence de l'apport de chaleur | 97 |
| II.3.4 Influence du rejet de chaleur sur les performances du cycle..... | 100 |
| III.4 Conclusions | 104 |
| Références..... | 105 |



Liste des figures chapitre III

Liste des figures chapitre III

| | |
|---|-----|
| Figure III. 1 : Paramètres géométriques d'un capteur cylindro-parabolique | 84 |
| Figure III. 2 : Types de transfert de chaleur dans un capteur cylindro-parabolique | 85 |
| Figure III. 3 : Analogie électrique du problème | 86 |
| Figure III. 4 : Variation de la température de sortie en fonction de THTF | 90 |
| Figure III. 5 : Evolution du rendement avec THTF | 91 |
| Figure III. 6 : Evolution des pertes avec THTF | 91 |
| Figure III. 7 : Distribution de la température le long du tube récepteur pour différentes températures d'entrée..... | 92 |
| Figure III. 8 : Température de sortie du HTF à Tlemcen le 15 janvier et le 15 juin..... | 92 |
| Figure III. 9 : Points figuratifs d'un système de réfrigération à absorption | 94 |
| Figure III. 10 : Influence de la température du fluide générateur sur les pressions de travail et le COP | 98 |
| Figure III. 11 : Influence des quantités de chaleur mises en jeu | 98 |
| Figure III. 12 : Influence de la taille du désorbeur le COP et la capacité frigorifique..... | 99 |
| Figure III. 13 : Influence du débit du fluide générateur sur le COP et la capacité frigorifique..... | 99 |
| Figure III. 14 : Influence de la température de rejet de chaleur sur le COP et les pressions de travail | 100 |
| Figure III. 15: Influence de la température de rejet de chaleur sur le COP et la capacité frigorifique..... | 101 |
| Figure III. 16 : Influence du débit de rejet de chaleur sur le COP et la capacité calorifique..... | 101 |
| Figure III. 17 : Influence du coefficient global de transfert de chaleur du condenseur sur le COP et la capacité calorifique | 103 |
| Figure III. 18 : Influence du coefficient global de transfert de chaleur de l'absorbeur sur le COP et la capacité calorifique | 103 |

Liste des tableaux chapitre III

Tableau III. 1 : Propriétés géométriques et thermophysiques du capteur.....89

Tableau III. 2 : Propriétés du fluide caloporteur89

III.1 Introduction

L'épuisement des combustibles fossiles et les dommages irréversibles causés par leur combustion sont l'un des plus grands problèmes actuels de notre planète. Les bâtiments sont parmi les plus énergétivores des secteurs d'activités humaines au monde avec plus de 40% d'énergie utilisée pour le chauffage, la climatisation et la production d'eau chaude à usage domestique. L'utilisation de l'énergie solaire pour la climatisation est un concept prometteur, car les besoins de refroidissement coïncident souvent avec la disponibilité du rayonnement solaire. De plus, les systèmes thermo-solaires de climatisation permettent de réduire la consommation d'électricité, d'utiliser des fluides frigorigènes inoffensifs, de réduire le bruit et de simplifier les problèmes d'infrastructures électriques dans les zones rurales.

L'affluence des recettes pétrolières durant les années 2000 a permis à l'Algérie d'entreprendre des projets de construction massive. Par conséquent, les coûts énergétiques alloués au confort thermique dans le secteur résidentiel ont connu une augmentation dramatique.

Les machines conventionnelles de production de froid fondées sur le principe de la compression de vapeur consomment beaucoup d'électricité primaire et leurs fluides de travail sont bannis par la législation internationale. Les systèmes de refroidissement à énergie solaire en tant que technologie de production de froid constituent la meilleure alternative.

Près de 2200 installations de froid solaire ont été dans le monde en 2014, tous types de technologies et de tailles confondus. C'est évidemment un marché très précoce par rapport aux dizaines de millions de systèmes de climatisation à compression de vapeur vendus dans le monde chaque année. Récemment, un certain nombre de grandes et très grandes installations ont été construites ou sont en cours de développement aux États-Unis et en Asie du Sud-Est. Et, plus important encore, un certain nombre de ces projets ont été entièrement dirigés par des investisseurs privés sans incitations majeures ni programmes de financement pour les soutenir [1].

La feuille de route de l'Agence Internationale d'Énergie mentionne également les développements récents des grandes installations, comme celui du *United World College* à Singapour, achevé en 2011, avec une capacité de refroidissement de 1470 kW et un champ de collection de 3900 m² réalisée par la société de services énergétiques (ESCO) [2].

Dans ce chapitre, deux études indépendantes sont considérées. La première concerne une modélisation thermique d'un capteur solaire cylindro-parabolique et la seconde une modélisation thermodynamique d'un cycle de réfrigération à

absorption au couple H₂O-LiBr. Les résultats des deux études sont exposés et interprétés.

III.2 Modélisation d'un capteur cylindro-parabolique

La technologie des capteurs cylindro-paraboliques (*Parabolic Trough Collectors, PTC*) est techniquement éprouvée, répandue et commercialement disponible pour l'exploitation solaire. La majorité des installations paraboliques déployées fonctionnent à des températures allant jusqu'à 400 °C grâce aux huiles synthétiques utilisées comme de fluides caloporteurs (*Heat Transfer Fluids, HTF*) [3].

Le système du PTC utilise des surfaces miroitées d'un concentrateur-réflecteur parabolique linéaire pour focaliser le rayonnement solaire directement sur un absorbeur tubulaire situé le long de la ligne focale de la parabole. Ensuite, le rayonnement solaire concentré est absorbé et converti en énergie thermique par le fluide de transfert de chaleur (HTF) qui s'écoule à travers le tube [3] [4] [5].

Dans cette section, un modèle mathématique d'un capteur solaire cylindro-parabolique est développé. Ce modèle est à la base d'un code numérique exécuté sous Matlab. Il est validé avec les résultats des tests finaux pour le capteur PTC composé d'un récepteur SCHOTT HCE monté sur le réflecteur LS-2 des laboratoires *Sandia National Laboratories, USA* [6], pour servir de modèle dans des projets de concentration solaire. Les résultats de la simulation sont présentés.

1. Etat de l'art des capteurs cylindro-paraboliques

Dans les réfrigérateurs solaires, les capteurs à concentration agissent comme source de chaleur de la machine. Ils comprennent un tube absorbeur focal, une surface réfléchissante et un ou plusieurs verres protégeant le collecteur contre les pertes de chaleur. La concentration solaire peut atteindre une température qui peut activer la dissociation dans la solution contenue dans le générateur et donc libérer le fluide frigorigène.

De nombreuses études de simulation du processus complexe de la conversion photo-thermique ont été réalisées. Ces études visent généralement la description du fonctionnement du mécanisme de conversion, l'amélioration des performances et de la fiabilité et la réduction des coûts. La plupart des modèles supposent que le flux solaire et les flux de fluide sont uniformes et les corrélations utilisées dans ces modèles sont basées sur une hypothèse de température uniforme ou constante [7].

Kalogirou [8] a présenté un modèle thermique détaillé d'un capteur solaire cylindro-parabolique transcrit sous environnement EES et validé avec des performances connues de capteurs existants pour être finalement utilisé pour

effectuer une analyse d'un capteur qui sera installé par la suite au laboratoire Archimède de l'énergie solaire à l'Université de technologie de Chypre.

Xu et al. [7] ont présenté une étude sur la comparaison de trois méthodes d'essai extérieures pour déterminer la performance thermique des CCP. Les méthodes sont respectivement la méthode stationnaire de la norme ASHRAE 93, la méthode quasi-dynamique de la norme EN 12975-2 et une nouvelle méthode dynamique développée par les auteurs. La comparaison montre les avantages et les inconvénients de ces modèles en fonction du fonctionnement et des conditions météorologiques.

Un modèle de transfert de chaleur numérique détaillé basé sur la méthode des volumes finis est présenté par Hachicha et al. [9] les différents éléments du capteur sont discrétisés en plusieurs segments dans les directions axiale et azimutale. L'ensemble des équations algébriques est résolu simultanément en utilisant des solveurs directs. Les résultats obtenus ont montré un bon accord avec les données expérimentales.

2. Modèle mathématique

Le modèle du capteur est un bilan énergétique entre le fluide circulant dans le récepteur, généralement un fluide caloporteur (HTF) et l'atmosphère. Il comprend toutes les équations nécessaires pour prédire les différentes expressions du bilan énergétique, qui dépendent des conditions ambiantes et des propriétés optiques du récepteur et du collecteur.

La forme du concentrateur parabolique linéaire, *figure III.1*, est donnée par [10] :

$$y^2 = 4fx \quad (1)$$

où f est la longueur focale du concentrateur.

L'énergie thermique reçue à la ligne focale est absorbée par un tuyau métallique à l'intérieur d'un tube en verre évacué. Le taux de concentration géométrique est une mesure de la concentration moyenne. Sa valeur dépend directement de la géométrie du concentrateur. Il peut être calculé par le rapport de la zone d'ouverture du collecteur (A_a) à la zone réceptrice (A_r) [10]:

$$C = \frac{A_a}{A_r} \quad (2)$$

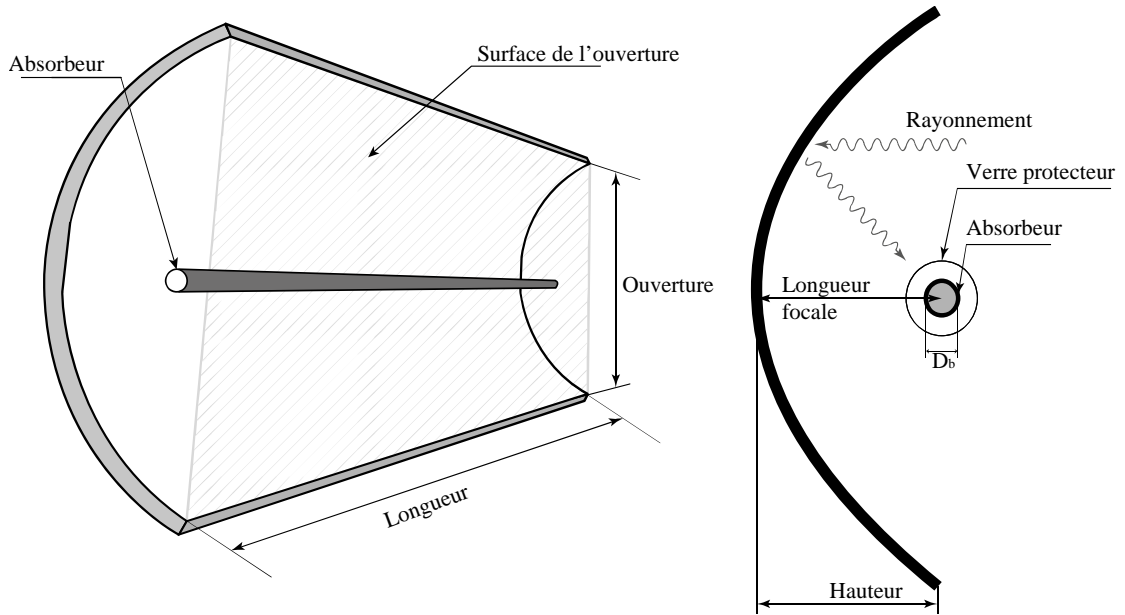


Figure III. 1 : Paramètres géométriques d'un capteur cylindro-parabolique

Le coefficient de concentration réel est calculé en utilisant l'équation suivante [11] :

$$A_a = l \left[\left(\frac{a}{2} \sqrt{\left(\frac{4h}{a} \right)^2 + 1} \right) + 2f \ln \left(\frac{4h}{a} \sqrt{\left(\frac{4h}{a} \right)^2 + 1} \right) \right] \quad (3)$$

où

$$h = \frac{a^2}{16f}, \quad A_r = \pi l D_b$$

a et l sont respectivement l'ouverture et la longueur du concentrateur, D_b est le diamètre moyen de l'absorbeur.

En modélisation dynamique, l'énergie stockée à certains niveaux du système est considérée. Ces niveaux sont considérés comme des nœuds à une température uniforme. Cette méthode consiste à subdiviser un système en plusieurs sous-systèmes. Mais avant d'établir le bilan énergétique du concentrateur, il faut tenir compte de certaines hypothèses de modélisation.

3. Hypothèses

Les hypothèses simplificatrices suivantes ont été faites :

- En raison du vide, le transfert de chaleur entre le verre et l'absorbeur est uniquement dû au rayonnement et à la conduction [11].
- Le fluide de travail est incompressible et sans changement de phase.
- Le tube absorbant coïncide avec la ligne focale.

- La température est uniforme dans chaque nœud.
- Le verre est considéré comme opaque au rayonnement infrarouge.
- Les variations temporelles le long de l'absorbeur et l'épaisseur du verre sont négligeables.
- Le flux solaire au niveau de l'absorbeur est uniformément réparti.

Une section transversale du récepteur du collecteur et les définitions d'indice sont représentées sur la *figure III.2* tandis que la *figure III.3* montre le modèle de résistance thermique à l'état stable obtenu à partir d'un bilan énergétique du récepteur. Le modèle suppose que toutes les températures, flux de chaleur et propriétés thermodynamiques sont uniformes au niveau de chaque nœud.

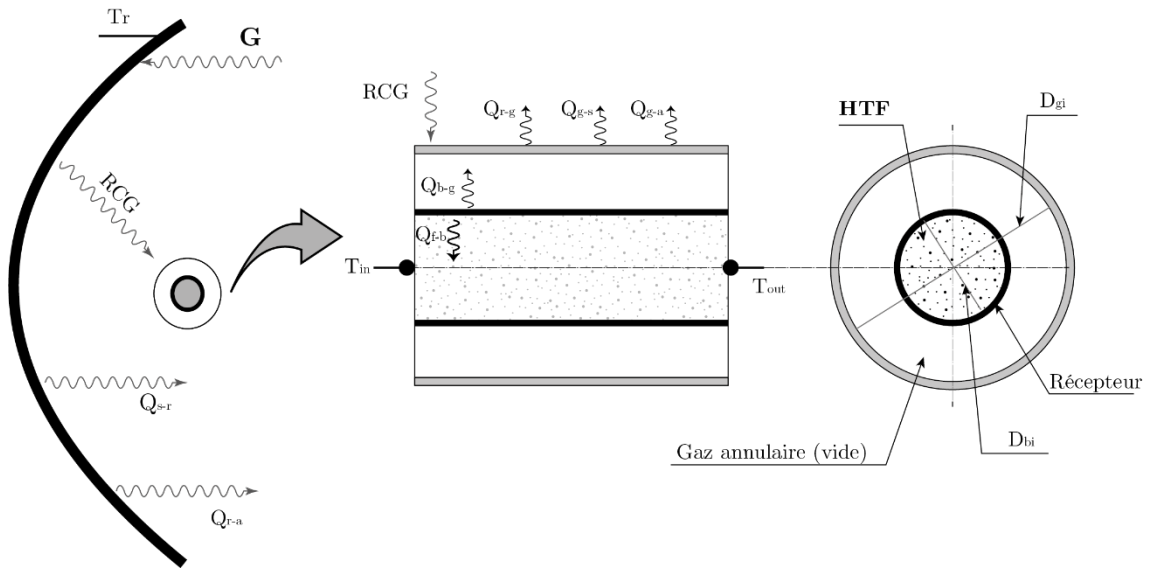


Figure III. 2 : Types de transfert de chaleur dans un capteur cylindro-parabolique

La quantité de chaleur échangée entre les nœuds peut être écrite comme suit :

$$Q_{ij} = A_{ij}h_{ij}(T_i - T_j) \quad (4)$$

i et j sont les deux nœuds voisins, A_{ij} et h_{ij} sont respectivement la surface et le coefficient de transfert de chaleur entre les deux nœuds i et j .

Chaque nœud stocke une quantité de chaleur qui dépend de la capacité du matériau utilisé. La variation de température dans le temps est donnée par :

$$Q_i = M_i C_i \frac{dT_i}{dt} \quad (5)$$

Le transfert de chaleur entre le réflecteur et l'air est exprimé par :

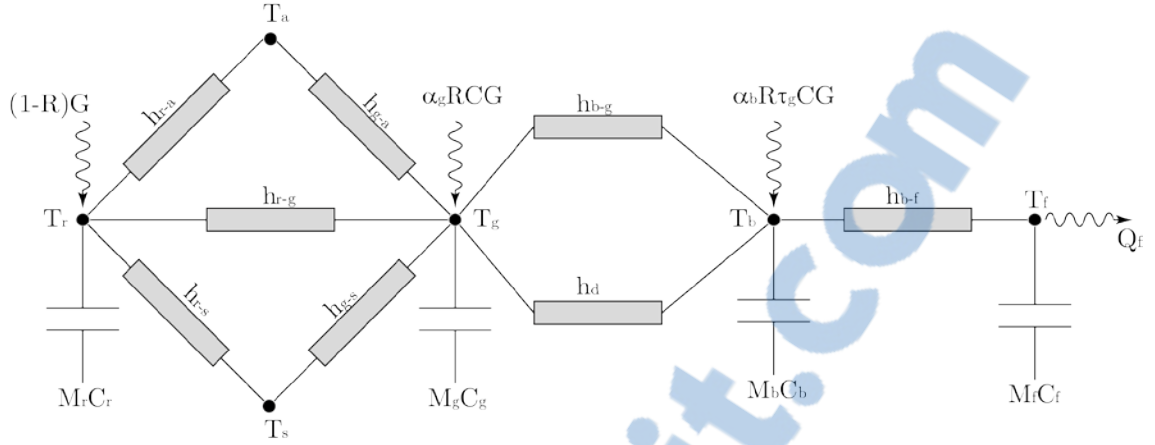


Figure III. 3 : Analogie électrique du problème

$$M_r C_r \frac{dT_r}{dt} = A_r \left((1-R)G - h_{r-a}(T_r - T_a) - h_{r-s}(T_r - T_s) - h_{r-g}(T_r - T_g) \right) \quad (6)$$

Entre le verre et le réflecteur, il est exprimé par :

$$M_g C_g \frac{dT_g}{dt} = A_r \left(\alpha_g R G + h_{r-g}(T_r - T_g) - A_{ge} (h_{g-a}(T_g - T_a) + h_{g-s}(T_g - T_s)) - A_{gi} (h_{b-g} + h_d)(T_g - T_b) \right) \quad (7)$$

De même, entre absorbeur et verre :

$$M_b C_b \frac{dT_b}{dt} = \tau_g \alpha_g R G A_r + A_{gi} (h_{b-g} + h_d)(T_g - T_b) - A_{bi} h_{b-f}(T_b - T_f) \quad (8)$$

Enfin, entre HTF et absorbeur :

$$M_f C_f \frac{dT_f}{dt} = A_{bi} h_{b-f}(T_b - T_f) - \dot{m} C_f \frac{dT_f}{dx} \quad (9)$$

Avec M_i et C_i sont respectivement la masse et la chaleur spécifique du matériau du nœud i , \dot{m} est le débit du fluide de travail, la température du ciel T_s est calculée par [3] :

$$T_s = 0.0553 T_a^{1.5} \quad (10)$$

De nombreuses corrélations empiriques sont utilisées pour déterminer directement les coefficients de transfert de chaleur entre les différents nœuds. Les coefficients de transferts de chaleur entre les différents nœuds sont calculés comme suit :

Réflecteur et atmosphère :

a) Réflecteur et ciel [10] :

$$h_{r-s} = \sigma \varepsilon_r (T_r^2 + T_s^2) (T_r + T_s) \quad (11)$$

b) Réflecteur et air [12]:

$$h_{r-a} = \frac{8.6 V^{0.6}}{l^{0.4}} \quad (12)$$

Réflecteur et verre [10]:

$$h_{r-g} = \frac{\sigma (T_r^2 + T_g^2) (T_r + T_g)}{\frac{1 - \varepsilon_r}{\varepsilon_r} \frac{A_r}{A_{ge}} + \frac{1}{F_{rg}} + \frac{1 - \varepsilon_g}{\varepsilon_g}} \quad (13)$$

avec [11] :

$$F_{rg} = \frac{[(W_1 + W_2)^2 + 4]^{0.5} - [(W_1 - W_2)^2 + 4]^{0.5}}{2W_1}$$
$$W_1 = \frac{D_{ge}}{f} \text{ et } W_2 = \frac{a}{f}$$

Verre et atmosphère :

a) Verre et ciel [10] :

$$h_{g-s} = \sigma \varepsilon_g (T_g^2 + T_s^2) (T_g + T_s) \quad (14)$$

b) Verre et air [13] :

$$h_{g-a} = \frac{4 V^{0.58}}{D_{ge}^{0.42}} \quad (15)$$

Verre et absorbeur :

Deux types de transfert de chaleur sont à considérer :

a) Transfert par rayonnement :

Le coefficient de transfert par rayonnement est donné par [10] :

$$h_{b-g} = \frac{\sigma (T_b^2 + T_g^2) (T_b + T_g)}{\frac{1 - \varepsilon_b}{\varepsilon_b} \frac{A_{gi}}{A_{be}} + \frac{1}{F_{bg}} + \frac{1 - \varepsilon_g}{\varepsilon_g}} \quad (16)$$

Pour notre cas, on applique le facteur de forme pour les quelle on a deux cylindres coaxiaux [11] :

$$F_{bg} = \frac{1}{X} \left[1 - \frac{1}{\pi} \left(\cos^{-1} \left(\frac{B}{A} \right) - \frac{1}{2Y} \left(C \cos^{-1} \left(\frac{B}{XA} \right) + B \sin^{-1} \left(\frac{1}{X} \right) - \frac{\pi}{2} A \right) \right) \right]$$

avec :

$$X = \frac{D_{gi}}{D_{be}}, Y = \frac{1}{D_{be}}, A = X^2 + Y^2 - 1, \\ B = Y^2 - X^2 + 1, C = B = (A + 2)^2 - 4X^2$$

b) Transfert par convection :

A cause du vide, le coefficient de transfert de chaleur entre les deux cylindres est supposé par conduction et est évalué par [14] :

$$h_d = \frac{2 \lambda_{air}}{D_{gi} \ln \left(\frac{D_{gi}}{D_{be}} \right) + 2\phi v \left[\ln \left(\frac{D_{gi}}{D_{be}} \right) + 1 \right]} \quad (17)$$

avec :

$$\phi = \frac{2 - C}{C} \left[\frac{9\gamma - 5}{2(\gamma + 1)} \right]$$

et :

$$v = 2.331 \times 10^{-20} \frac{T_m}{p_v \delta_m^2}$$

Absorbeur et fluide :

Le coefficient de transfert thermique par convection entre l'absorbeur et le fluide de travail est donné par :

$$h_{b-f} = \frac{\lambda}{D_{bi}} Nu \quad (18)$$

Le nombre de Nusselt dépend du régime d'écoulement. Pour un écoulement turbulent ($Re > 10^4$) [15] :

$$Nu_T = 0.125(0.790 \ln(Re) - 1.64)^{-2} Re Pr^{0.34}$$

Pour un écoulement laminaire ($Re \leq 10^4$) [15] :

$$Nu_L = 3.66 + \frac{0.0668 \left(\frac{D_{bi}}{l} \right) Re Pr}{1 + 0.04 \left[\left(\frac{D_{bi}}{l} \right) Re Pr \right]^{0.67}}$$



4. Résolution des équations

Les équations du bilan sont programmées sous Matlab. La méthode itérative de Gauss est utilisée pour résoudre le système après discrétisation en différences finies. Un schéma de Crank-Nicholson avec $\Delta t = 1s$ a été adopté pour le pas du temps.

Les propriétés géométriques et thermophysiques des composants du capteur et les propriétés du fluide caloporteur (HTF) sont résumées dans le tableau 1 et le tableau 2.

Tableau III. 1 : Propriétés géométriques et thermophysiques du capteur

| | Symbole | Paramètre | Valeur | Unité |
|------------|-----------------|---|--------|-------------------|
| Collecteur | l | Longueur du collecteur | 7,8 | m |
| | a | Ouverture | 5 | m |
| | f | Longueur focale | 1,84 | m |
| Réflecteur | Cp_r | Chaleur spécifique à pression constante | 0,581 | kJ/(kg K) |
| | ρ_r | Masse volumique | 2400 | kg/m ³ |
| | e_r | Epaisseur | 0,005 | m |
| | ε_r | Emissivité | 0,14 | – |
| | R_r | Réflectance | 0,93 | – |
| Vitre | Cp_g | Chaleur spécifique à pression constante | 1,09 | kJ/(kg K) |
| | ρ_g | Masse volumique | 2230 | kg/m ³ |
| | D_{gi} | Diamètre intérieur | 0,109 | m |
| | D_{ge} | Diamètre extérieur | 0,115 | m |
| | τ_g | Transmittance | 0,935 | – |
| | ε_g | Emissivité | 0,86 | – |
| | α_g | Absorptance | 0,02 | – |
| Absorbeur | Cp_b | Chaleur spécifique à pression constante | 0,5 | kJ/(kg K) |
| | ρ_b | Masse volumique | 8020 | kg/m ³ |
| | D_{bi} | Diamètre intérieur | 0,066 | m |
| | D_{be} | Diamètre extérieur | 0,07 | m |
| | ε_b | Emissivité | 0,14 | – |
| | α_b | Absorptance | 0,906 | – |
| | p_v | Pression de vapeur | 0,01 | bar |

Tableau III. 2 : Propriétés du fluide caloporteur

| Paramètre | Value | Unit |
|--------------------------|-------|-------------------|
| Chaleur spécifique | 1.617 | kJ/(kg K) |
| Masse volumique | 936 | kg/m ³ |
| Conductivité | 0.134 | W/(mK) |
| Viscosité | 9.1 | Pa.s |
| Température critique | 367 | °C |
| Pression critique | 10.9 | bar |
| Masse volumique critique | 3.22 | l/kg |

Une comparaison des résultats du modèle et des tests effectués aux laboratoires SNL est illustrée par les *figures III.4, III.5, et III.6*. Ces figures montrent une comparaison du rendement, des pertes de chaleur du capteur et de la température de sortie en fonction de la température du fluide caloporteur (*Average HTF Temperature Above Ambient*). En ce qui concerne la température de sortie du fluide, le modèle donne des résultats satisfaisants. Toutefois, la sous-estimation des pertes fait que le rendement est un peu surestimé. Ce constat caractérise beaucoup plus les températures élevées.

En utilisant les mêmes conditions d'opération des tests des laboratoires SNL (voir annexe A) la distribution de la température le long du récepteur est représentée par la *figure III.7*.

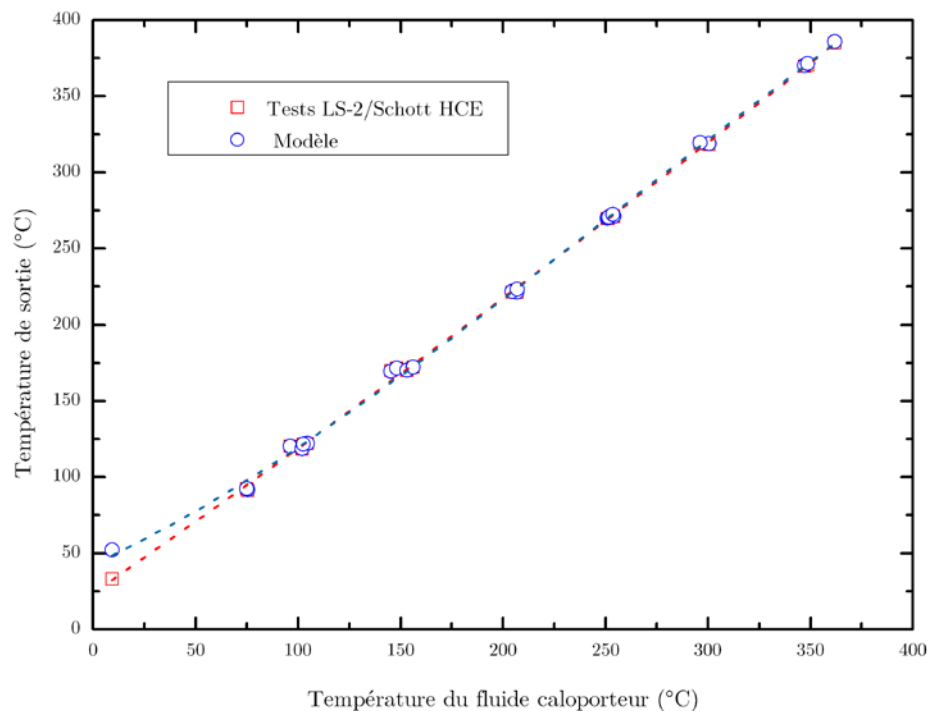


Figure III. 4 : Variation de la température de sortie en fonction de T_{HTF}

Le modèle peut être exploité pour prédire tous les paramètres d'intérêt tout au long de la journée à n'importe quelle date de l'année à l'instar de la température de sortie du fluide caloporteur et par conséquent le gain d'énergie. La *figure III.8* montre la variation de la température de sortie du HTF tout au long des journées du 15 janvier et du 15 juin à Tlemcen. On constate que la collecte d'énergie débute deux heures plus tôt en juin qu'en janvier. Après une montée raide de la température suivie aussi d'une diminution raide.

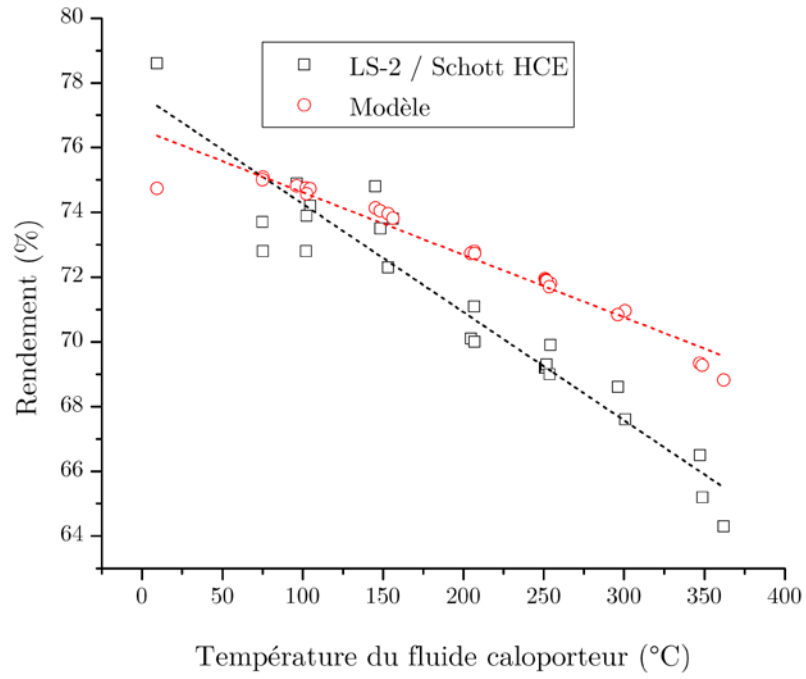


Figure III. 5 : Evolution du rendement avec T_{HTF}

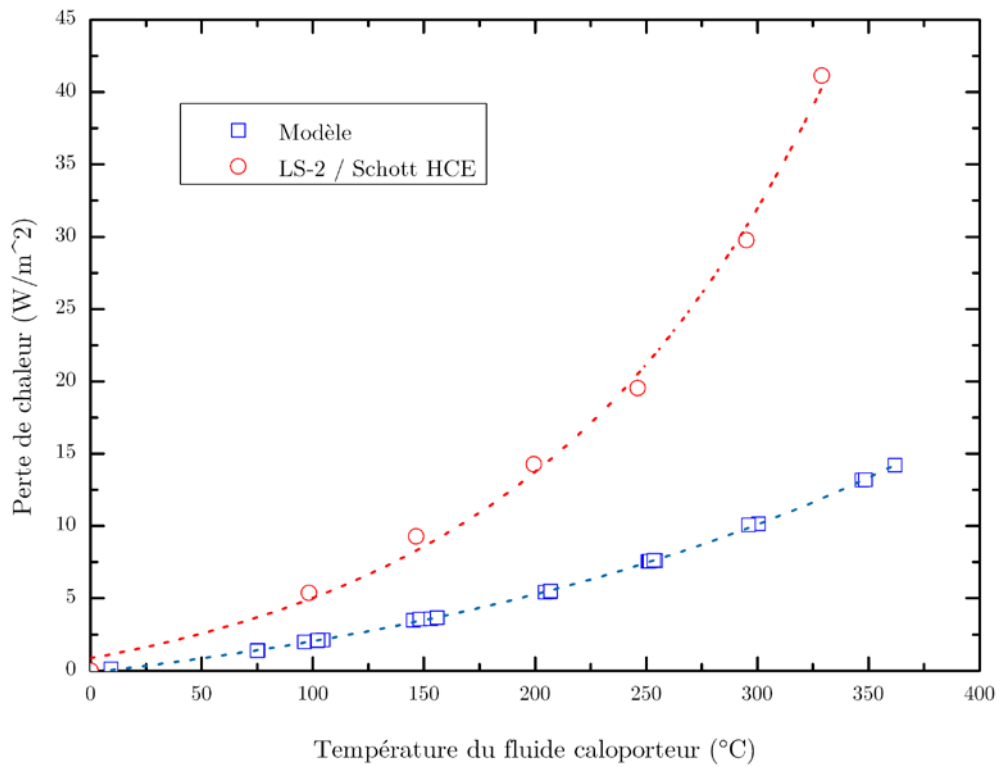


Figure III. 6 : Evolution des pertes avec T_{HTF}

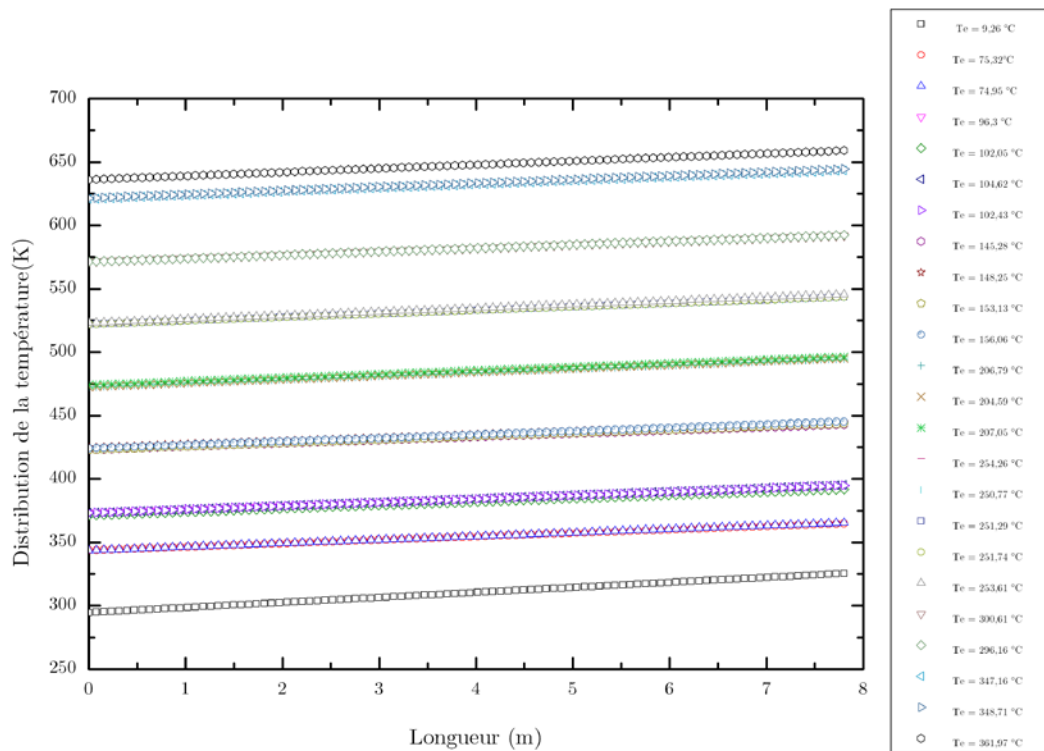


Figure III. 7 : Distribution de la température le long du tube récepteur pour différentes températures d'entrée

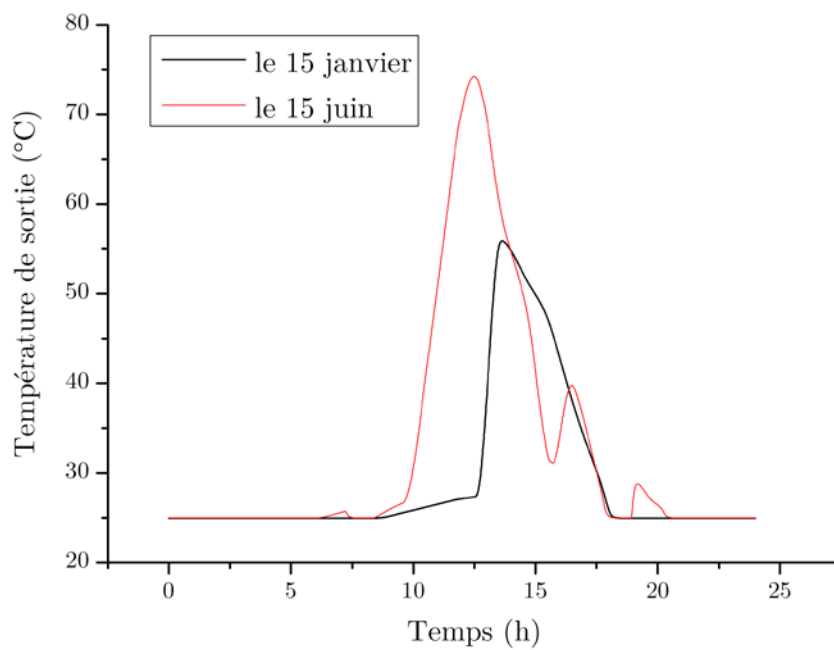


Figure III. 8 : Température de sortie du HTF à Tlemcen le 15 janvier et le 15 juin

III.3 Modélisation thermodynamique d'une installation à absorption à simple effet

La solution aqueuse de bromure de lithium ($\text{H}_2\text{O-LiBr}$) est l'une des nombreuses autres solutions largement utilisées dans les systèmes à absorption utilisés à des fins de chauffage et de refroidissement [16]. Ce couple est utilisé depuis les années 1950 lorsque cette technologie a été lancée par plusieurs fabricants américains [16] où l'eau agit comme réfrigérant qui absorbe et élimine la chaleur de l'environnement spécifique tandis que le bromure de lithium devient absorbant.

En tant qu'absorbant, le bromure de lithium est avantageux car il est essentiellement non volatil, ce qui donne l'avantage à une conception évitant le besoin de rectifieurs. L'eau est avantageuse en tant que réfrigérant car elle ne cristallise pas. Toutefois, son utilisation limite le fonctionnement du système à des températures de réfrigération supérieures à $0\text{ }^\circ\text{C}$ ou même $5\text{ }^\circ\text{C}$, en raison du point de congélation de l'eau. Le bromure de lithium est une substance à base de sel de lithium qui est solide dans des conditions normales. Le sel de bromure de lithium se dissout dans l'eau et forme une pression de vapeur d'équilibre inférieure à celle de l'eau pure à la même température de fonctionnement.

Un système frigorifique à absorption au couple $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ est un cycle thermique nécessitant de la chaleur pour fonctionner d'une part et il rejette de l'énergie thermique à son environnement d'autre part. Il produit du froid souvent à une pression inférieure à la pression atmosphérique (des pressions de travail qui ne dépassent pas 10 kPa) [17].

La *figure III.9* illustre une représentation typique des composants d'un système de réfrigération à absorption et qui peut être schématisée sur un diagramme de Dühring qui décrit le cycle en considérant les niveaux de température et de pression de chaque composant et leurs positions dans le système, ainsi que leur transfert d'énergie. Un diagramme de Dühring ne peut montrer que schématiquement les états saturés alors que les états surchauffés et sous-refroidis ne peuvent pas être présentés avec précision.

L'absorbeur est une enceinte où la solution binaire et la vapeur de réfrigérant sont mélangés ensemble. Le processus d'absorption ne peut se produire que si l'absorbeur est à un niveau sensible de basse température, d'où la nécessité du système de rejet de chaleur. Ce processus génère une chaleur latente de condensation et élève la température de la solution. Une température d'absorption inférieure signifie plus de capacité de réfrigération en raison du débit de réfrigérant plus élevé provenant de l'évaporateur.

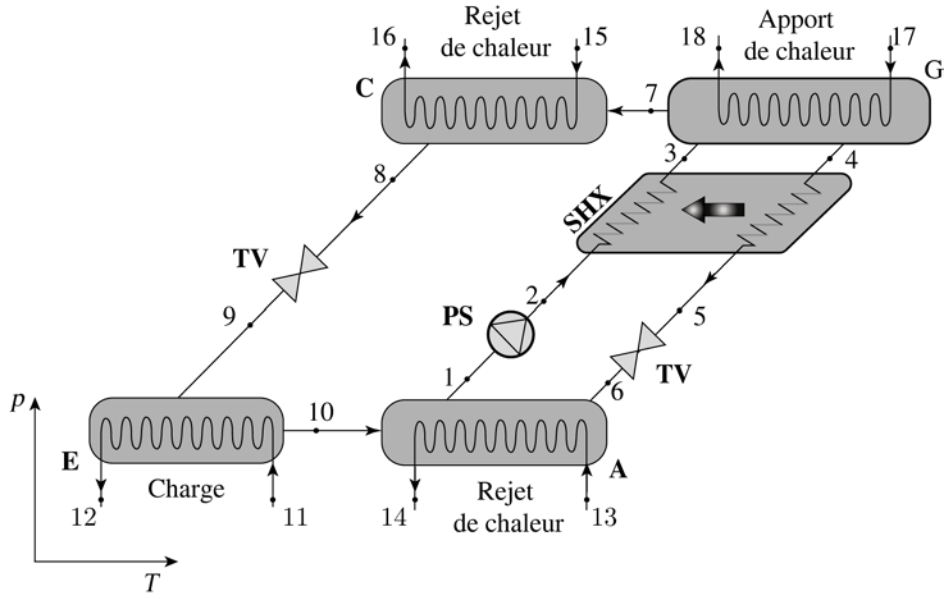


Figure III. 9 : Points figuratifs d'un système de réfrigération à absorption

La solution riche à la sortie de l'absorbeur (A) est pompée à l'aide de la pompe de solution (SP), elle échange de la chaleur avec la solution pauvre provenant du désorbeur (G) dans un échangeur intermédiaire SHX avant d'entrer au désorbeur. L'apport de chaleur au niveau du désorbeur libère la vapeur de réfrigérant qui passe au condenseur (C) et la solution pauvre est renvoyée à l'absorbeur. La chaleur libérée au cours de la condensation est évacuée par le système de rejet de chaleur. Le réfrigérant sous forme de liquide saturé est détendu dans une vanne de détente (TV) et entre dans l'évaporateur (E).

La modélisation du système repose sur un bilan massique et énergétique au niveau de chaque composant de l'installation. Il est possible, par la suite, d'utiliser le modèle pour étudier ces interactions avec l'environnement, notamment celles liées à l'apport et au rejet de chaleur.

II.3.1 Bilan massique et énergétique

A. Au niveau de l'absorbeur

La chaleur dégagée par le processus de mélange du réfrigérant et de la solution (absorption) est égale à la chaleur évacuée par le système de rejet de chaleur :

$$\dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_1 h_1 = \dot{m}_{13} (h_{14} - h_{13}) \quad (19)$$

L'équilibre massique du sel au niveau de l'absorbeur est donné par :

$$\dot{m}_6 x_6 + \dot{m}_{10} x_{10} = \dot{m}_1 x_1 \quad (20)$$

Puisque la vapeur de réfrigérant ne contient pas de sel, l'équation précédente devient :

$$\dot{m}_6 x_6 = \dot{m}_1 x_1 \quad (21)$$

Le bilan massique est exprimé par :

$$\dot{m}_6 + \dot{m}_{10} = \dot{m}_1 \quad (22)$$

La différence de température logarithmique moyenne servant au calcul de la surface d'échange de l'absorbeur est donnée par :

$$DTLM_a = \frac{(T_6 - T_{14}) - (T_1 - T_{13})}{\ln \left(\frac{T_6 - T_{14}}{T_1 - T_{13}} \right)} \quad (23)$$

B. Au niveau du désorbeur

L'équilibre massique du sel au niveau du désorbeur est déterminé par :

$$\dot{m}_4 x_4 + \dot{m}_7 x_7 = \dot{m}_3 x_3 \quad (24)$$

qui devient:

$$\dot{m}_4 x_4 = \dot{m}_3 x_3 \quad (25)$$

Le bilan massique à ce niveau est :

$$\dot{m}_4 + \dot{m}_7 = \dot{m}_3 \quad (26)$$

L'apport de chaleur nécessaire à la désorption est partagé entre le réfrigérant qui regagne le condenseur et les solutions riche provenant de l'échangeur SHX et pauvre qui sort du désorbeur :

$$\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_3 x_3 = \dot{m}_{17} (h_{17} - h_{18}) \quad (27)$$

La différence de température logarithmique moyenne servant au calcul de la surface d'échange du désorbeur est donnée par :

$$DTLM_d = \frac{(T_{17} - T_4) - (T_{18} - T_3)}{\ln \left(\frac{T_{17} - T_4}{T_{18} - T_3} \right)} \quad (28)$$

C. Au niveau du condenseur

Au niveau du condenseur, la chaleur dégagée de la condensation est évacuée le système de rejet de chaleur et la $DTLM_c$ sont comme suit :

$$\dot{m}_7 (h_7 - h_8) = \dot{m}_{15} (h_{16} - h_{15}) \quad (29)$$

$$DTLM_c = \frac{(T_7 - T_{16}) - (T_8 - T_{15})}{\ln \left(\frac{T_7 - T_{16}}{T_8 - T_{15}} \right)} \quad (30)$$

D. Au niveau de l'évaporateur

Ainsi, au niveau de l'évaporateur :

$$\dot{m}_{11}(h_{12} - h_{11}) = \dot{m}_9(h_{10} - h_9) \quad (31)$$

$$DTLM_c = \frac{(T_{11} - T_{10}) - (T_{12} - T_9)}{\ln\left(\frac{T_{11} - T_{10}}{T_{12} - T_9}\right)} \quad (32)$$

E. Au niveau de l'échangeur intermédiaire SHX

L'échangeur intermédiaire SHX assure un échange de chaleur qui bénéficie à la solution riche provenant de l'absorbeur qui se trouve ainsi chauffée en refroidissant la solution pauvre provenant du désorbeur. Le bilan énergétique à ce niveau ainsi que l'efficacité de cet échangeur sont donnés respectivement par :

$$\dot{m}_2(h_3 - h_2) = \dot{m}_4(h_4 - h_5) \quad (33)$$

$$\epsilon_{SHX} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_2} \quad (34)$$

La surface d'échange de l'échangeur intermédiaire SHX est donnée par :

$$DTLM_{SHX} = \frac{(T_4 - T_3) - (T_5 - T_2)}{\ln\left(\frac{T_4 - T_3}{T_5 - T_2}\right)} \quad (35)$$

F. Au niveau de la pompe de solution

Le pompage de la solution ne consomme qu'une petite quantité d'énergie par rapport aux autres quantités de chaleur mises en jeu dans le système. Bien que l'existence de la pompe de solution puisse être ignorée lors de l'établissement du bilan, l'expérience montre que la pompe est un composant critique qui doit être soigneusement conçu [16]. La puissance consommée par cette pompe peut être estimée par :

$$\dot{W}_{SP} = \dot{m}_1 v_1 \frac{p_2 - p_1}{\eta_{SP}} \quad (36)$$

Cette quantité peut aussi être calculée par :

$$\dot{W}_{SP} = \dot{m}_1(h_2 - h_1) \quad (37)$$

G. Au niveau de la vanne de détente

Une vanne de détente est un composant qui réduit la pression et divise deux niveaux de pression différents. Dans un modèle simple d'un système de réfrigération à absorption à simple effet, on suppose que le changement de pression se produit uniquement au niveau de la vanne de détente et de la pompe de solution. Il n'y a pas de chaleur ajoutée ou retirée du fluide de travail au niveau du détendeur. L'enthalpie du fluide de travail reste la même des deux côtés.

II.3.2 Etude paramétrique du cycle

Le modèle du cycle à absorption à simple effet est simplifié en supposant qu'il n'y a que deux niveaux de pression qui règnent dans le cycle, en négligeant les pertes de pression des canalisations de raccordement. Cela signifie que le désorbeur et le condenseur ainsi que l'évaporateur et l'absorbeur sont sous le même niveau de pression. Le niveau de pression le plus élevé est déterminé à partir de la pression du liquide saturé à la sortie du condenseur tandis que le niveau de pression inférieur est déterminé à partir de la température du réfrigérant à la sortie de l'évaporateur.

La haute pression dans une machine à absorption au couple H₂O-LiBe à simple effet est typiquement une pression absolue inférieure à 10 kPa. Ainsi, toute la machine fonctionne bien en dessous de la pression atmosphérique. Cette caractéristique nécessite une conception hermétique pour éviter les fuites d'air. Les basses pressions limitent également la conception des composants car les pertes de charge visqueuses doivent être minimisées.

L'état thermodynamique de chacun des points du cycle doit être défini. Trois des points sont des liquides saturés (1, 4 et 8), l'un est une vapeur saturée (10), trois sont sous-refroidis (2, 3 et 5), l'autre est de la vapeur surchauffée (7) et deux sont des états vapeur-liquide. Le titre de la vapeur est supposé pour quatre points d'état. Ce sont les trois états liquides saturés (1, 4 et 8) et l'état de vapeur saturée (10). Ces hypothèses sont faites pour faciliter la modélisation. Dans une machine réelle, les conditions de ces points ne sont pas exactement saturées.

Les modèles sont établis à des conditions d'équilibre, avec les hypothèses suivantes :

- L'échangeur de chaleur est bien isolé de l'environnement ; signifie qu'il n'y a que l'échange de chaleur entre le flux de fluide chaud et froid.
- Les changements d'énergie potentielle et cinétique pendant l'échange de chaleur sont ignorés.

La modélisation du système de réfrigération à absorption est réalisée par le logiciel EES (*Engineering Equation Solver*), un logiciel d'ingénierie informatique publié par *F-Chart Software* [18].

II.3.3 Influence de l'apport de chaleur

Lors du fonctionnement d'une machine à absorption, une modification de n'importe quelle variable d'entrée entraîne des changements de toutes les autres variables dépendantes. Quand une entrée change, le cycle entier réagit pour atteindre une nouvelle condition d'équilibre de fonctionnement.

La *figure III.10* illustre un exemple de la réaction du cycle à un changement de condition de fonctionnement. En effet, une variation de la température du fluide générateur au niveau du désorbeur induit des changements des pressions régnant dans la machine, en l'occurrence, les pressions de fonctionnement et la valeur du COP correspondante. Cette dépendance donne des indications importantes quant à la combinaison optimale des pressions de fonctionnement. On y constate que le COP prend sa valeur maximale, $COP_{max} = 0.732$, pour une plage de températures 73.7-80 °C correspondant à un intervalle de basse pression de 0.827-0.882 kPa et 5.125-5.613 kPa pour la haute pression. Cette figure montre aussi que l'augmentation de la température de désorption augmente la différence des pressions de travail qui est de l'ordre de 4.857-0.916 kPa pour 70 °C et 9.338-0.707 kPa pour 120 °C.

La *figure III.11* illustre l'influence de la température de désorption sur les quantités de chaleur mises en jeu aux différents coins de l'installation. Il est certain que l'augmentation de cette température est bénéfique quant à l'accélération du processus de désorption. Toutefois, on constate que cette même augmentation induit de façon inévitable une hausse des quantités de chaleur au niveau de l'absorbeur et du condenseur qu'il est impératif d'évacuer en utilisant des systèmes de rejet chaleur plus grands et donc plus encombrants.

La *figure III.12* montre un autre aspect de l'influence de l'apport de chaleur qui concerne le coefficient global de transfert de chaleur qui est un paramètre reflétant la taille du désorbeur. On y relève que le COP prend sa valeur maximale de 0.732 pour un coefficient global compris dans l'intervalle 0.258-0.338 kW/K correspondant à un intervalle de capacité frigorifique 6.312-7.283 kW.

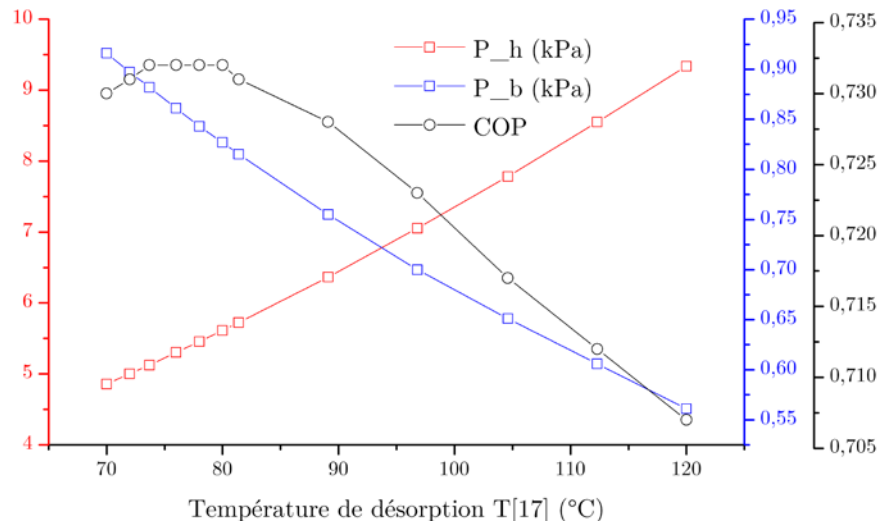


Figure III. 10 : Influence de la température du fluide générateur sur les pressions de travail et le COP

Si l'on met en confrontation cette dépendance avec celle illustrée par la *figure III.13* représentant l'influence du débit du fluide générateur sur le COP et la capacité frigorifique, on constate que cette dernière varie proportionnellement avec le débit et la température de désorption alors que le COP diminue avec le débit du fluide générateur. Cela fait allusion à l'optimisation qui doit être faite vis-à-vis de la conciliation de ces deux paramètres qui déterminent la performance du désorbeur.

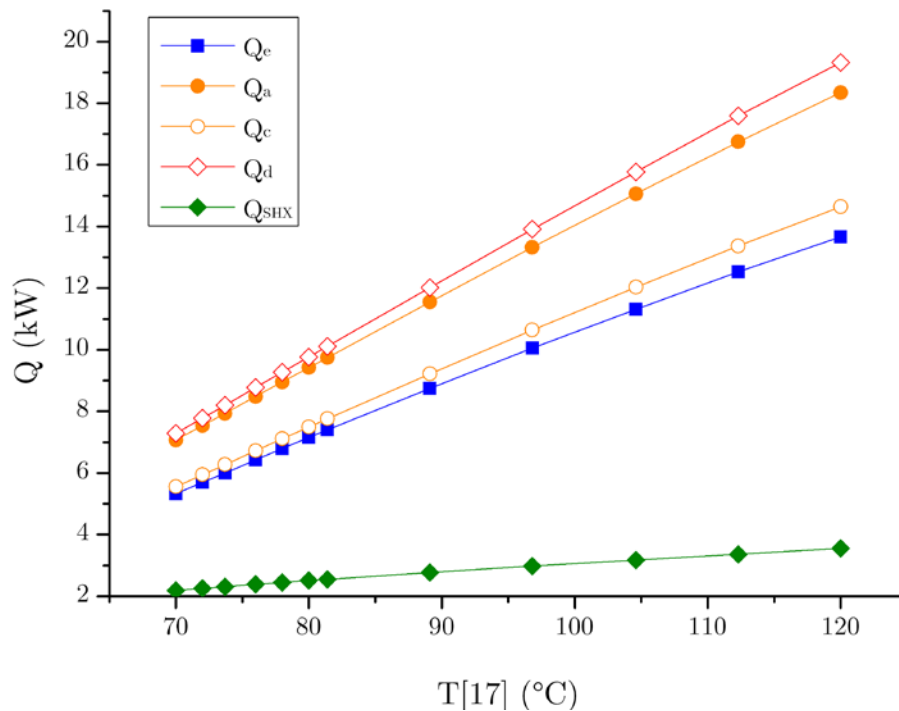


Figure III. 9 : Influence des quantités de chaleur mises en jeu

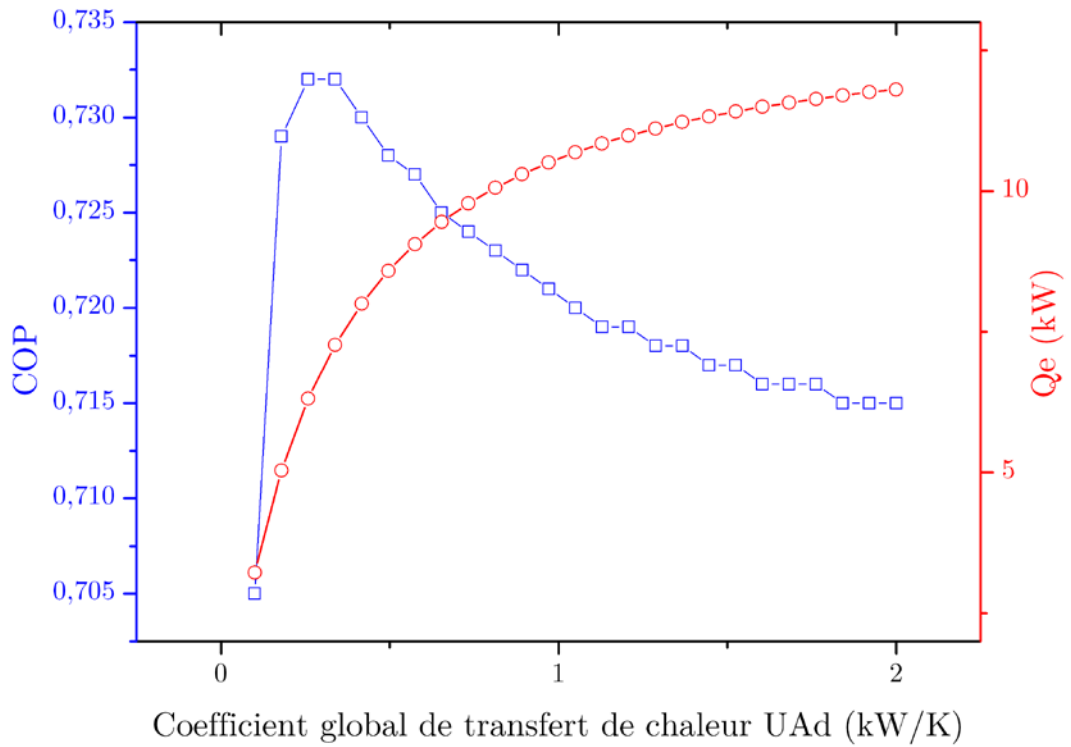


Figure III. 10 : Influence de la taille du désorbeur le COP et la capacité frigorifique

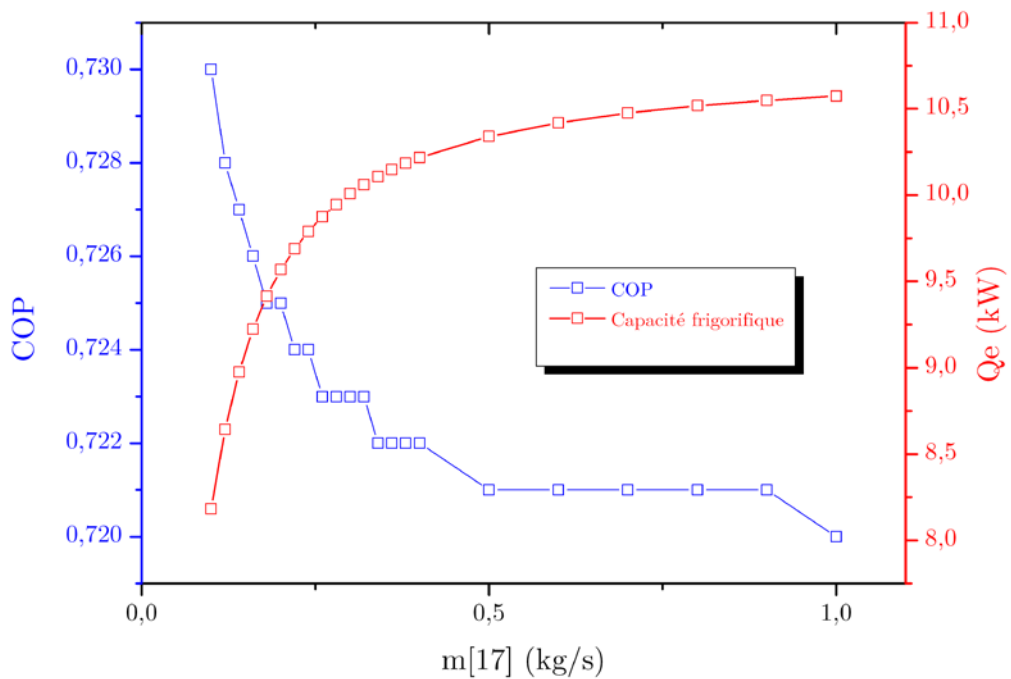


Figure III. 11 : Influence du débit du fluide générateur sur le COP et la capacité frigorifique

II.3.4 Influence du rejet de chaleur sur les performances du cycle

Le rejet de chaleur est effectué au niveau de l'absorbeur et du condenseur. Le circuit de refroidissement regagne un autre composant (*tour de refroidissement*) qui ne figure pas sur le schéma de l'installation et qui se charge d'évacuer la chaleur excédante du système. La technologie de ce composant n'est pas abordée dans ce document.

La *figure III.14* illustre l'influence de la température de rejet de chaleur au niveau de l'absorbeur sur les pressions de travail et le COP. Il est à constater qu'à la différence de l'influence de la température de désorption, l'augmentation de la température de rejet de chaleur dans un intervalle compris entre 15 °C et 35 °C, les pressions de travail évoluent de façon proportionnelle. Quant à la valeur du COP, on relève une diminution dans un intervalle compris entre 0.654-0.493 avec une valeur maximale pour 15 °C.

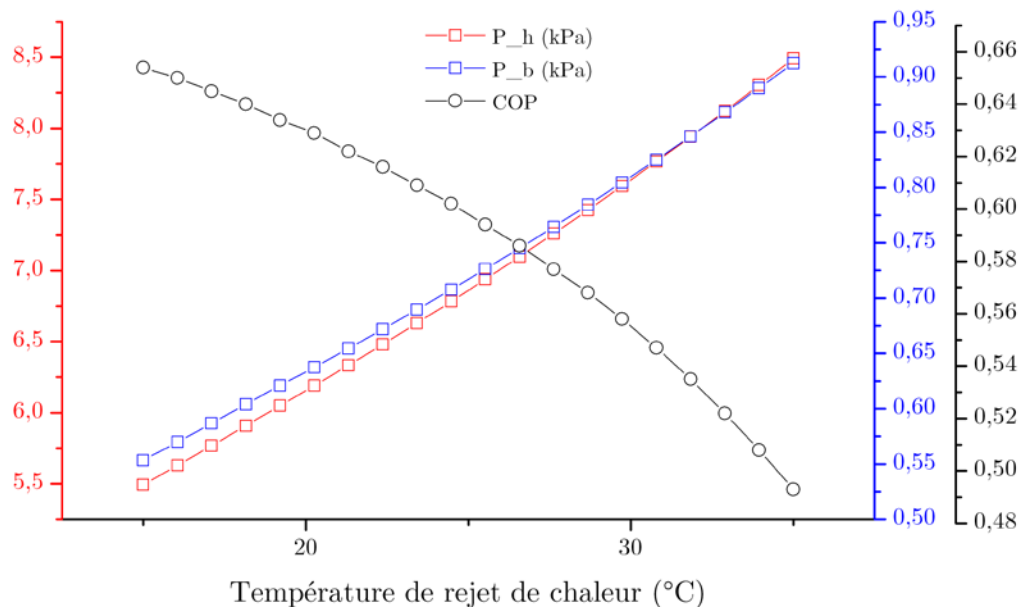


Figure III. 12 : Influence de la température de rejet de chaleur sur le COP et les pressions de travail

Dans ce même contexte, l'influence de la température du fluide de refroidissement agit de façon similaire sur la capacité frigorifique qui diminue de façon identique que le COP, *figure III.15*.

Par contre, l'influence du débit du fluide de refroidissement de l'absorbeur agit de façon antagoniste par rapport à celle de la température de rejet. En effet une augmentation du débit accroît le COP et la capacité frigorifique, *figure III.16*. Le même constat est émis quant à l'optimisation qui doit être faite pour la conciliation de ces deux paramètres déterminant la taille et les performances de l'absorbeur.

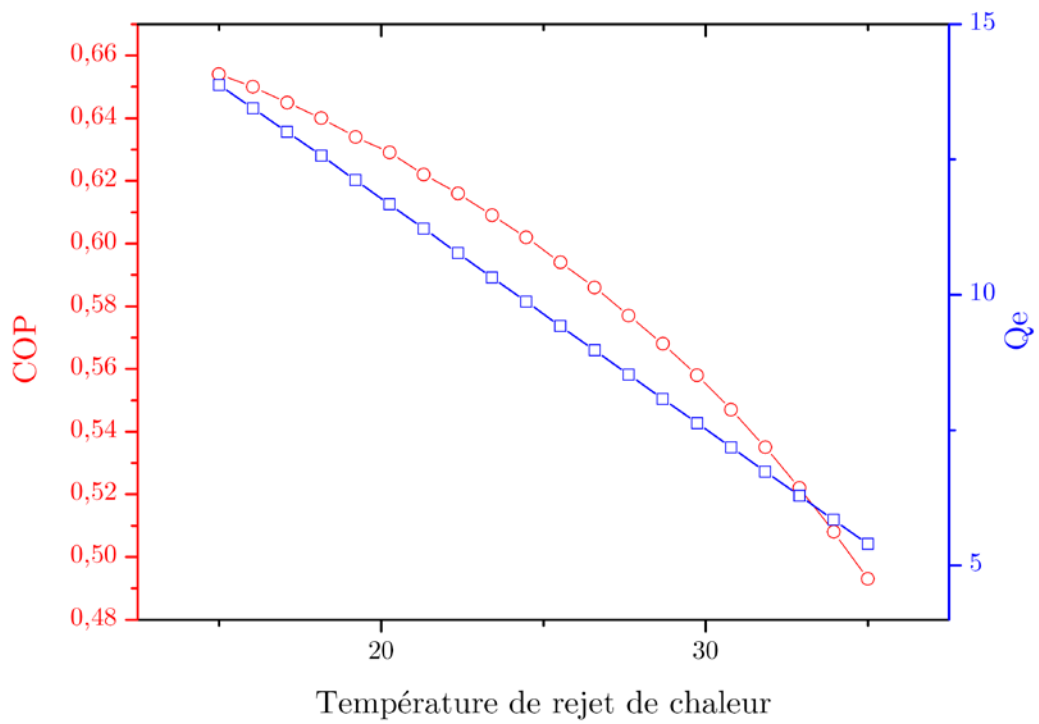


Figure III. 13: Influence de la température de rejet de chaleur sur le COP et la capacité frigorifique

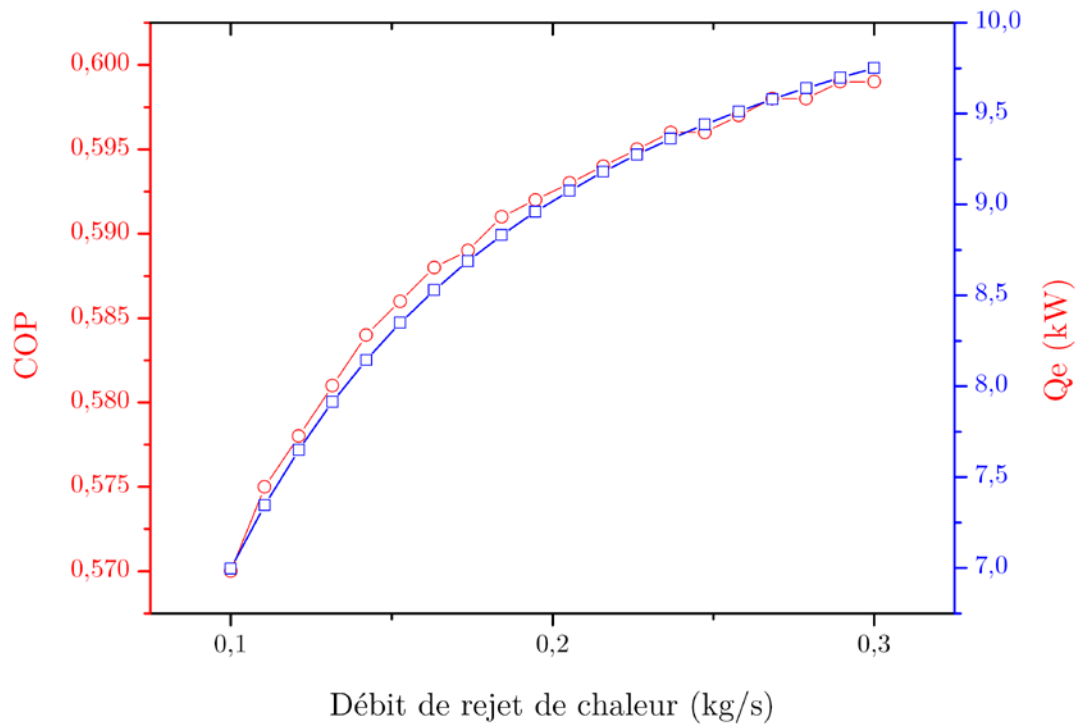


Figure III. 14 : Influence du débit de rejet de chaleur sur le COP et la capacité calorifique

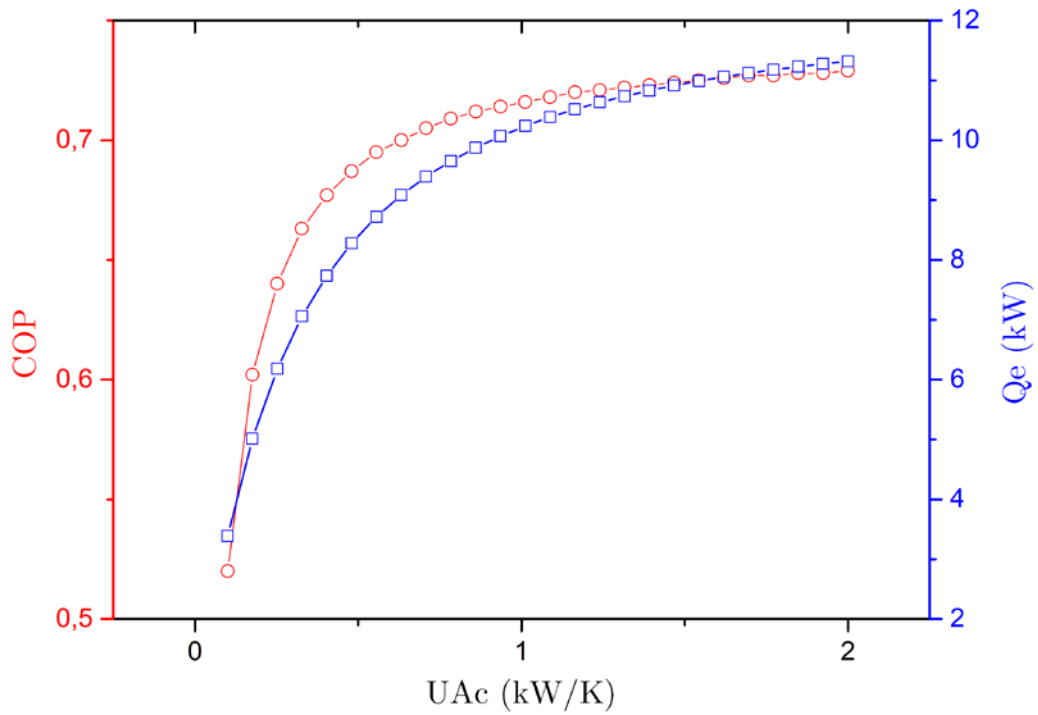


Figure III. 15 : Influence du coefficient global de transfert de chaleur du condenseur sur le COP et la capacité calorifique

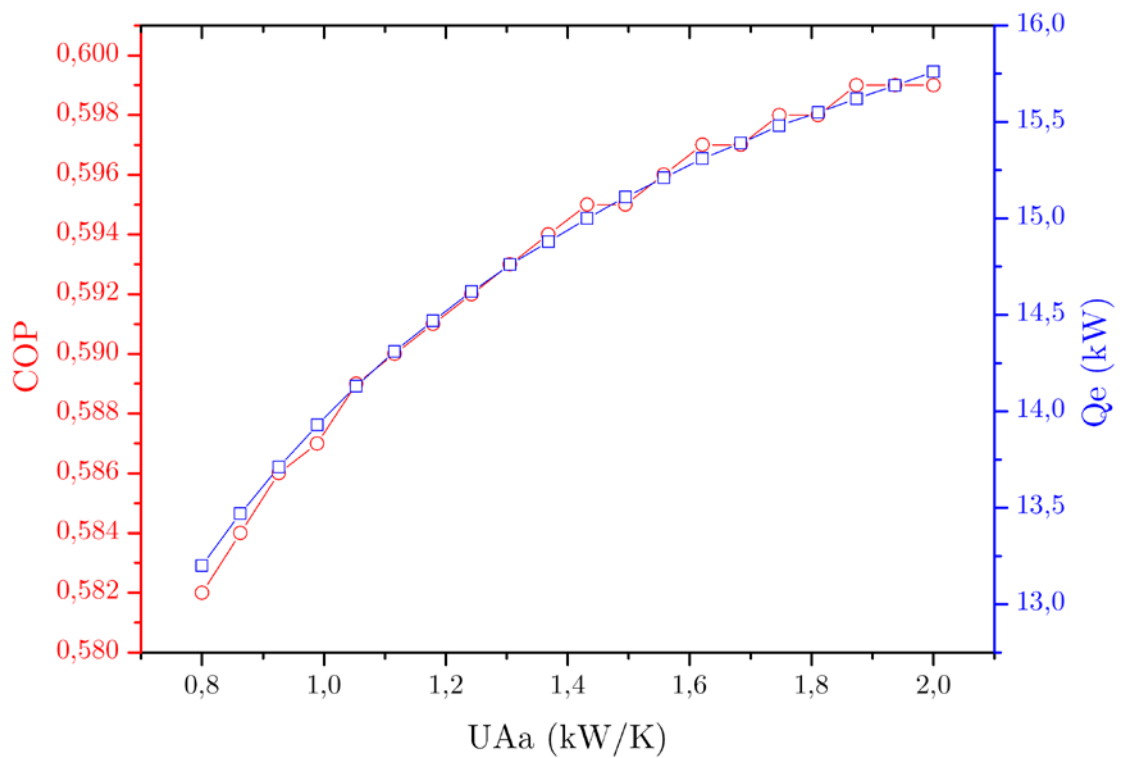


Figure III. 16 : Influence du coefficient global de transfert de chaleur de l'absorbeur sur le COP et la capacité calorifique

:

Les figures III.17 et III.18 illustrent l'influence de la taille des deux composants de rejet de chaleur à travers les coefficients globaux de transfert de chaleur. Il est à constater que plus ces coefficients sont importants, plus le COP et la capacité frigorifique sont importants. Certes, ces échangeurs évacuent rapidement et efficacement l'excédent de chaleur et permettent d'atteindre des performances relativement importantes mais pénalisent le coût d'investissement d'une part par leurs tailles (surfaces d'échange importantes) et d'une tour de refroidissement de taille aussi importante d'autre part.

III.4 Conclusions

Dans ce chapitre, deux études séparées ont été considérées. La première concerne la modélisation d'un capteur cylindro-parabolique et la seconde la simulation d'une installation de réfrigération à absorption à simple effet.

Le modèle mathématique du capteur cylindro-parabolique basé sur un bilan thermique entre les différents nœuds considérés a été développé. Le modèle proposé comprend les différents modes de transfert de chaleur et des corrélations de transfert de chaleur utilisés dans la littérature. Les résultats obtenus montrent un bon accord avec les données expérimentales, notamment pour le rendement et les pertes de transfert de chaleur. Le modèle peut ainsi servir à être adopté pour les projets de conception des applications solaires.

Le modèle thermodynamique de la machine à absorption à simple effet basé sur un bilan massique et énergétique est similaire dans une large mesure aux modèles fondamentaux que l'on rencontre dans la littérature. Compte tenu des hypothèses adoptées notamment celles liées à la supposition des points de saturation de la solution binaire au niveau des différents points indiqués, le modèle ne peut simuler de façon réaliste les systèmes réels de réfrigération à absorption. Toutefois, il est en mesure à travers l'étude paramétrique considérée de prévoir les flux d'énergie mis en jeu. Il est certain que l'augmentation de la température de désorption est bénéfique quant à l'accélération du processus de désorption. Toutefois, on constate que cette même augmentation induit de façon inévitable une hausse des quantités de chaleur au niveau de l'absorbeur et du condenseur qu'il est impératif d'évacuer en utilisant des systèmes de rejet chaleur plus grands et donc plus encombrants. Ce constat reste valable pour les composants de rejet de chaleur qui pénalisent le coût d'investissement par leur taille.

Références

- [1] D. Mugnier, «World Energy Outlook 2017,» janvier 2018. [En ligne]. Available: <https://www.iea.org/weo2017/>.
- [2] D. Mugnier et U. Jakob, «Keeping cool with the Sun,» *International and Sustainable Energy Reviews*, vol. 6, p. 28–30, 2012.
- [3] H. Price, E. Lüpfert, D. Kearney, E. Zarza et G. Cohen, «Advances in parabolic trough solar power technology,» *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 124, n° 12, p. 109–25, 2002.
- [4] S. A. Kalogirou, «Solar thermal collectors and applications,» *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 30, n° 13, pp. 231-295, 2004.
- [5] B. Yang, J. Zhao, W. Yao, Q. Zhu et H. Qu, «Feasibility and Potential of Parabolic Trough Solar Thermal Power Plants in Tibet of China,» chez *Power and Energy Engineering Conference (APPEEC), 2010 Asia-Pacific*, Chengdu, China, 15 April 2010.
- [6] M. A. Timothy et D. A. Brosseau, «Final Test Results for the Schott HCE on a LS-2 Collector,» National Technical Information Service, Albuquerque, New Mexico 87185 and Livermore, California 94550, 2005.
- [7] X. Li, W. Zhifeng, L. Xin, Y. Guofeng, S. Feihu, L. Dongqiang et L. Shidong, «A comparison of three test methods for determining the thermal performance of parabolic trough solar collectors,» *Solar Energy*, vol. 99, pp. 11-27, 2014.
- [8] S. A. Kalogirou, «A detailed thermal model of a parabolic trough collector receiver,» *Energy*, vol. 48, n° 11, pp. 298-306, 2012.
- [9] A. A. Hachicha, I. Rodríguez, R. Capdevila et A. Oliva, «Heat transfer analysis and numerical simulation of a parabolic trough solar collector,» *Applied Energy*, vol. 111, pp. 581-592, 2013.

- [10] J. A. Duffie et W. A. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, New Jersey, USA: Wiley & Sons, 2013.
- [11] J. P. Holman, *Heat Transfer*, New York, USA: McGraw-Hill Higher Education, 2001.
- [12] M. F. Modest, *Radiative Heat Transfer*, Elsevier Inc, 2013.
- [13] S. A. Kalogirou, *Solar engineering : Processes and Systems*, Elsevier Inc, 2009.
- [14] N. Naeeni et M. Yaghoubi, «Analysis of wind flow around a parabolic collector (2) heat transfer from receiver tube,» *Renewable Energy*, vol. 32, n° 18, pp. 1259-1272, 2007.
- [15] R. V. Padilla, G. Demirkaya, D. Y. Goswami et E. Stefanakos, «Heat transfer analysis of parabolic trough solar receiver,» *Applied Energy*, vol. 88, n° 11, pp. 5097-5110, 2011.
- [16] K. E. Herold, R. Radermacher et S. A. Klein, *ABSORPTION CHILLERS AND HEAT PUMPS*, New York: CRC Press, 2016.
- [17] G. A. Florides, S. A. Kalogirou, S. A. Tassou et L. C. Wrobel, «Design and construction of a LiBr-water absorption machine,» *Energy conversion management*, vol. 44, pp. 2483-2508, 2003.
- [18] «F-Chart Software internet website,» F-Chart Software, 2008. [En ligne]. Available: <http://www.fchart.com/ees/>. [Accès le 16 Mars 2016].

Conclusion générale

Conclusion générale

Les sources renouvelables d'énergie suscitent un intérêt considérable en raison de leurs avantages prometteurs. Allant de pair avec les systèmes photovoltaïques, les systèmes frigorifiques thermiquement entraînés gagnent en popularité partout dans le monde tant sur le plan domestique qu'industriel. Les projets de grande envergure instigués dans ce cadre à l'instar du *Solar Air-Conditioning in Europe* de l'Union Européenne, le projet *Solar Heating and Cooling Programme* de l'Agence Internationale de l'Energie en sont le meilleur indicateur. D'après le rapport de l'Agence Internationale de l'Energie dans son *World Energy Outlook* de 2017, près de 2200 installations de froid solaire ont été dénombrées dans le monde en 2014, tous types de technologies et de tailles confondus. C'est évidemment un marché très précoce par rapport aux dizaines de millions de systèmes de climatisation à compression de vapeur vendus dans le monde chaque année.

Conformément aux recommandations tirées de plusieurs travaux de recherche qui s'inspirent de l'expérience acquise dans ce domaine pendant les quelques décennies passées et qui stipulent que les systèmes basés sur des cycles fermés à absorption sont les plus adaptés à la réfrigération solaire, notre travail s'est concentré sur ces systèmes. En effet, les systèmes solaires à absorption permettent un fonctionnement possible pour une large plage de températures de la source de chaleur et un fonctionnement silencieux sans pièces mobiles et utilisent des fluides de travail respectueux de l'environnement. De plus, ils peuvent combiner la chaleur solaire disponible et la chaleur auxiliaire pour répondre à la demande en froid. Outre le coût élevé des systèmes solaires de production de froid, le faible nombre de systèmes démontre l'écart important entre l'expérience pratique dans la conception et l'exploitation de cette technologie prometteuse, ce qui constitue un obstacle important à la croissance des systèmes de réfrigération solaire.

Le but principal escompté de cette thèse a été de contribuer à la vulgarisation des systèmes solaires de réfrigération et de climatisation tant sur le plan fondamental de fonctionnement que sur le plan d'optimisation technico-économique à travers l'exposition des technologies utilisées dans ce domaine.

Cette thèse tente de partager l'expérience d'implantation des systèmes les plus rentables, en l'occurrence, les systèmes solaires à absorption à travers la description détaillée de ces systèmes avec leurs conditions d'opération, leurs configurations, les résultats obtenus. A travers l'étude critique menée en fin du chapitre second, on conclue qu'une mise en œuvre efficace de la réfrigération solaire à absorption ne peut être viable qu'en adoptant une conception holistique générale de la configuration d'une telle application tenant compte du capteur solaire, de la technologie de refroidissement, du stockage d'énergie, de l'apport de chauffage et

de refroidissement, les systèmes de rejet de chaleur et l'espace refroidi. En outre, pour assurer des économies d'énergie et un fonctionnement efficace du système, une connaissance mise à jour à travers des expériences de réalisation sont nécessaires. En plus, il est recommandé de garder la conception aussi simple que possible. Pour une optimisation économique, il est nécessaire d'augmenter l'utilisation de l'énergie solaire thermique à son maximum en combinant d'autres services domestiques avec l'installation de refroidissement solaire.

Les résultats du modèle mathématique du capteur cylindro-parabolique exposé montrent un bon accord avec les données expérimentales, notamment pour le rendement et les pertes de transfert de chaleur. Le modèle peut ainsi servir à être adopté pour les projets de conception des applications solaires.

Le modèle thermodynamique de la machine à absorption à simple similaire dans une large mesure aux modèles fondamentaux que l'on rencontre dans la littérature est en mesure de prévoir les flux d'énergie mis en jeu dans le système. Il est certain que l'augmentation de la température de désorption est bénéfique quant à l'accélération du processus de désorption. Toutefois, on constate que cette même augmentation induit de façon inévitable une hausse des quantités de chaleur au niveau de l'absorbeur et du condenseur qu'il est impératif d'évacuer en utilisant des systèmes de rejet chaleur plus grands et donc plus encombrants. Ce constat reste valable pour les composants de rejet de chaleur qui pénalisent le coût d'investissement par leur taille.

L'utilisation de l'énergie solaire pour la satisfaction des besoins en froid est prometteuse et techniquement prouvée mais n'arrive toujours pas concurrencer les systèmes classiques de réfrigération et de rafraîchissement sur le plan économique à cause des coûts d'investissement, sur le plan de fonctionnement à cause de l'instabilité de l'autonomie et sur le plan de maintenance à cause de leur besoin d'une main d'oeuvre qualifiée.

Annexe I

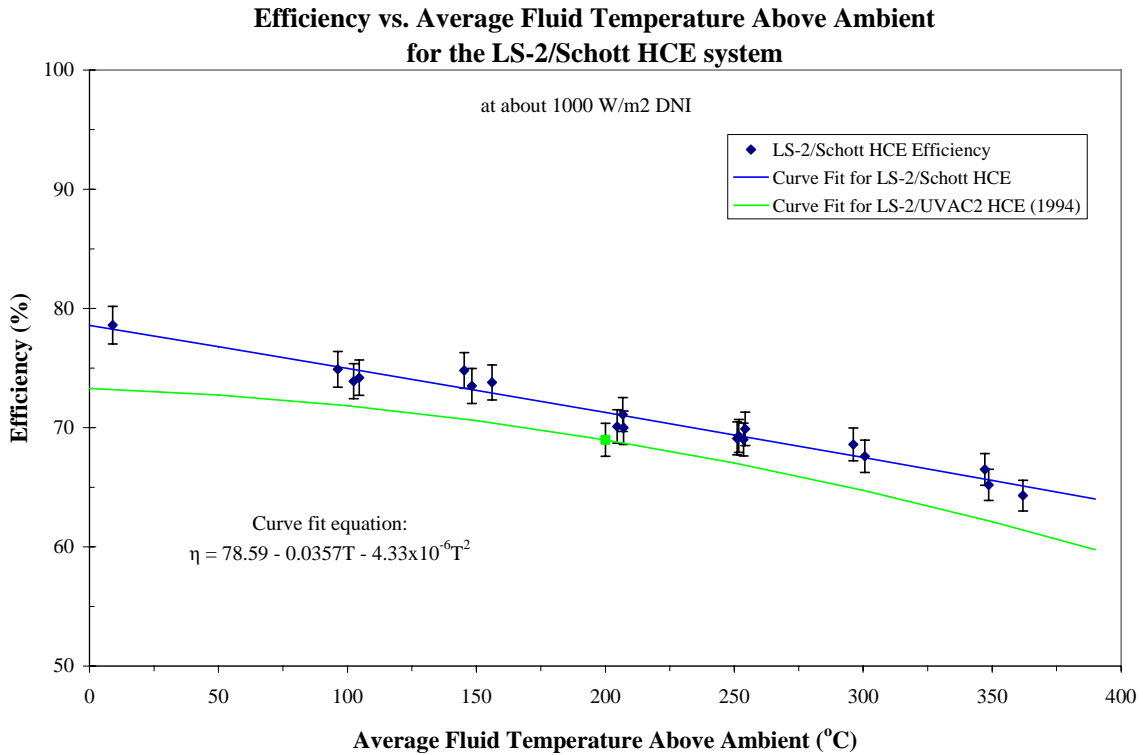


Figure 4: Plot of peak efficiencies vs. average HTF temperature through the HCE above ambient for the LS-2/Schott HCE test. Data from a previous test is also shown for comparison.

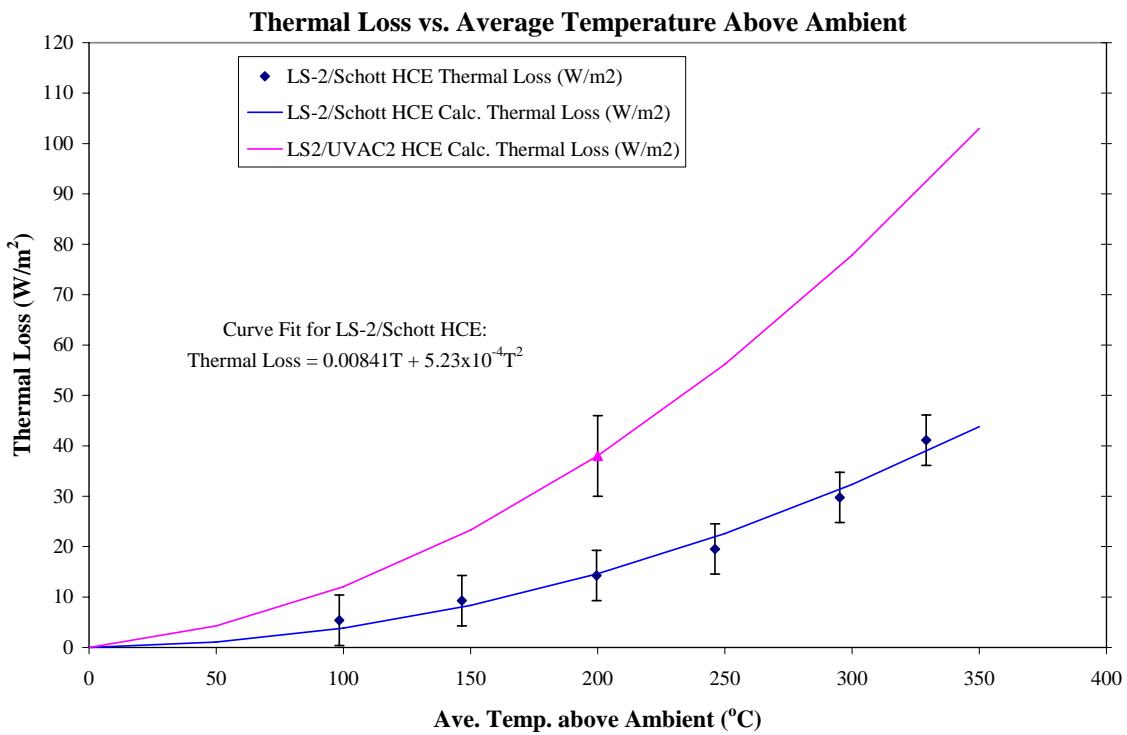


Figure 5: Plot showing the thermal loss for the LS-2/Schott HCE test at various temperatures. Data from a previous test is also shown for comparison.

Appendix C – Test Results

Table 1: Thermal Efficiency Test Data

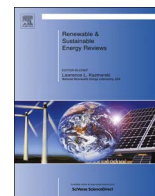
| Test Date | Average NIP | Average Ambient Air Temp | Average HTF Temp | | | Ave. HCE fluid Temp. Above Ambient | Average Flow Rate | Average Measured Efficiency | | Ave. Wind Speed | |
|-----------|------------------|--------------------------|------------------|--------|-------|------------------------------------|-------------------|-----------------------------|------|-----------------|-------|
| | | | Inlet | Outlet | ΔT | | | % | ± % | | |
| CY2004 | W/m ² | °C | °C | °C | °C | °C | gal/min | % | ± % | MPH | |
| 10/19 | 999.45 | 17.98 | 21.35 | 33.13 | 11.78 | 9.26 | 9.95 | 78.6 | 2.00 | 4.5 | water |
| 12/14 | 985.01 | 5.60 | 70.57 | 91.26 | 20.69 | 75.32 | 14.27 | 72.8 | 1.59 | 3.3 | 70 |
| 12/20 | 985.92 | 6.37 | 70.40 | 92.23 | 21.83 | 74.95 | 13.89 | 73.7 | 1.59 | 6.31 | |
| 11/18 | 938.04 | 13.95 | 100.05 | 120.45 | 20.40 | 96.30 | 14.21 | 74.9 | 1.67 | 6.2 | 100 |
| 12/14 | 991.38 | 6.13 | 98.08 | 118.27 | 20.19 | 102.05 | 14.74 | 72.8 | 1.65 | 5.0 | |
| 12/17 | 1029.05 | 6.38 | 100.02 | 121.98 | 21.96 | 104.62 | 14.34 | 74.2 | 1.61 | 3.1 | |
| 12/20 | 1020.75 | 8.38 | 100.01 | 121.60 | 21.59 | 102.43 | 14.44 | 73.9 | 1.59 | 8.66 | |
| 11/18 | 943.47 | 14.67 | 150.00 | 169.89 | 19.89 | 145.28 | 14.72 | 74.8 | 1.64 | 4.1 | 150 |
| 12/10 | 934.30 | 13.44 | 151.76 | 171.61 | 19.85 | 148.25 | 14.35 | 73.5 | 1.62 | 5.9 | |
| 12/14 | 984.76 | 6.64 | 149.71 | 169.82 | 20.11 | 153.13 | 14.68 | 72.3 | 1.63 | 8.2 | |
| 12/17 | 1028.58 | 5.57 | 150.97 | 172.28 | 21.31 | 156.06 | 14.78 | 73.8 | 1.62 | 3.6 | 200 |
| 12/2 | 1039.31 | 3.52 | 199.44 | 221.18 | 21.74 | 206.79 | 14.32 | 71.1 | 1.58 | 4.3 | |
| 12/3 | 1051.08 | 5.83 | 199.56 | 221.28 | 21.72 | 204.59 | 14.27 | 70.1 | 1.56 | 5.3 | |
| 12/3 | 1044.73 | 4.83 | 201.13 | 222.62 | 21.49 | 207.05 | 14.33 | 70.0 | 1.53 | 6.2 | 250 |
| 12/2 | 1035.56 | 5.76 | 249.19 | 270.84 | 21.65 | 254.26 | 14.42 | 69.9 | 1.58 | 3.5 | |
| 12/3 | 990.35 | 8.37 | 248.81 | 269.46 | 20.65 | 250.77 | 14.31 | 69.2 | 1.52 | 5.7 | |
| 12/3 | 997.43 | 8.03 | 248.91 | 269.72 | 20.81 | 251.29 | 14.30 | 69.2 | 1.85 | 6.5 | |
| 12/3 | 1003.67 | 7.73 | 248.99 | 269.95 | 20.96 | 251.74 | 14.30 | 69.3 | 1.59 | 7.1 | |
| 12/3 | 1047.49 | 7.19 | 249.89 | 271.70 | 21.81 | 253.61 | 14.29 | 69.0 | 1.00 | 4.8 | 300 |
| 12/2 | 953.29 | 7.63 | 298.27 | 318.20 | 19.93 | 300.61 | 14.45 | 67.6 | 1.59 | 3.0 | |
| 12/10 | 971.46 | 12.38 | 298.16 | 318.92 | 20.76 | 296.16 | 14.34 | 68.6 | 1.51 | 10.1 | |
| 12/9 | 1004.64 | 11.56 | 347.76 | 369.67 | 21.91 | 347.16 | 14.41 | 66.5 | 1.50 | 13.8 | 350 |
| 12/10 | 1016.51 | 10.64 | 348.39 | 370.30 | 21.91 | 348.71 | 14.30 | 65.2 | 1.43 | 3.9 | |
| 12/10 | 1015.78 | 11.98 | 362.97 | 384.92 | 21.95 | 361.97 | 14.35 | 64.3 | 1.47 | 7.9 | 365 |

Table 1 showing the data collected during testing the Schott HCE on the LS-2 dish with color coding to show the different regions of stable temperature.

Table 2: Heat Loss Test Data

| Test Date | Ave HCE Fluid Temp Above Ambient | ΔT Across HCE | LS-2/Schott HCE Thermal Loss (W/m ²) | thermal loss measurement error |
|------------|----------------------------------|---------------|--|--------------------------------|
| | °C | °C | W/m ² | ± W/m ² |
| 12/13/2004 | 98.34 | -0.15 | 5.38 | 4.25 |
| 12/13/2004 | 146.59 | -0.27 | 9.28 | 4.36 |
| 12/13/2004 | 199.53 | -0.41 | 14.28 | 4.26 |
| 12/14/2004 | 246.13 | -0.58 | 19.53 | 4.09 |
| 12/14/2004 | 295.17 | -0.90 | 29.77 | 4.09 |
| 12/14/2004 | 329.10 | -1.29 | 41.13 | 3.89 |

Table 2 shows the data collected during thermal loss testing with the Schott HCE on the LS-2 dish.



An illustrated review on solar absorption cooling experimental studies



A. Aliane^{a,*}, S. Abboudi^b, C. Seladji^a, B. Guendouz^a

^a Laboratoire "Énergétique et thermique appliquée", University of Tlemcen, Algeria

^b Laboratoire M3M-IRTES-UTBM, France

ARTICLE INFO

Article history:

Received 29 January 2015

Received in revised form

12 May 2016

Accepted 4 July 2016

Keywords:

Review article

Solar cooling

Solar absorption cooling

Experimental study

ABSTRACT

This paper constitutes a first part of a literature review on solar absorption cooling studies. It is dedicated to experimental studies. Based on several experimental studies intentionally selected, this review aims to highlight the operational aspects inherent to drive an absorption chiller by solar heat. Such an installation is the product of the interconnection of several components. The separate operation of each component under defined environmental conditions differs from its operation as a part of the overall system because of the varying temperature levels and heat transfer rates because of the inherently variable and unpredictable nature of the intensity of the solar energy on the one hand and the encountered heat losses within the installation itself on the other hand. Also, this review aims to provide to the reader a summary of results and conclusions from different case studies and identify the shortcomings of these systems through a comparative study. It was felt that illustrating the review with selected results would be very beneficial and more informative to the reader. The operating principles of a variety of solar absorption cooling options are presented. Each system description is supported by a related literature review concerning a short historical development, reported demonstration projects and performance data. It begins with the early studies motivated by the energy crisis where no economic consideration was observed in the conception of the experimental facilities to the most recent investigations that take into account the economic aspect by modifying the experimental setup configuration or combining solar cooling with other cooling modes or even implementing innovative heat storage and rejection systems.

© 2016 Elsevier Ltd. All rights reserved.

Contents

| | |
|---|-----|
| 1. Introduction | 443 |
| 1.1. A brief literature survey on solar cooling reviews | 444 |
| 2. Solar cooling | 445 |
| 3. Solar absorption cooling systems | 446 |
| 3.1. The single-effect absorption cycle | 446 |
| 3.2. The double-effect absorption cycle | 446 |
| 3.3. The half-effect solar absorption | 446 |
| 4. Solar absorption cooling experimental investigations | 447 |
| 5. Analysis and discussion | 455 |
| 6. Conclusions | 456 |
| References | 457 |

1. Introduction

Estimates of global energy consumption from 2003 to 2030

* Corresponding author.

E-mail addresses: abdennouraliane@yahoo.fr (A. Aliane), said.abboudi@utbm.fr (S. Abboudi), seladji@yahoo.fr (C. Seladji), guendouze_b@yahoo.fr (B. Guendouz).

<http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2016.07.012>

1364-0321/© 2016 Elsevier Ltd. All rights reserved.

indicate an increase of about 71% [1]. Increasing rates of population growth, economic development and per capita energy consumption constitute the major force causing increase in energy demand, which could reach 35% from 2010 to 2035 according to the International Energy Agency [2]. More than ever, there is a general consensus among the scientific community that if human activities continue with the same cadence, the globally averaged surface temperature is projected to increase by 1.4–5.8 °C over the

period 1990–2100 [3]. This phenomenon will worsen environmental problems that are already responsible for planetary scale disasters despite the measures taken by the international community to stop the process.

Among these measures, the Kyoto Protocol is an international agreement under which industrialised countries must reduce their collective emissions of greenhouse gases by 5.2% compared to the year 1990. Especially regarding the reduction of carbon dioxide, being an inevitable by-product of industrial activities [4].

Along with the global warming impacts and climate changes, the demands for air-conditioning and refrigeration continue to grow due to increasing thermal loads, increasing living standards and occupant comfort demands, building architectural characteristics and trends, like an increasing ratio of transparent to opaque surfaces in the building envelope [5]. The energy consumption for air conditioning systems has been estimated to be 45% of the whole households and commercial buildings [6]. Almost of these demands is always satisfied by conventional vapour compression machines that are dominating electricity consumers and lead to frequent high electricity peak loads during summer, particularly in regions with warm and arid climate [1]. Although there are numerous attempts to improve efficiencies of conventional machines to reduce their energy consumption, these machines contribute significantly in an opposite way to the international regulations to global warming and depleting the ozone layer through using harmful refrigerants [7].

To meet the energy demands and mitigate the problems associated with climate change, there is a worldwide consensus among scientists and politicians that using renewable and clean energies is a key solution. Among the main issues, solar cooling is considered as an intuitive and attractive solution since the cooling demand coincides mostly with the intensity of solar radiation. Many demonstration and development projects of solar cooling technologies were initiated since the eighties [8] and various solar cooling technologies are available in the market [9].

However, a large market penetration of solar cooling technology has a lot of barriers. The high costs of absorption chillers, as well as lack of standardisation, market familiarity and compatibility with building design. The need of a cooling tower is also a barrier for absorption chillers commercialization [10]. To better address these issues and reconcile these conditions that many projects continue to be initiated such as those initiated in the frame of the Solar Heating & Cooling Programme (SHC) of the International Energy Agency and those funded by the European Commission like SACE (Solar Air Conditioning in Europe), CLIMA-SOL CESAR (Cost-Effective Solar AiR conditioning), (SOLAIR), etc. The purpose of these projects is to develop a small scale, cost-efficient absorption cooling unit, with efficient ambient air heat dissipation and which can use renewable heat sources and therefore have a minimum electricity consumption [11].

1.1. A brief literature survey on solar cooling reviews

Solar absorption cooling has been actively investigated for nearly fifty years and the development of solar cooling techniques was always supported by a prolific literature that attempts to understand and master their different aspects.

Tabor [12] presented the general technical and theoretical aspects of solar cooling devices in both domains of refrigeration and air-conditioning. Their economic aspects were also discussed. He concluded that among the heat-operated cooling devices, the most promising in a solar use are the closed-cycle absorption machines.

Grossman and Johannsen [13] described the various approaches of solar cooling and presented their thermodynamic principles. The different methods and cycles were compared. In a more recent paper [14], Grossman described the up-to-date trends

in solar-powered air-conditioning which has been influenced by the growing awareness of global warming and other environmental problems. It was mentioned that closed-cycle heat-powered cooling technology is mainly dominated by LiBr–H₂O absorption chillers. The principles of multi-staging absorption systems were described. These systems which make it possible to reduce the amount of heat required per kW of cooling but require high-temperature solar collectors.

Being based on papers and discussions of the workshops held in 1994 in Dresden and 1995 in Freiburg, Germany, Lamp and Ziegler [8] reported the new trends leading to an innovative design of both solar collectors and chillers over the European research experiences up to 1996. It was stated that cheaper collectors providing higher temperatures and specially designed chillers for use with low-grade heat as input were being investigated.

In their handbook, Henning et al. [15] discussed practical design aspects of thermally driven cooling systems and solar collectors. The systems under consideration are generally divided into two main categories: closed and open cycles. The handbook also puts a major focus on the entire systems including all auxiliary components and experiences derived from real life installations.

Kim and Infante Ferreira [4] presented a state-of-the-art review of solar refrigeration technologies. Besides solar thermal and solar electric technologies, some new emerging technologies were presented. An economic and efficiency comparison between the different solutions was performed. The electric and thermo-mechanical systems were judged more expensive than thermal sorption systems. Although the absorption and adsorption systems are comparable in terms of performance, the adsorption ones are more expensive and bulkier than the absorption chillers. The single-effect LiBr–H₂O was estimated to be the lowest cost alternative. In another most recent paper, the same authors [9] investigated the most promising alternatives among the solar methods used to supply the cooling needs in residential and utility buildings in northern and southern Europe. Vapour compression systems combined to PV collectors seems to be the most attractive solution followed by vapour compression systems driven by electricity provided by parabolic dish collectors and Stirling engines. The best thermal alternative is the double-effect absorption machine driven by a concentrating trough collector followed by desiccant systems equipped with flat-plate collectors while the adsorption systems option remains more expensive.

Chidambaram et al. [16] reviewed research articles in the field of solar cooling techniques, solar collectors and storage methods using thermal stratification and cascaded thermal storage systems. It was outlined from the review that thermal storage is essential in the solar circuit, in order to take maximum advantage of the solar resource and control differences between the cooling/heating demand and solar radiation availability. Although solar cooling is an emerging market with a promising potential, the success of its technologies depend on the promotional schemes offered by the policymakers.

Hassan et al. [7] presented a comprehensive literature review on absorption based solar-powered refrigeration and air-conditioning systems. Beside the presentation of thermodynamic operating principles of these systems, a discussion of the previous experimental and numerical studies was given.

Aiming to draw a picture about the solar cooling concept based on the use of concentrating solar collectors, Ayadi et al. [17] exposed the reasons behind the selection of these solar collection technologies for solar cooling applications. It has been claimed that starting from 2004, the number of installations was growing and that commercially available single axis parabolic trough collectors and Fresnel solar collectors were combined with double-effect LiBr–H₂O and single-effect H₂O–NH₃ absorption chillers. Also, it has been stated that best performances are achieved with

wet cooled multi effect LiBr–H₂O chillers.

Khatib et al. [18] reviewed the different modelling techniques that can provide solar radiation data. They were classified with respect to the nature of the modelling technique. For all modelling techniques (linear, non-linear, artificial intelligence) considered, ambient temperature, relative humidity and sunshine ratio were the main correlated parameters.

Kalkan et al. [19] described solar driven air conditioning technologies. Thermodynamic basics of absorption and desiccant cooling were presented. Also, recent examples of solar air conditioning systems were presented with respect to their working performance and system description. The main objective was to present how a solar system can produce cooling while reducing the footprint of its integration with existing and future buildings.

Ullah et al. [20] presented a review of different solar thermal refrigeration systems, with a specific focus on solar absorption refrigeration systems and solar adsorption refrigeration systems with various working pairs. For the different working pairs, coefficients of performance, specific cooling power, cooling capacity and minimum and maximum working temperatures are outlined. The study also explored solar thermal hybrid cooling systems with heterogeneous composite pairs. It was concluded that solar assisted cooling systems can lead to primary energy savings in the range of 40–50%, related cost of saved primary energy lies at about 0.07 €/kW h for the most promising conditions. However, further research and development activities are necessary in order to promote market integration and to reduce the cost of using solar assisted air conditioning in buildings.

Otanicar et al. [21] presented a technical and economic comparison of existing solar cooling approaches, including both thermally and electrically driven including estimates of the environmental impacts of the key components in each solar cooling system. It was concluded that solar electric cooling will require lowest capital investments in 2030 due to the high COPs of vapour compression refrigeration and strong cost reduction targets for PV technology.

Al-Alili et al. [22] provided overviews for working principles of solar thermally operated cooling technologies. Also, the authors reviewed advancements in research of these technologies through a literature study. It was that research in solar absorption and adsorption cycles is focused on the development of new refrigerant-absorbent and refrigerant-adsorbent pairs, the investigation of various system configurations and the improvement of the cycle components in order to enhance the solar fraction, extend the cycle operation and increase system efficiency.

Most recently, Nkwetta and Sandercock [23] reviewed the theoretical and experimental methods powering solar air-conditioning systems. It was stated that a prior theoretical modelling of both the whole system and its components is critical before experimentation and fabrication. Based on cost effectiveness, the authors concluded that solar cooling systems should operate in combination with water heating techniques (sterilisation, water treatment) and that the use of low concentrator and concentrator augmented systems would be cost effective and more efficient.

Based on several experimental studies intentionally selected, this review aims to highlight the operational aspects inherent to drive an absorption chiller by solar heat. Such an installation is the product of the interconnection of several components. The separate operation of each component under defined environmental conditions differs from its operation as a part of the overall system because of the varying temperature levels and heat transfer rates because of the inherently variable and unpredictable nature of the intensity of the solar energy on the one hand and the encountered heat losses within the installation itself on the other hand. Also, this review is to provide to the reader a summary of results and conclusions from different case studies and identify the

shortcomings of these systems through a comparative study.

Through this literature review, we try to share how the consideration of researchers to experiment and implement solar absorption cooling has evolved since the early studies. It attempts to provide sufficient information on the assigned objectives, the composition of the used facilities, the environmental conditions and the obtained results.

This study constitutes a first part of a review article which aims to summarise the solar absorption cooling studies. This first part is dedicated to experimental studies. Future papers will be devoted to numerical studies and economic evaluations. The main objective of this paper is to provide to the reader a summary of results and conclusions from the studied cases. We felt that sharing the findings of solar absorption cooling experiments implemented in different regions under different conditions by illustrating the review with selected results would be very beneficial and more informative. The exposed experimental studies are different from each other because each attempts to improve the system performance by making changes in the configuration of the basic solar cooling system.

In a former part of this paper, the operating principles of a variety of solar absorption cooling options are presented. Each system description is supported by a related literature review concerning a short historical development, reported demonstration projects and performance data.

The second part of the paper is devoted to solar absorption experimental studies. Some relevant results are reported and commented from each study case. It begins with the early studies motivated by the seventies energy crisis where no economic consideration was observed in the conception of the experimental facilities to the most recent investigations that combine numerical tools with the experimental investigation taking into account the economic aspect [1].

2. Solar cooling

At the world exhibition in Paris in 1878, Augustin Mouchot combined his first solar parabolic collector, designed several years ago to produce power, with the ammonia-water absorption cooling machine of Edmond Carré to produce ice and that was fascinating. However, lower energy prices and diversified sources acted against using solar radiation as an alternative source of energy [17]. It was not until 1973 that the world has paid much attention to renewable forms of energy because of the first oil shock. This consideration was supported a decade later by international cooperation to cope with environmental problems caused by fossil fuels. In the aftermath, many solar cooling demonstration projects have emerged in the eighties [8].

Depending on the solar conversion mode and the cooling process nature, there is a wide range of proven possibilities to produce cold from solar energy. A solar electric cooling system is a device where solar energy is converted into electrical energy and used for refrigeration according to well-known physical or chemical processes [24]. A solar thermal cooling system uses solar heat rather than solar electricity to produce cold [19].

Experience has shown that closed-cycle systems most suitable for solar cooling are based on absorption cycles [12,14]. Absorption systems allow possible operation at wide ranges of heat source temperatures and quiet operation with no moving parts and use environmentally safe working fluids. In addition, they can combine available solar heat with back-up heat for meeting the cooling demand [13]. Balaras et al. [25] reported that 70% of the solar air-conditioning projects in the SACE (Solar Air-Conditioning in Europe) database employ absorption technology based on the LiBr–H₂O working pair.

3. Solar absorption cooling systems

Absorption cooling is mainly based on the affinity of two substances at different states to form a solution or a mixture. This process depends on the temperature and the pressure levels. At a low temperature and pressure level, the liquid absorbent absorbs the refrigerant vapour and at a high level it releases it. This phenomenon is exploited to pump the refrigerant from the evaporator to the condenser using a solution pump instead the intensive energy consuming vapour compressor. The first machine patented in 1859 by the French engineer Ferdinand Carré used water as absorbent and ammonia as refrigerant [7]. In 1950, the new LiBr–H₂O working pair was used in absorption technology [26]. Although many working pairs are reported in literature [27], the commonly used working pairs remain the LiBr–H₂O and H₂O–NH₃ pairs. More efficient, the former is based on a non-volatile absorbent (lithium bromide salt) and is used in air-conditioning applications. The second based on a volatile absorbent (water) is used in the refrigeration field and always needs an extra-rectifier to provide a pure refrigerant [26]. At the same driving temperature range, a LiBr–H₂O absorption chiller yields higher COPs than an H₂O–NH₃ absorption chiller due the large latent heat of water with respect to ammonia. Furthermore, the H₂O–NH₃ pair is not suitable for solar applications because of the high temperature needed in the generator (125–170 °C). This temperature can only be obtained with medium concentration ratio parabolic trough collectors, which due to increased maintenance requirements cannot be installed in private houses [28]. As illustrated in Fig. 1, an absorption machine is composed in its refrigerant side of the same components as a vapour compression machine namely a condenser, a throttle valve and an evaporator. A thermal compressor consisting of a generator, an absorber, a throttle valve and a recirculating solution pump replace the mechanical compressor. The evaporator feeds the absorber with refrigerant vapour. The binary solution becomes rich and is pumped to the generator where the extra thermal energy separates the refrigerant vapour from the rich-solution which becomes poor in refrigerant. The weak-solution then returns to the absorber via a pressure-relief valve. The refrigerant vapour is drawn to the condenser. The liquid refrigerant is expanded to the evaporator via a throttle valve. The solution heat exchanger is used to recover the internal heat and enhance the system performance up to 60% [20].

According to the thermodynamic cycle arrangement, the absorption systems can be divided into single-effect, half-effect, and multi-effect solar absorption cycles. The two former systems require relatively lower hot-water temperatures with respect to the latter systems [14].

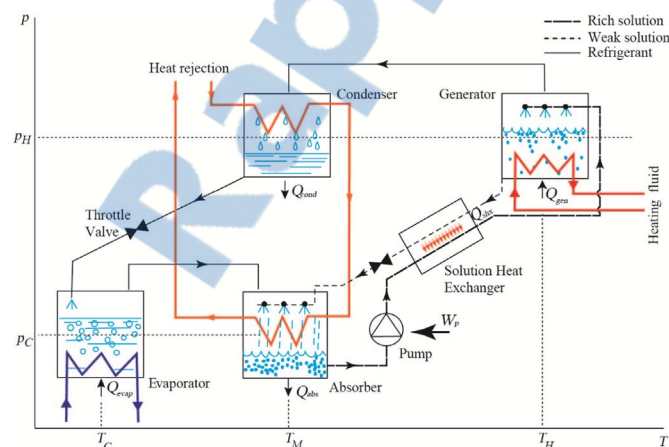


Fig. 1. Schematic of a simple effect absorption cooling machine.

3.1. The single-effect absorption cycle

The single-effect absorption cycle is the simplest arrangement of solar absorption technology. It consists of the same system illustrated by the Fig. 1, which is combined with a solar collector and a hot storage tank, Fig. 2. The driving heat provided by the conventional heater is partly replaced by the solar collected heat. When there is an excess of heat production, the supplement is stored in a storage tank and if there is not enough heat to drive the process, a backup heater is actuated. The majority of solar cooling systems available in the market are based on the single-effect LiBr–H₂O absorption chillers fed by flat-plate or evacuated-tube collectors [29]. The COP of a single-effect absorption chiller ranges from 0.6 to 0.8. The driving temperatures are in the range of 80–100 °C for a water-cooled system and those of air-cooled systems need to be roughly 30 K higher [4].

3.2. The double-effect absorption cycle

Beside the single-effect absorption machines, the double-effect machines are used in a few solar cooling projects [30–32]. The double-effect system can be achieved by superposing an extra stage cycle to the single effect cycle. As illustrated by Fig. 3, two generators working at different temperatures are operated in series, whereby the condenser heat of the refrigerant desorbed from the high-pressure generator is used to heat the low-pressure generator [29]. Solar energy together with water vapour generated in the high-pressure generator provide energy to the low-pressure generator. The temperature of hot water supplied to the low-pressure generator is close to 90 °C [29]. The double-effect cycle has a double COP value compared with that of single effect systems, in the range of 1.1 and 1.2. However, driving temperatures in the range of 140–180 °C are typically required to drive the cycle. To provide such high temperatures highly concentrating solar systems like parabolic trough or linear Fresnel collectors are required [5]. This type of systems is only available in the range of large capacities of some 100 kW and above [4].

The comparison made by Grossman [14] between the single-effect, double-effect and triple-effect chillers for solar-powered air-conditioning systems showed that the economics of these systems are dominated by the cost of the solar part. The higher COPs attained by the multi-effect systems are penalised by the higher cost of the necessary high temperature collectors.

3.3. The half-effect solar absorption

Having the advantage to be driven at a relatively low temperature, the half-effect cycle takes its name from the COP, which is roughly half of that of the single-effect cycle. It is also known as the two stage or the double-lift cycle. Fig. 4 illustrates a schematic diagram of the half-effect absorption cycle. Kim and Machielsen [33] concluded through a comparative study in terms of manufacturing cost and performance of various absorption chillers that a half-effect LiBr–H₂O cycle would be the best alternative for air-cooled solar absorption air conditioning. This was with respect to initial solar collector cost thanks to the low driving temperature of the half-effect absorption cycle and the good thermodynamic properties of the working pair.

However, such systems would require about 40% more heat exchange surface and 10–60% more collector area compared to single effect system of the same cooling capacity. Arivazhagan et al. [34] experimented a half-effect absorption system using the organic working pair DMAC–R134a. An evaporation temperature of –7 °C and a COP of approximately 0.36 were attained with a generator temperature varying in the range of 55–75 °C. Although the COP was 33% relatively to that attained with the H₂O–NH₃

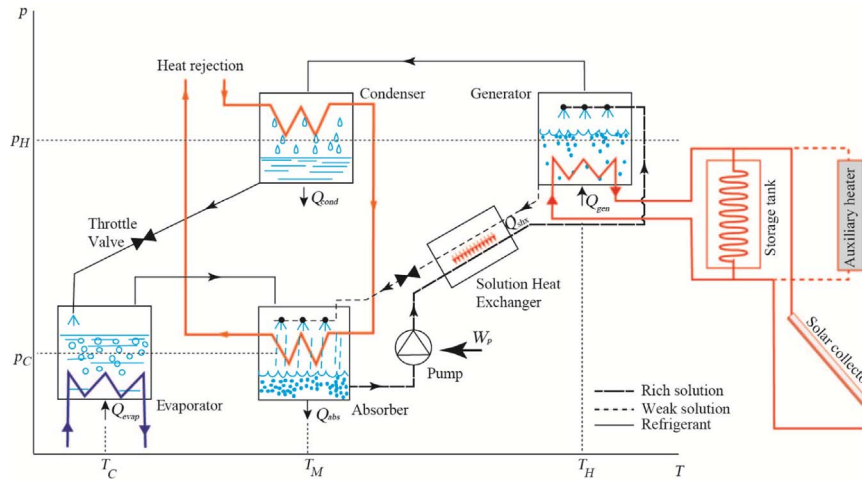


Fig. 2. Schematic of a single-effect solar absorption chiller.

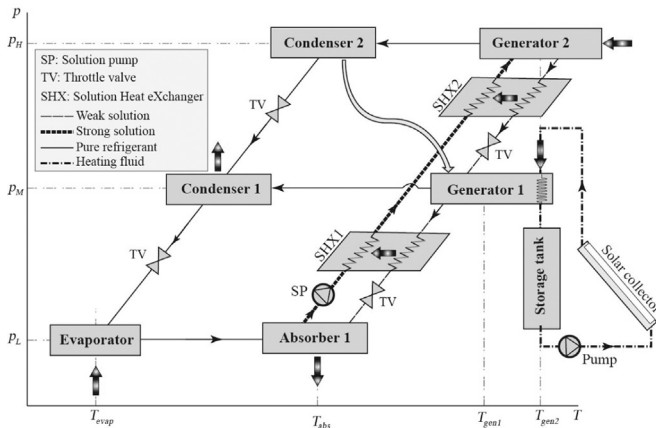


Fig. 3. Schematic of double-effect solar absorption chiller.

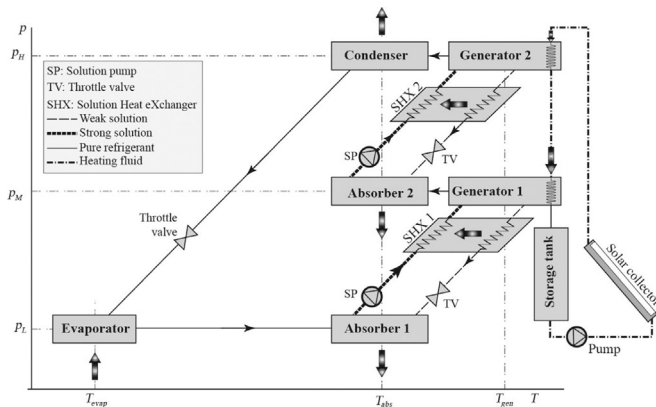


Fig. 4. Schematic of a half-effect solar absorption chiller.

working pair, the use of this toxic and flammable working pair needs rectification.

4. Solar absorption cooling experimental investigations

The experimental studies reviewed in this paper are purposely chosen to present the solar absorption cooling process depending on the system configuration and the aspects studied. Noting that these experimentations were performed for different purposes, the principal underlying objective is to contribute to make simple

and efficient the implementation of solar absorption cooling through the highlighting of all phenomena influencing the performance of such an application.

At the site of Ohbayashi-Gumi Technical Research Institute in Tokyo, Nakahara et al. [35] studied the operation of a solar absorption cooling system designed to provide thermal comfort in a typical 80 m² office room. The system consisted of a LiBr–H₂O Yazaki absorption machine with a nominal cooling capacity of 7.03 kW fed by 32.2 m² double-glazed selective surface of copper with a design outlet temperature of 45 °C in winter and 75 °C in summer through a 2.5 m³ hot storage tank. An auxiliary heater of a heating capacity of 14 kW was the backup system. Because demonstration projects were in their early stage, no economic consideration has been taken into account and the purpose of the installed system was to get useful data to better design future solar cooling systems for a large scale utilisation in office, public and individual buildings.

Several interesting aspects were examined like the effect of inlet water temperature to collector on efficiency and the effect of temperature stratification in the hot storage tank. The carried results concerned the efficiency of solar heat collection, winter heating operation and summer cooling operation. Concerning the latter operation mode, Fig. 5 illustrates the measured COP and cooling capacity of the absorption machine depending on the variation of the generator inlet temperature between 70 °C and 95 °C. As the temperature rises, the COP drops, while the cooling capacity increases. Noting that these curves greatly vary under the influence of condensing temperature and evaporating temperature, it was found that a temperature of 78 °C would be appropriate for the installed machine.

Fig. 6 shows the system operation results on a typical sunny day (September 16th, 1975). It contains all the key parameters that determine the performance of solar absorption plants, viz. solar insolation, collector efficiency, COP, auxiliary heat consumption, inlet and outlet generator temperature cooling water to condenser, chilled water to fan coil unit etc. The achieved averaged chiller cooling COP was about 0.55 with averaged inlet generator temperature of 82.5 °C. Actual values for such absorption machines are in the range 80–100 °C for driving temperatures and 0.7 for COP [5,10]. This study highlighted the majority of key parameters that influence solar absorption. Noting the worsening effect of the intermittent operation of the chiller on the performance, the authors judged advisable the use of a second high temperature storage tank in the secondary cycle to ensure continuous operation of the chiller. Furthermore, the size of the hot water storage tank would be lessened by adding a chilled water storage tank and so the

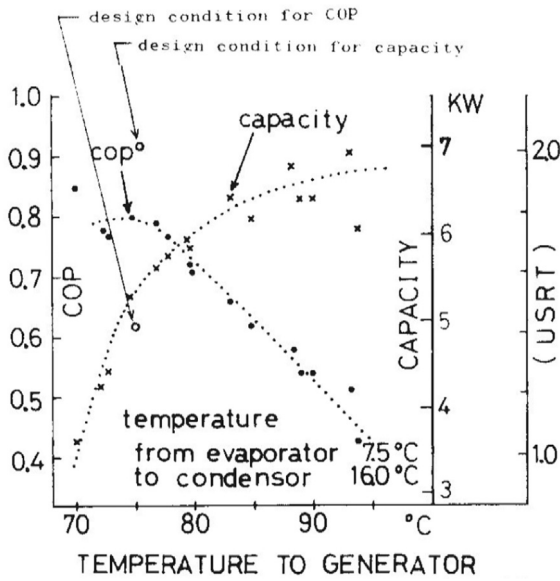


Fig. 5. Measured COP and capacity of absorption refrigeration machine [35].

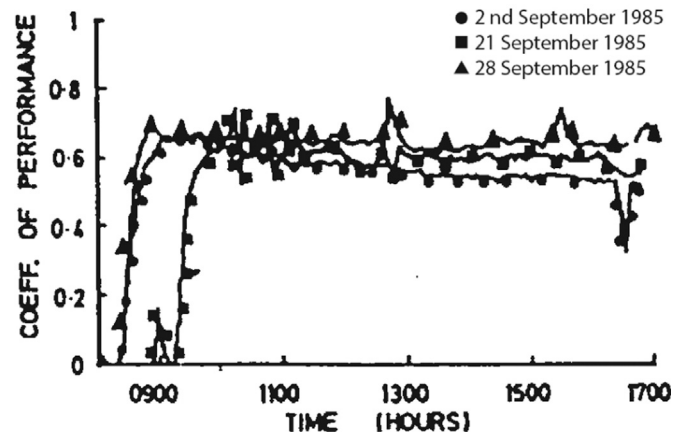


Fig. 7. Evolution of the instantaneous chiller COP [36].

weekly energy performance. The solar and auxiliary heater contributions were carried out and a comparison of the system performance against those of two other systems installed in USA was made. A comparison of the plant daily performance was made on a poor day (2nd September 1985), a good day (21st September 1985) and an average day (28th September 1985).

Fig. 7 shows the evolution of the instantaneous chiller COP. There was no energy collected and delivered to the storage tank on the poor day. The sudden variations in COP were due to the switching-over from using the solar heated water to water heated by the auxiliary heater. The average weekly key parameters were summarised over several weeks. The auxiliary heater and solar energy contributions in cold production were represented. Noting the low cooling load of the building which has been monitored without occupancy, the solar energy consumed by the generator was less than that collected. About 21% of the collected solar heat was lost on the hot water side. The system provided an average cooling capacity of 4 kW with a COP of 0.58 at a solar fraction of 0.388% and 9.9% of the incident solar energy was converted into cooling effect. The comparison of the system with two other systems implemented in USA showed that even though Singapore is situated at the equator, a lower solar radiation was registered and consequently a lower collector efficiency, probably due to the overcast monitored days and the short day sunshine durations in summer. Even so, the system was competitive in terms of thermal efficiency and COP.

Nakahara et al. [35] mentioned the effect of the hot storage tank temperature level on solar absorption cooling performance. It was recommended that the use of a separate high level temperature storage tank would be beneficial to improve the performance of solar absorption cooling. To get more information about the stratification effect on performance, Li and Sumathy [37] conducted experiments on a solar powered absorption air conditioning system during summer 1999. The system tested in Hong Kong, consists of a LiBr–H₂O Yazaki single effect absorption chiller of 4.7 kW cooling capacity driven by a flat-plate collector array of 38 m². The hot water delivered by the solar field is stored in a partitioned tank of 2.75 m³ capacity. The upper part has a volume of one-fourth the whole tank and is used for the morning operation while the whole tank is used in the afternoon. A 12 kW auxiliary heater was used to assist the solar collection and a 12.4 kW cooling tower to heat rejection. The partition is performed by two baffle plates in the upper position. This arrangement would have helped to maintain a stratified temperature profile in the storage tank. The purpose of the study was to improve the system performance by comparing two operating modes: a partitioned tank mode and a whole tank mode under different climatic conditions. Depending on the temperature

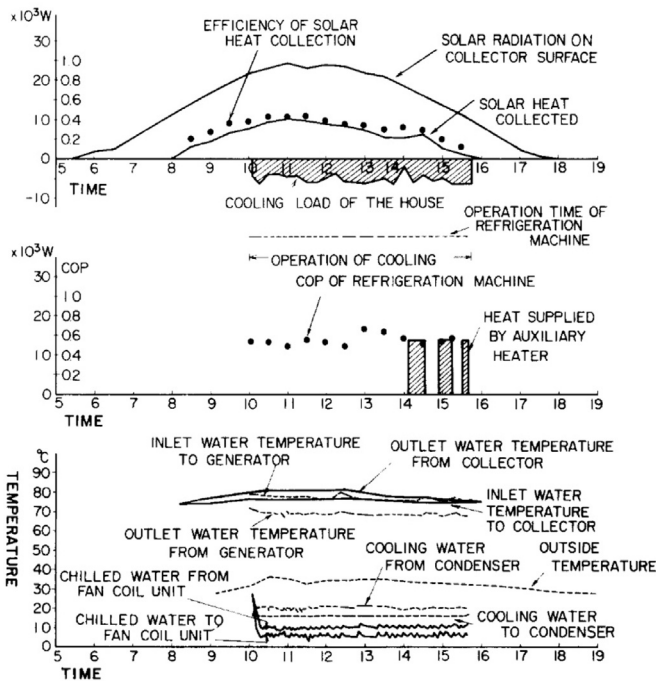


Fig. 6. Heat balance and temperature variation of typical cooling operation (16 September 1975) [35].

thermal losses would be minimised.

A solar powered air-conditioning plant has been designed and installed in Singapore by Bong et al. [36] to serve a room of 30 m² floor area. Mainly composed of a 7 kW Yazaki LiBr–H₂O absorption chiller, the solar cooling system comprised three circuits. The hot water side circuit consisted of 32 m² net absorber area glazed heat-pipe solar collectors inclined at 9° to the horizontal and arranged in two banks forming an inverted V shape, a 2 m³ hot storage tank and a 9 kW auxiliary heater. In the cold side circuit, the heat rejection from the absorber and condenser was assured by a 5 t cooling tower. In the chilled water circuit, chilled water production from the evaporator was stored in a storage tank having two compartments of 1 m³ each to feed the fan coil units. The experimental plant was fully instrumented. The objective of the experiments was to study of the daily operation and the

difference between the useful energy gain and the cooling load, the system is switched from one operating mode to another through a system consisting of pipes and valves between the solar field and the storage tank. Experiments were performed during four months and the results reported concerned two sunny days purposely to compare them with theoretical results. A comparison of key working parameters is made. It concerns the effect of the operation mode on the temperature distribution in the hot water storage tank, the collector efficiency, the chiller COP and the cooling effect.

Experimental results show that the solar cooling effect is realized nearly 2 h earlier in the partitioned mode than that in the whole-tank mode, Fig. 8, and the system had a total solar cooling COP of about 0.07 which is about 15% higher with the whole-tank mode. It has to be mentioned that the partitioned mode can realise the cooling effect even on cloudy days unlike the other mode. The authors concluded that ensuring a continuous operation and thus a better reliability of a solar absorption system is mainly based on hot storage tank. In addition, a stratified profile in the hot storage tank would improve the system performance in terms of cooling effect and COP.

Compared to the previous solar air conditioning system requirements, Syed et al. [38] used only 49.9 m² of flat-plate solar array for a 35 kW nominal cooling capacity Yazaki single effect LiBr–H₂O absorption chiller supplied by a stratified hot storage tank with 2 m³ of volume. The system was implemented to optimise system design through providing realistic coherent data concerning energy flows balance and gain more knowledge about solar absorption cooling and in particular energy loss locations. It was tested in a typical 80 m² Spanish housing in Madrid, during summer 2003 and the results reported concerned the day of 08/08/2003, judged the best day with a cooling energy of about 40 kW h. The objectives expected were various and consistent: estimate the performance and the efficiency of the cooling plant under varying climatic conditions by providing coherent instantaneous, daily and period data relative to heat flows and energy balance in a real cooling system and thus gain more understanding of solar absorption cooling.

Fig. 9 shows a summary of results of the cooling system operation with solar insolation. At 08:50, the collector outlet temperature was 2 °C higher than that of the storage tank allowing it feeding the chiller generator. Cooling was realized at 09:40 solar time until 18:20. It should be noted that from sunrise at 5:10 solar time until 8:30, the insolation was intended to overcome thermal inertia of the system.

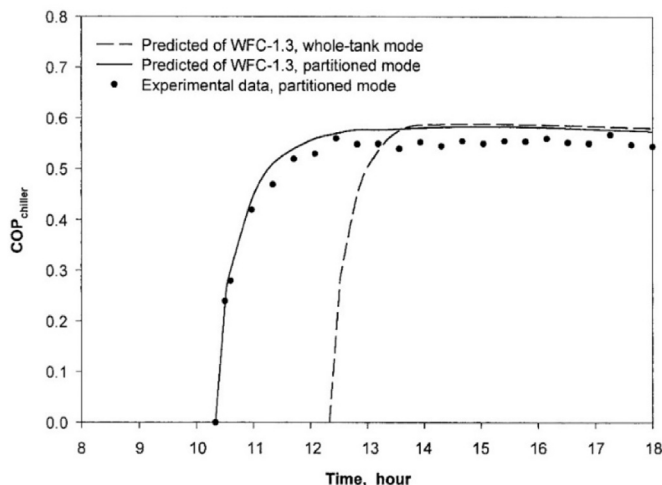


Fig. 8. Experimental COP_{chiller} vs. model predictions [37].

Table 1 recapitulates the monitoring of key working parameters of the plant during the day on August 8th. Furthermore, it is important to note that the daily average chiller COP was 0.42 and the daily average solar cooling ratio was 0.11. The energy balance of the installation was detailed for the studied day and averaged for the 20 days operation. Noting the significant thermal losses, the authors estimated that the COP could be improved by using a thicker insulation for the storage tank, UPVC (plastic) pipes and a smaller nominal cooling capacity absorption chiller.

Rodriguez et al. [39] performed an experimental research during summer 2004 on an absorption cooling plant at UC3M University in Spain in the objective to develop techniques that reduce external electricity consumption for air-conditioning in housings. The system was composed of a 35 kW single effect LiBr–H₂O absorption machine driven by a 50 m² flat-plate solar array through a 2 m³ hot storage tank. Heat rejection was assured by an open cooling tower. The chilled water is sent to fan-coil units inside the cooled space. The facility included a meteorological station recording all the relevant climatic data. It is important to note that the stratification regime of the hot water storage tank was eliminated and hot water was forced to enter at the bottom of the tank to obtain a nearly homogenous temperature. Experimental data were collected, processed and displayed mean values every 10 min. The facility worked during 2004, from June 16th to October 14th with a seasonal average cooling period value of 6.5 h per day, with a fan-coil output air temperature of 15 °C. Fig. 10 shows the energy balance results on a representative sunny day. It can be seen that due to the modified hot storage tank regime, a significant cooling power was obtained for more the 2 h after the collectors power stopped. However, it is clear from the figure that the cooling energy is very low in comparison with the available irradiation due in part to thermal losses conclude the authors.

Fig. 11 illustrates the daily average performance parameters of the solar cooling system. The seasonal value for COP during the summer season was 0.33 while the average value for solar COP was 0.07. In order to measure the market applicability of this setup, the authors calculated using standard techniques the thermal loads of a detached housing of a total floor space of 90 m² in view to study the system performance, economic investing, energy and economic savings including environmental impact reduction. It was found that 50 m² of solar collectors with a specific storage tank of 40 l/m² are necessary to satisfy 56% of the cooling demand saving 62% in energy cost and 36% in CO₂ emissions.

The cooling demands of a 270 m² floor space at the Fraunhofer Institute were satisfied by an integrated cooling plant in Oberhausen, Germany combining both free and solar absorption cooling. The solar absorption cooling system consisted of a 108 m² roof-mounted vacuum tubes solar collectors feeding a 35.17 kW single effect LiBr–H₂O absorption chiller through a 6.8 m³ hot storage tank, a 1.5 m³ chilled water storage tank and 134 kW cooling tower. The stored cold in the tank can be either free cooling obtained from the cooling tower through the free cooling heat exchanger or from the chiller evaporator. Ali et al. [40] presented samples from the measurements recorded over five years' duration of the plant operation in order to assess the free cooling potential, the operational characteristics and the collector performance.

Fig. 12 shows the obtained monthly average cold energy percentage by free cooling to the total cold energy during the years 2005 and 2006 at cooling months. Furthermore, the free cooling potential offered about 25% of the total cooling demand during the 5 years period of the plant operation. For the same duration the percentage of the total solar energy supplied to the chiller was 60% and the percentage of the total external energy (gas energy) supplied to the chiller was 40%. Also, it is showed that for sunny clear sky days with equal incident solar radiation, the daily solar heat fraction ranged from 0.33 to

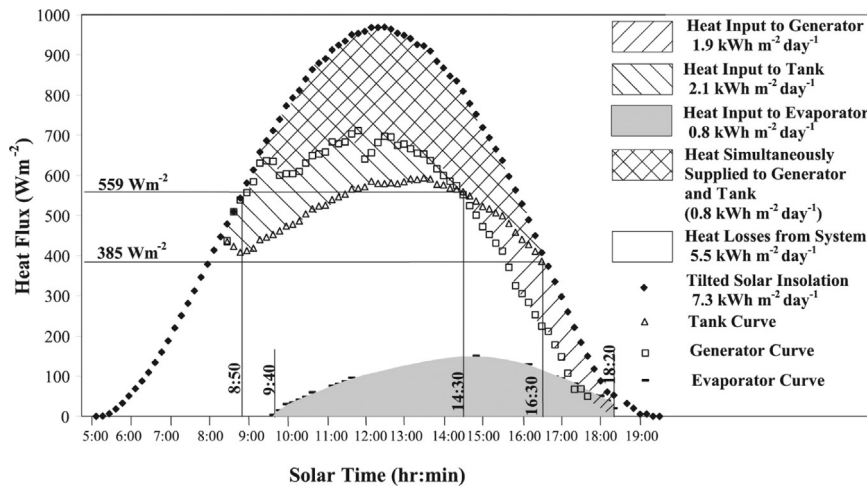


Fig. 9. Heat flows encountered during the conversion of solar insolation into cold (08 08 2003) [38].

Table 1

Summary of results for the monitored day 8th August 2003 [38].

| Solar time (h:min) | Measured solar insolation (W m^{-2}) | Measured entering generator hot water temperature ($^{\circ}\text{C}$) | Measured leaving chilled water temperature ($^{\circ}\text{C}$) | Observations | Cooling capacity ^a (kW) | COP (–) |
|--------------------|---|--|---|--|------------------------------------|---------|
| 08:30 | 478 | 58.7 | 26.3 | Start of heat input of tank | – | – |
| 09:40 | 711 | 65 | 29.5 | Start of cold production | 0.2 | – |
| 12:30 | 969 | 79 | 8.7 | Peak solar insolation or peak heat input to tank | 5.13 | 0.38 |
| 14:30 | 809 | 79.7 | 8 | Equal tank heat output and input | 6.63 | 0.51 |
| 14:50 | 752 | 79 | 8.1 | Peak cooling produced | 7.5 | 0.6 |
| 16:40 | 373 | 68.5 | 8.9 | End of heat input to tank | 4.95 | 0.61 |
| 18:20 | 53 | 61.6 | 16.4 | End of cold production | 1.03 | 0.37 |

^a Nominal cooling capacity 35 kW.

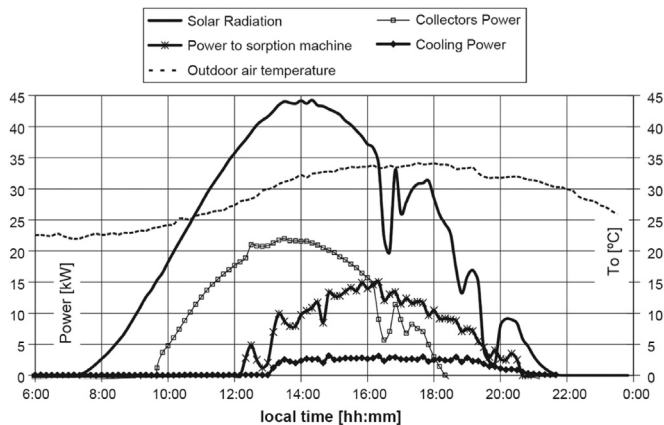


Fig. 10. Instantaneous thermal power and outdoor temperature corresponding to July 28th, 2004 [39].

0.41, collectors' field efficiency ranged from 0.352 to 0.492 and chiller COP varied from 0.37 to 0.81. Fig. 13 illustrates the average monthly solar heat fraction percentage to the total driving heat load and the collector's field efficiency during the cooling months. Based on the obtained results, the specific collector area was $4.23 (\text{m}^2/\text{kW}_{\text{cold}})$ in order to harvest maximum possible solar heat fraction for driving an absorption chiller. These experiments quantified the contribution of free cooling which is not negligible to satisfy the cooling demand. Its combination with solar absorption cooling can provide invaluable opportunities to improve the potential of solar air-conditioning.

Aiming to assess economic viability of solar air conditioning,

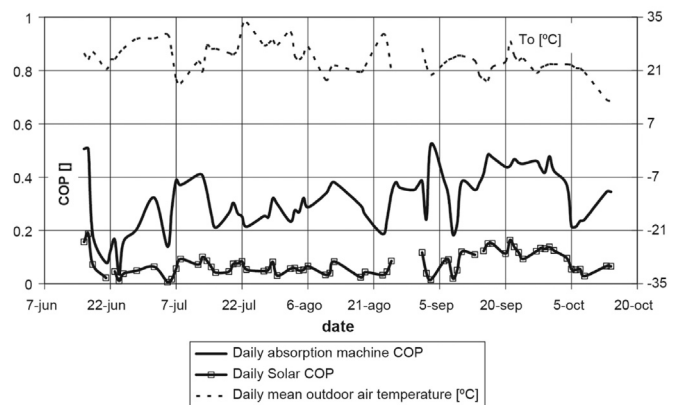


Fig. 11. Daily average efficiency parameters of the solar cooling system [39].

Pongtornkulpanich et al. [41] reported experimental operation data of a solar absorption cooling system installed at the School of Renewable Energy Technology (SERT), in Phitsanulok, Thailand. The system consists of a 35 kW LiBr–H₂O Yazaki single effect absorption machine cooling capacity fed by 72 m² evacuated tube solar collectors through a 400 L hot water storage tank. A Rinnai Infinity 32 LPG fired backup feeds the chiller once the storage tank exiting temperature drops below 70 °C. Chilled water is pumped from a 200 L cold water storage tank to four 32 V fan-coil units having a nominal cooling capacity of 32,000 BTU/h each. The heat rejection was assured by a 30 t cooling tower. Fig. 14 illustrates a typical system operation behaviour respectively, on an overcast day (a) on which the LPG-fired backup heater was frequently fired and on a clear-sky day (b) with low limited gas consumption.

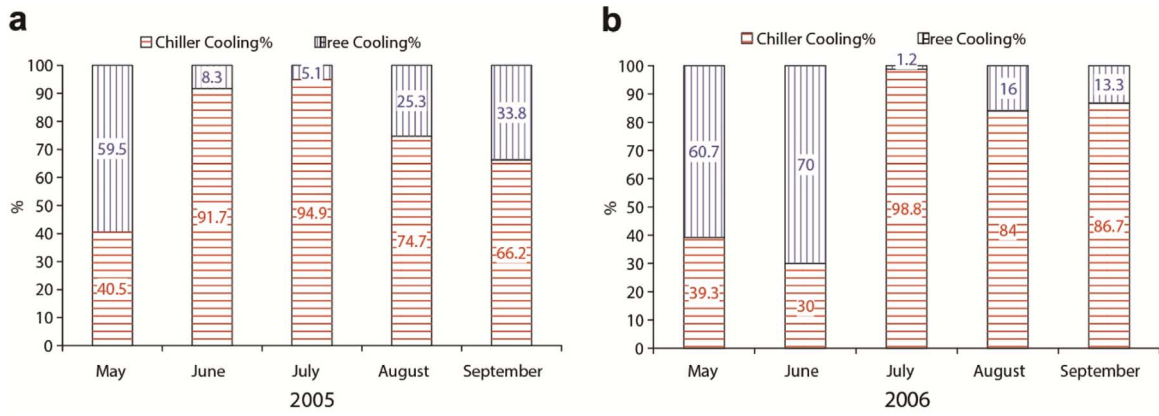


Fig. 12. Average monthly average cold energy percentage by free cooling to the total cold energy [40].

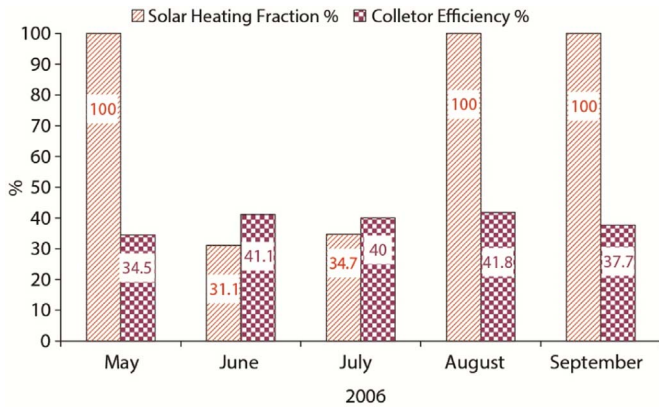


Fig. 13. Monthly solar heat fraction percentage to the total driving heat load [40].

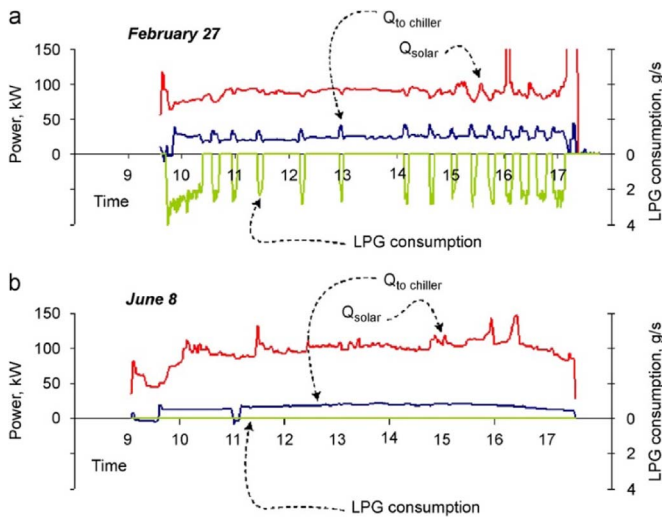


Fig. 14. Typical system behaviour on (a) overcast and (b) clear-sky day [41].

This is to show the evolution of solar insolation (Q_{solar}), thermal power sent to chiller ($Q_{chiller}$) and LPG consumption. It has been stated that the solar collectors delivered a yearly average of 81% of the thermal energy required by the chiller with the remaining 19% generated by a LPG-fired backup heating unit.

Table 2 shows an overview of the expenses related to initial and operating costs of the plant. The authors ended their research by drawing up primary investment costs and operating costs related to the year 2006, and expected that large-scale solar absorption cooling components production and increasing electricity costs would enable solar driven cooling technology to be more competitive.

A solar array of an area of 160 m² consisting of flat-plate collectors were used to fire a 70 kW Yazaki LiBr–H₂O single effect absorption machine cooling capacity through two hot water storage tanks with a volume 5 m³ each. A cooling tower with a cooling capacity of 170 kW was used to reject heat from the absorption machine absorber and condenser. As a backup of the solar heat, an auxiliary heater with a heating capacity of 100 kW was mounted. Due to the different cooling spaces in the building, four types of fan-coil units were directly connected to the absorption machine without any storage tank. Their whole cooling capacity was about 371,240 BTU/h.

The whole system thus formed was intended to cover heating and cooling demands of the CIESOL building (1100 m²) built with bioclimatic standards situated in Almeria in south Spain. During summer 2007, Rosiek and Batlle [42] analysed the behaviour and the operation strategies of this solar-assisted air-conditioning system in order to find its optimum conditions and operation parameters. The results were compared with those of the conventional building situated in the same campus and having the same size of heating/cooling space. Among the reported results, Fig. 15 illustrates mean values of absorption chiller temperatures during three summer months (T_{eg} : generator entering temperature, T_{ie} : evaporator entering temperature and T_{eac} : absorber and condenser entering temperature). It was reported an average COP of 0.567 during the three months of cooling.

Table 3 estimates the energy and CO₂ savings throughout the year for both buildings. From this table, it can be seen that a good matching of passive and active solar techniques could bring spectacular results in electricity savings especially in winter with

Table 2
Overview of expenses for the SVAC system installed at SERT's testing building [41].

| Items | Components | Value (\$) |
|---------------------------------------|------------------------|------------|
| Initial expenses | Heating system | 28,800 |
| | Collector units | |
| | Hot water storage tank | |
| Cooling system | Backup heating unit | 47,600 |
| | Absorption chiller | |
| | Cooling tower | |
| | Fan coil units | |
| Control and monitoring | Computer hardware | 30,000 |
| | Control software | |
| | Measurement probe | |
| Installation and commissioning | | 114,900 |
| | Total | |
| Operational and running cost per year | LPG | 240 |
| | Electricity | 1470 |

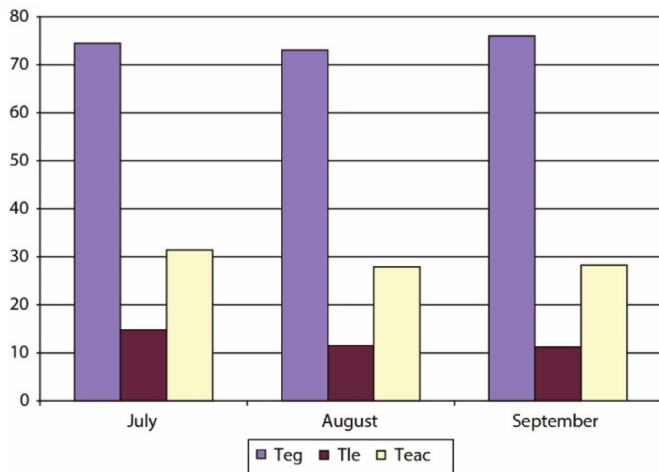


Fig. 15. Absorption chiller temperature values during three summer months [42].

in this case more than 17,000 kWh and CO₂ emissions with more than 13 t.

To avoid the use of wet cooling towers for heat rejection and their associated problems (water consumption and cleaning, formation of fog, risk of Legionella bacteria growth) in solar absorption cooling applications, Helm et al. [43] reported operational results of a pilot installation of a 10 kW solar absorption heating and cooling system using an innovative heat rejection system. Instead of a conventional heat rejection system, a latent heat storage in conjunction with a dry cooling system allows a part of the reject heat of the chiller to be buffered during the operation of the solar cooling system, allowing lower coolant temperatures during peak load operation of the chiller. The stored reject heat can be evacuated during off-peak operation. Two hermetically sealed storage modules with a volume of 800 L each, where were immersed heat exchangers consisting of polypropylene capillary tubes filled with an aqueous salt solution of CaCl₂·6H₂O as a PCM, have been constructed to fulfil a heat storage capacity of 120 kWh. The reported results concerned the operational monitoring of the capacity of the reject heat system (contribution of the latent storage system to support the dry air cooler) and the whole system performance under different ambient conditions. It has been reported that below 26.3 °C ambient temperature the capacity of the dry air cooler is sufficient to cool completely the chiller. For the cooling season lasting from April to September 2008 the latent heat storage had to support the air dry cooler for 43 days.

Fig. 16 shows the thermal behaviour of the reject heat loop during a hot day. Thanks to this configuration, the electric demand of the heat rejection system is reduced and a high solar gain is obtained. The latent heat storage contributes to reduce 10 times the volumetric storage density in comparison to a conventional water heat storage. Also, it was reported that during severe ambient conditions with temperatures above 30 °C the latent heat storage stabilized the cooling water return temperature at about 32 °C. During the heating season, the PCM storage allows low operating temperature of the solar collectors with a positive effect

on the solar gain. This work shows that innovation in heat storing and rejecting equipment and materials can provide other possibilities to improve the potential of solar absorption cooling.

Agyenim et al. [44] tested during summer and autumn 2007 in Cardiff University, UK, a system composed of 4.5 kW domestic-scale Rotartica LiBr–H₂O absorption machine coupled with a 12 m² net absorber area Thermomax DF100 solar vacuum tube collector, a 1000 L cold water storage tank and one 6 kW fan coil unit. A 40 kW heat exchanger, transferring heat from the heat transfer fluid (Tyfocor) in the collector loop to the chiller working fluid (water) to drive the chiller. This system was designed to supply cooling to an 82 m³ office. If the temperature of the feeding water dropped below 70 °C, the absorption process continued to run by consuming unnecessary electrical power because of lack of control of the chiller. It is worth mentioning that no backup system nor heat storage were used and the excess of heat collection was lost. The results collected concerned solar power available, cooling capacity, electrical power consumption, COP and temperature profiles at figurative points of the system versus day solar time.

Table 4 gives the different definitions and values of the system COPs. Table 5 shows the temperature values of the different components and the system performances at varying operation conditions. Fig. 17 illustrates the performance of the solar cooling system on a hot typical day in Cardiff. An average chiller COP of 0.66 achieved with an electrical COP of about 3.64. Compared to the previous reported works and despite the thermal and electrical losses, it was proven that cold storage can be considered as a feasible and economically viable alternative to achieve solar air conditioning.

Aiming to study and define the limits of the use of solar absorption cooling under tropical climate conditions, Marc et al. [45] conducted an experimental investigation on a solar powered absorption cooling system implemented in Reunion Island for air-conditioning 4 classrooms. 90 m² aperture area consisting of 36 double-glazed flat-plate solar collectors supply hot water to a 30 kW nominal cooling capacity single effect LiBr–H₂O absorption machine through a buffer hot storage tank of a capacity of 1500 L. Heat rejection is performed by a centrifugal fan open cooling tower having a nominal capacity of 80 kW. Classrooms feeding loops are mounted in parallel on the main distribution branch drawing cold water from a cold storage tank of a volume of 1000 L and fresh air is diffused through fan coil units. The special feature of the system lies in the fact that instead of the backup system, free cooling ceiling fans maintain a comfort temperature when the solar cooling is inoperative. The first experimental season was conducted from March to June 2008 and the results were detailed for the four test months. Table 6 summarises the key operating parameters during the test period. Since no backup system was used, the installation worked for 61 days over the four testing months. The averaged chiller COP was around 0.3 with a maximum of 0.41 in March. Fig. 18 presents the electrical consumption distribution for each main component of the installation. It can be seen that the cool loop consumes 66% of the global electrical consumption. This gives an idea on the rate of energy gain if less electricity consuming systems are integrated in the cold side of the system. Heat rejection systems connected to well water, underground boreholes, water salt solutions and phase change materials are effective alternatives for primary

Table 3
Energy and CO₂ savings throughout the year [41].

| | Heating load (Conventional) | Cooling load (Conventional) | Heating load (Solar) | Cooling load (Solar) |
|--|-----------------------------|-----------------------------|----------------------|----------------------|
| Energy demand (kW h/year) | 8124 | 13,255 | 8124 | 13,255 |
| Energy consumption (kW h/year) | 8124 | 13,255 | 1008 | 3172 |
| CO ₂ emission (kg/year) | 6093 | 9941 | 756 | 2379 |
| Saved electric energy (kW h/year) | 0 | 0 | 7115 | 10,082 |
| CO ₂ saving due to electricity saving (kg/year) | 0 | 0 | 5336 | 7562 |

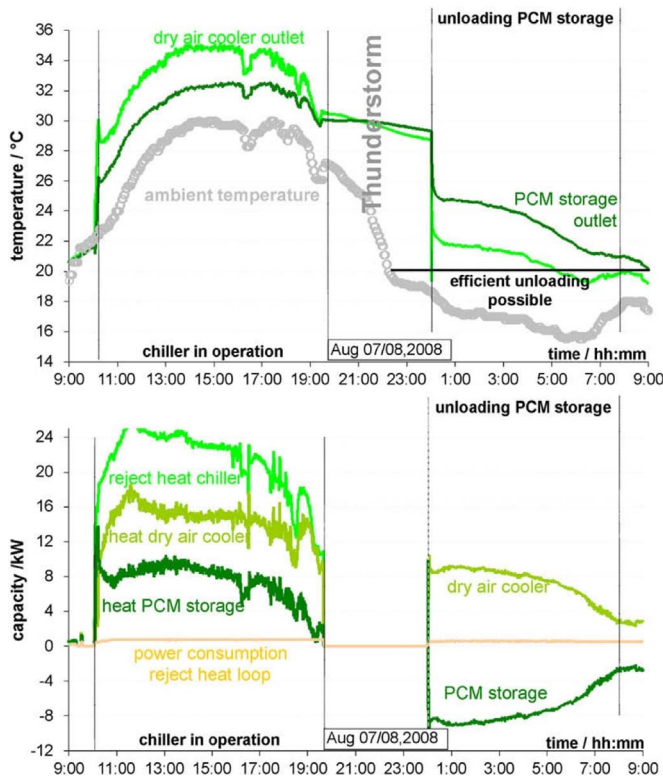


Fig. 16. Temperature and capacity of the reject heat loop during a hot day (max. 30 °C) [43].

energy savings.

Bermejo et al. [46] tested during the period 2008–2009 a pilot solar cooling plant at the Engineering School of Seville (Spain). A solar field composed of linear concentrating Fresnel collectors with an area of 352 m² and a direct-fired natural gas supply pressurised hot water to a double-effect LiBr–H₂O absorption machine of 174 kW nominal cooling capacity. The experimental investigation was focused on the solar collector size and dirtiness, climatology, piping heat losses, operation control and coupling between solar collector and chiller. The absorption chiller operated with a daily average coefficient of performance of 1.1–1.25.

Fig. 19 illustrates the generator heat inputs. Q_{solar} represents the solar thermal power, Q_{gas} the natural gas thermal power, Q_{evap} the cooling power and HTG the generator high temperature. It is important to note that a solar thermal power of 100 kW was recorded at a water flow rate of 12 m³/h with an average temperature difference between inlet and outlet. The authors stated that this power is three times greater than that found by other previous systems. But the solar conversion depends on the cleanliness of the mirrors. It was found that on a sunny day, the average efficiency of the solar collector was around 0.35, with a maximum of 0.4 with clean mirrors but when a dust film covers the mirrors, the average efficiency was reduced to

Table 4
Definitions and average COPs of the STACS system for a typical hot day in Cardiff, Wales [44].

| | Definition | Average value between 9:30 and 17:00 |
|---|--|--------------------------------------|
| COP _{chiller} (thermal) | Cold power output (thermal) per unit thermal power input to Rotartica unit | 0.66 |
| Overall Rotartica COP (thermal) | Cold water power output (thermal) per unit solar power available (thermal) to the collector | 0.58 |
| Overall system COP (thermal+electrical) | Cold water power output (thermal) per unit solar power available to collector (thermal) plus electrical power consumed | 0.47 |
| Electrical COP | Cold water power output (thermal) by Rotartica per unit electrical power consumption in the STACS system | 3.64 |

Table 5
System and component performances at different operating condition for a typical hot day in Cardiff with peak solar radiation of 812 W/m² [44].

| Parameter | Chiller inlet temperature (°C) | | | | | Average ^a |
|--|--------------------------------|-------|-------|-------|-------|----------------------|
| | 70.3 | 75.0 | 80.0 | 85.6 | 88.1 | |
| Solar irradiation (W/m ²) | 617.7 | 714.8 | 768.0 | 796.0 | 800.8 | 636.1 |
| Ambient temperature (°C) | 22.0 | 22.8 | 23.7 | 24.7 | 24.2 | 24.0 |
| Collector output temperature (°C) | 74.2 | 79.0 | 84.0 | 89.5 | 92.0 | 80.6 |
| Chiller return (hot side) temperature (°C) | 62.3 | 66.4 | 70.6 | 76.2 | 78.4 | 68.9 |
| Chiller inlet temperature (cold side) (°C) | 16.6 | 15.6 | 14.6 | 13.3 | 12.2 | 13.9 |
| Chilled water temperature (°C) | 12.3 | 11.3 | 10.0 | 8.9 | 7.4 | 10.1 |
| Average store temperature (°C) | 15.5 | 14.4 | 13.3 | 12.0 | 10.9 | 12.8 |
| Fan coil inlet temperature (°C) | 13.1 | 12.4 | 10.9 | 9.7 | 8.5 | 10.7 |
| Fan coil outlet temperature (°C) | 15.9 | 15.3 | 14.5 | 13.0 | 12.5 | 14.1 |
| Cooling power to fan coil (kW) | 2.30 | 2.47 | 2.95 | 2.66 | 3.23 | 2.82 |
| Chiller COP | 0.66 | 0.64 | 0.63 | 0.60 | 0.60 | 0.66 |
| Electrical COP | 3.5 | 3.6 | 3.8 | 4.0 | 4.2 | 3.6 |

^a Average values were taken between 9.30 and 17.00 h.

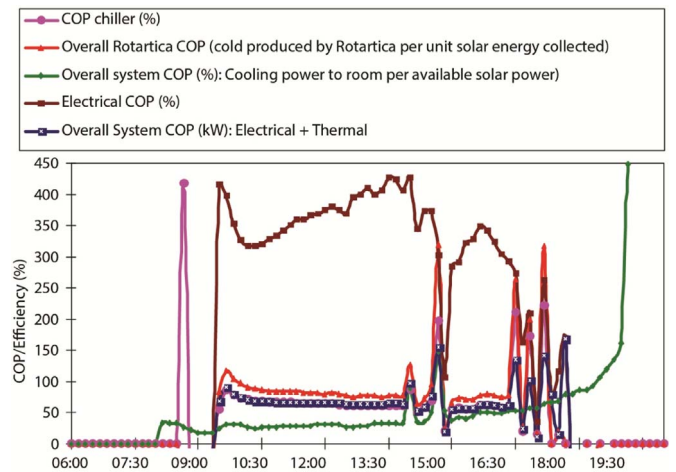


Fig. 17. Performance of the solar cooling system on a typical hot day 24th August 2007 with an average irradiation of 800 W m² between 9.30 and 13.30 h in Cardiff, Wales [44].

0.16, with a maximum of 0.24. Fig. 20 represents the daily energy flows in the solar cooling plant on a typical sunny day (June 23, 2009). The daily average solar collector efficiency was 0.35. The pipeline heat loss represented the 20% of the solar energy absorbed. The COP of the absorption chiller was 1.16. The solar heat fraction was 0.75, and the natural gas heat energy supply represented the remaining 0.25. A high

Table 6
Main energies consumed or produced, electrical and thermal COP and number of operating days, month by month [45].

| | Incident solar energy (kW h) | Solar energy captured (kW h) | Refrigerating production (kW h) | Averaged Refrigerating production (kW h/day) | COP _{th} | COP _{elec} | Number of operation days |
|-------|------------------------------|------------------------------|---------------------------------|--|-------------------|---------------------|--------------------------|
| March | 5221 | No data | 744 | 68 | 0.41 | 1.33 | 11 |
| April | 4073 | 1783 | 530 | 44 | 0.31 | 1.65 | 12 |
| May | 13,631 | 3963 | 830 | 33 | 0.30 | 1.03 | 25 |
| June | 8466 | 1622 | 455 | 35 | 0.32 | 1.45 | 13 |
| Total | 31,410 | 7367 | 2559 | 42 | No data | No data | 61 |

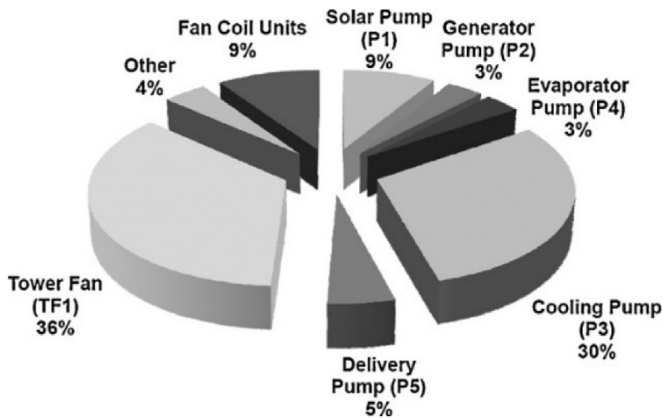


Fig. 18. Electrical consumption distribution for each component [45].

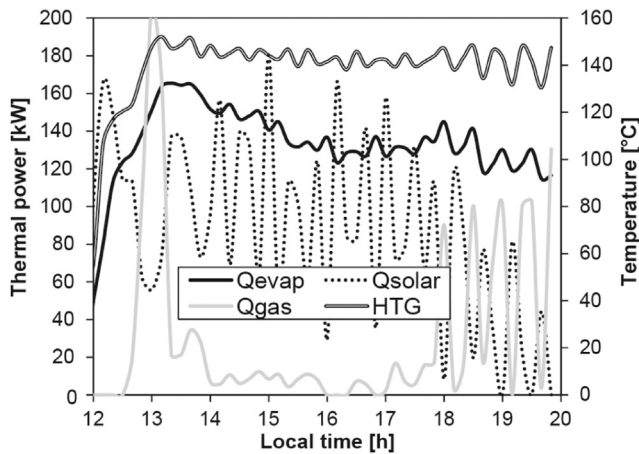


Fig. 19. The generator heat inputs [46].

solar cooling ratio of 0.44 was obtained but on cloudy days the consumption of the auxiliary heater exceeded 60% of the net energy injected to the generator. Although the contribution of solar heat to

power the cooling cycle is around 75% in the best cases, the consumption of electrical auxiliaries in the cooling loop remains high, Fig. 18. The development of more energy-efficient heat dissipation systems in the cold loop will obviously contribute significantly in primary energy savings.

Weber et al. [43] reported the operation results of a solar cooling system composed of two NH₃-H₂O absorption cooling chillers with a nominal cooling capacity of 12 kW and a nominal COP of 0.6 each fed at a temperature range between 140 °C and 200 °C by a linear concentrating Fresnel collector of 132 m². Temperatures down to -12 °C were reached allowing an ice storage in four 300 L open water tanks with a total storage capacity of 110 kWh. The cooling load was simulated by three electric flow heating units. On the driving water side, according to the studied case the circuitry was modified by manual valves from a single-circuit-system with pressurised water to an indirect three-circuit-system with direct steam generation. Similarly, on the cold water side different cases were considered (direct cooling of the electric load without storage, storage charging, storage discharging, simultaneous storage charging and electric load cooling, cascade operation of the chillers, etc.). Thus, different circuitry configurations and operation strategies were tested. Furthermore, advanced operation modes representing industrial applications and automated system operation were investigated. For the two operation modes (pressurised water operation and steam operation), the monitoring results concerning the evolution of the thermal and the electric energy consumptions, the thermal and electric Energy Efficiency Ratios and the driving circuit and collector characteristics were presented and discussed for several representative operation days.

An example is illustrated by Fig. 21 which shows the evolution of the thermal and electric energy consumptions for representative operation days under pressurised water operation mode. Furthermore, a typical system behaviour on both the two modes for a chosen day was exposed and studied. As an example, Fig. 22 summarises the chilled water circuit parameters for steam operation mode on 17.08.2012. The best chiller performances were achieved on the cold side with pressurised hot water operation mode. It was concluded that an overall increase of the system performance is possible under cascaded operation of the two

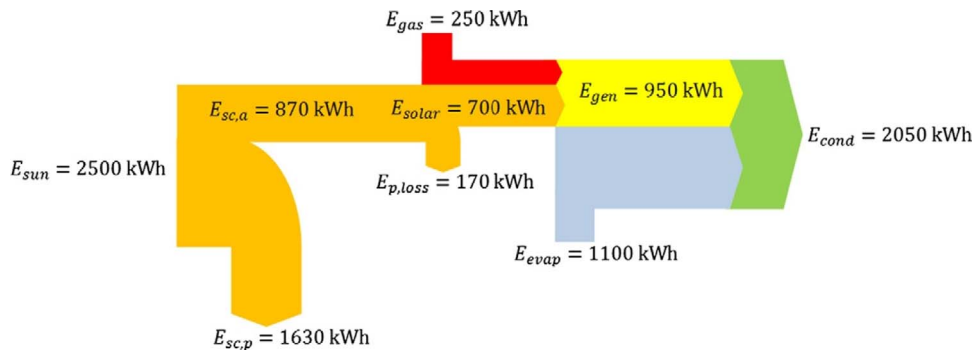


Fig. 20. Daily energy flows [46].

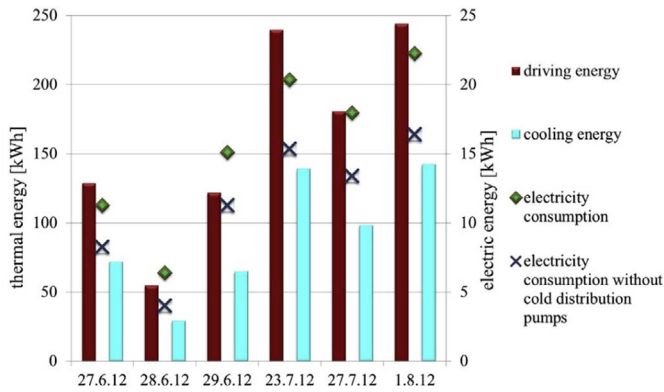


Fig. 21. Summary of representative operation days electric energies [47].

chillers. Also, the optimisation of system control on both the collector and chilled water circuit led to a good efficiency and performance. However, there is still further potential for optimising the control strategy, as a fully automatic operation has not been completed yet.

5. Analysis and discussion

Aiming to present the solar absorption cooling process with different configurations and aspects, several experimental studies have been reported. Each study differs from the other depending on the installation configuration and the aspects studied. These experimental setups were purposely selected to identify the role and importance of the basic components of a solar absorption system. In this section, a comparative analysis of the operating parameters of the solar absorption system is presented. The data considered for this analysis are summarised in Table 7. It has to be noted that some parameters were not specified by the authors and the analysis are based on the only mentioned data.

Although the system studied by Nakahara et al. [35] was installed to get basic useful information on the feasibility of solar absorption cooling, the authors were sensitive to the different difficulties inherent to drive an absorption chiller by a solar heat source (stratification in hot water storage, heat transfer losses in

the hot side, etc.). The control of inlet collector temperature was judged successful and more beneficial against the differential control between the inlet and outlet collector temperatures. Compared to the installation studied by Bong et al. [36] in terms of operating conditions and obtained results, it should be noted that even the latter system used a cold water storage for a lower cooling load and a lower considered space area, the COPs of the two systems are comparable although the backup system power of the former system was greater. This comparability in term of COPs is due to the fact that the latter system used a consumptive cooling tower while the former used well water for heat rejection. Also, it was outlined by the authors that nearly 21% of the equivalent collected heat was lost.

Putting in confrontation the experiments conducted by Syed et al. [38] and Rodriguez et al. [39] and that considered by Nakahara et al. [35], it can be seen that for a comparable space cooled area the former system used an oversized 35 kW absorption chiller while the latter used a 7 kW one only. In addition, the latter system was capable to be more performant by limiting heat losses on the hot water side.

Concerning the hot storage tank stratification effect on efficiency, Li and Sumathy [37] mentioned through their comparative study that a partitioned hot water tank can lead to better efficiency by producing cold earlier than a whole tank operation whilst Rodriguez et al. [39] concluded that a non-stratified hot water storage tank is more suitable allowing cold production later in the afternoon.

A storage of the collected solar heat is vital for a continuous operation of a solar cooling system. But during periods of strong sunshine, it makes more sense to use jointly a cold storage to allow heat transfer from the hot side to the cold side on the one hand and ensure even distribution of cold to the cooled areas on the other hand especially in large size buildings [40,41,45].

Considering that no detail was given about the cooled space in the system presented by Pongtornkulpanich et al. [41], a cooling capacity of about 81% of the peak cooling load (22.4 kW) was assured by 72 m² evacuated tube solar collector against a cooling capacity of 71% of the peak cooling load (34 kW) assured by 108 m² evacuated tube solar collector in the system of Ali et al. [40]. The hot and cold storage capacities were respectively 0.4 m³ and 0.2 m³ in the former system against 6.8 m³ and 1.5 m³ in the

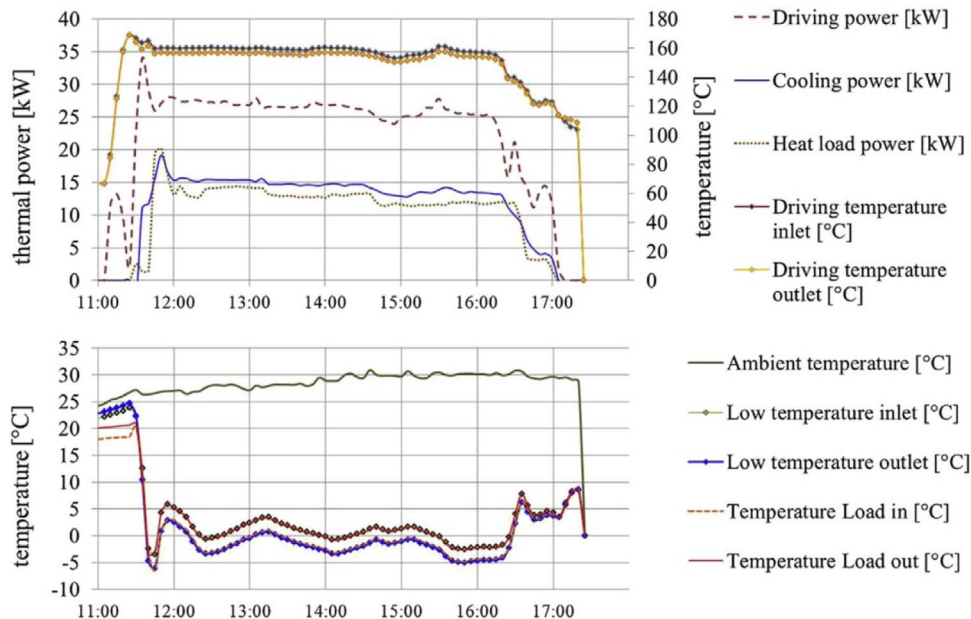


Fig. 22. Overview of the chilled water circuit parameters for steam operation at 6 bar on 17.08.2012 [47].

Table 7
Operating parameters of the selected experimental setups.

| System reference | Nominal cooling power | Solar collector | Cooled space area | Hot storage | Cold storage | Heat rejection | Backup system | COP |
|-------------------------------|---|-------------------------|---------------------|---------------------|------------------------|----------------|---------------------|-------------|
| Nakahara et al. [35] | SE LiBr/H ₂ O 7 kW | FPC 32.2 m ² | 80 m ² | 2.5 m ³ | – | Well water | AH 14 kW | 0.55 |
| Bong et al. [36] | SE LiBr/H ₂ O 7 kW | FPC 32 m ² | 30 m ² | 2 m ³ | – | CT 17.5 kW | AH 9 kW | 0.58 |
| Li and Sumathy [37] | SE LiBr/H ₂ O 4.7 kW | FPC 38 m ² | – | 2.75 m ³ | – | CT 12.4 kW | AH 12 kW | – |
| Syed et al. [38] | SE LiBr/H ₂ O 35 kW | FPC 49.9 m ² | 80 m ² | 2 m ³ | – | CT | AH 9 kW | 0.42 |
| Rodriguez et al. [39] | SE LiBr/H ₂ O 35 kW | FPC 50 m ² | 90 m ² | 2 m ³ | – | CT | AH 9 kW | 0.33 |
| Ali et al. [40] | SE LiBr/H ₂ O 35 kW | ETC 108 m ² | 270 m ² | 6.8 m ³ | 1.5 m ³ | CT 134 kW | – | 0.56 |
| Pongtornkulpanich et al. [41] | SE LiBr/H ₂ O 35 kW | ETC 72 m ² | – | 0.4 m ³ | 0.2 m ³ | CT 105 kW | – | Nominal 0.7 |
| Rosiek and Batlles [42] | SE LiBr/H ₂ O 70 kW | FPC 160 m ² | 1100 m ² | 10 m ³ | – | CT 170 kW | AH 100 kW | 0.567 |
| Agyenim et al. [44] | SE LiBr/H ₂ O 4.5 kW | ETC 12 m ² | 80 m ³ | – | 1 m ³ | – | Not specified | 0.58 |
| Marc et al. [45] | SE LiBr/H ₂ O 30 kW | FPC 90 m ² | – | 1.5 m ³ | 1 m ³ | CT 80 kW | Ceiling fan cooling | 0.66 |
| Bormejo et al. [46] | DE LiBr/H ₂ O 174 kW | LFC 352 m ² | – | – | – | – | LNG Direct fired | 1.16 |
| Weber et al. [47] | SE H ₂ O/NH ₃ 2 × 12 kW | LFC 132 m ² | Simulated | – | Ice 1.2 m ³ | Integrated | No backup | Nominal 0.6 |

SE: Single Effect.

DE: Double Effect.

FPC: Flat Plate Collector.

ETC: Evacuated Tube Collector.

LFC: Linear Fresnel Collector.

CT: Cooling Tower.

AH: Auxiliary Heater.

latter. The difference in solar heat collection area is reasonable considering the difference in cooling loads, but the gap in terms of storage capacities seems to be disproportionate.

Efficient heat rejection is crucial for the overall primary energy balance of sorption systems, as it dominates the auxiliary energy consumption. Whereas dry heat rejection systems require electricity for fan operation, hybrid or wet cooling systems in addition need pumping energy for the cooling water and the water itself [48]. Innovation in heat rejection systems and control strategy can help to improve system performance, like that tested by Helm et al. [43] who used a latent heat storage in conjunction with a dry cooling system for heat rejection. This technical improvement allows buffering a part of the rejected heat of the chiller during the operation of the solar cooling system, achieving lower coolant temperatures during peak load operation of the chiller.

Since the objective of the system studied by Bormejo et al. [46] was focused on the solar collector size and dirtiness, climatology, piping heat losses, operation control and coupling between solar collector and chiller, no details have been given by the authors concerning heat storages (hot and cold), heat rejection and cooling load. However, it has been reported that the heat collected by the linear Fresnel solar collectors represented 75% of the generator's total heat input. This performance is dependent on daily cleaning.

In contrast to the other reported experimental studies, the particular interest of the system studied by Weber et al. [47] lies in its innovative technique that provides more flexibility in testing different operation scenarios of solar absorption cooling. Several control and automation strategies can be tested both in the cold and the hot sides of the system. Despite this technical improvement in approaching solar cooling experimentation, a fully automatic operation has not been completed yet.

6. Conclusions

Solar cooling systems have proven to be able to save energy in comparison to conventional standard solutions. The amount of achieved energy saving strongly depends on system design and operation.

From the earlier studies of feasibility to the recent more efficient applications, solar absorption cooling gained more

popularity and the system design more efficiency. Taking into account that the whole system (solar absorption cooling system) is a combination of several components and circuits that must be assembled in a manner that a maximum solar heat collection gives a maximum cold production knowing that the operating efficiency of such a system not only depends on the inherent system parameters but many other external parameters influence this efficiency like those related to the cooled space structure and occupancy characteristics.

A review of some experimental studies concerning solar absorption cooling systems is presented. For each study case, the used equipment and the test conditions are described and the assigned objectives highlighted. The review is illustrated with some relevant results from these studies to provide more information to the reader. In addition, authors' conclusions and remarks are mentioned. It is worth noting that the experience gained enlightened the researchers in the field to the fact that the implementation of solar cooling depends on a wide range of conditions and parameters that must be mastered. Experience also showed that simple modifications could provide significant improvements to the global performance of the solar absorption cooling plant.

The global efficiency of a solar absorption cooling system does not depend only on the efficient contribution of its principal components namely the solar collector, the absorption chiller, the hot water side, the chilled water side, the cold and hot storages, but also on the efficiency of the backup systems and the control strategy all that depending on the destination of the project to be installed.

Heat losses in the hot water side of the solar absorption cooling system are very important in comparison with those in the chilled water side. Integration of the generator of a thermally driven cooling machine near the solar collector will lead to reduced heat transfer losses due to system piping and to more compact systems.

Double-effect cycle absorption systems achieve high efficiency at high operation temperatures. Their extended use for the small capacity range offers solutions with high overall efficiency of solar absorption systems.

The main role of storage in a solar assisted cooling system is to balance mismatches between solar gains and system requirements. Modifying the fluid circuits by eliminating the stratification

regime in the hot storage tank allows obtaining a significant cooling effect later in the afternoon after the termination of solar heat collection. However, a stratified hot water storage tank can lead to better efficiencies through producing cold earlier in the morning. A compromise between the two configurations can be achieved by adding another hot storage to the cycle and make the chiller operate continuously at as high temperature as possible. Heat losses of a cold storage are low compared to a hot storage, because of the smaller temperature difference to the ambience. Integrating a cold storage tank to store the excess cooling production of the solar absorption system ensures a continuous cold distribution. Since most of chilled water storage operate at very narrow temperature difference, the advantage of latent heat storage (ice, water salt solutions, or phase change materials) provides a high storage density and is more beneficial.

Compared to conventional cooling devices based on mechanical vapour compression, heat rejection units in thermal driven cooling machines represent the component with the highest electrical energy consumption. In absorption cooling systems, the electrical COPs are higher for the cases with wet cooling tower compared to those with dry heat rejection [48]. Using well water or geothermal heat exchangers for heat rejection removes the electrical energy requirement for the cooling tower and improves the primary energy savings. Innovation in heat rejection devices and improvements in their efficiencies would be another alternative to improve solar cooling potential.

The combination of solar cooling with other cooling modes (free cooling) can also contribute to improve the system performance. Matching of passive and active solar techniques could bring spectacular results in electricity and carbon dioxide savings. It is important to note that simple changes in the configuration of a solar cooling system are not sufficient to obtain better performance without the use of proper instrumentation that allows the acquisition of data at all levels and without a control strategy that enables efficient management of energy flows from and to the system and within the system itself.

From the review, it can be concluded that an efficient solar absorption cooling implementation can only be effective by adopting a holistic overall design of the configuration of such an application taking into account the solar collector, the cooling technology, the energy storage, the auxiliary conventional heating and cooling devices, the heat rejection systems and the cooled space.

Furthermore, to ensure energy savings and efficient system operation, updated knowledge and implementation experience is required. Additionally, it is recommended to keep the design as simple as possible. For economical optimisation, it is necessary to increase the use of the solar thermal energy to its maximum by combining further domestic services with the solar cooling installation.

In a future paper devoted to solar absorption numerical studies and economic evaluations, the role of numerical simulations, appropriate control strategies and operating scenarios in understanding and mastering all aspects of solar cooling will be highlighted.

References

- [1] Praene JP, Marc O, Lucas F, Miranville F. Simulation and experimental investigation of solar absorption cooling system in Reunion Island. *Appl Energy* 2011;88:831–9.
- [2] Internal Energy Agency. World energy outlook-2012; 2012.
- [3] IPCC, 2001: Climate change 2001: the scientific basis. contribution of working group I to the third assessment report of the intergovernmental panel on climate change. In: Houghton JT, Ding Y, Griggs DJ, Noguera M, van der Linden PJ, Dai X, Maskell K, Johnson CA, editors. Cambridge University Press, Cambridge, United Kingdom, New York, NY, USA, pp. 881.
- [4] Kim DS, Infante Ferreira CA. Solar refrigeration options – a state-of-the-art review. *Int J Refrig* 2008;31:3–15.
- [5] Henning Hans-Martin. Solar assisted air conditioning of buildings – an overview. *Appl Therm Eng* 2007;27:1734–49.
- [6] Choudhury B, Chatterjee PK, Sarkar JP. Review paper on solar-powered air-conditioning through adsorption route. *Renew Sustain Energy Rev* 2010;14(8):2189–95.
- [7] Hassan HZ, Mohamad AA. A review on solar cold production through absorption technology. *Renew Sustain Energy Rev* 2012;16:5331–48.
- [8] Lamp P, Ziegler F. European research on solar-assisted air conditioning. *Int J Refrig* 1998;21:89–99.
- [9] Ferreira Carlos Infante, Kim Dong-Seon. Techno-economic review of solar cooling technologies based on location-specific data. *Int J Refrig* 2014;39:23–37.
- [10] Solair project. (<http://www.solair-project.eu/>); 2016 [accessed 16.04.16].
- [11] CESAR. (http://cordis.europa.eu/result/rcn/62323_en.pdf); 2016 [accessed 16.04.16].
- [12] Tabor H. Use of solar energy for cooling purposes. General report on papers given in session III D of the United Nations conference on new energy sources, Rome, Italy; August 1961.
- [13] Grossman G, Johannsen A. Solar cooling and air conditioning. *Prog Energy Combust Sci* 1981;7:185–228.
- [14] Grossman G. Solar-powered systems for cooling, dehumidification and air-conditioning. *Sol Energy* 2002;72(1):53–62.
- [15] Henning HM, Motta M, Mugnier D, editors. Solar cooling handbook. A guide to solar assisted cooling and dehumidification processes, AMBRAIV. ISBN 978-3-99043-438-3; 2013.
- [16] Chidambaram LA, Ramana AS, Kamaraj G, Velraj R. Review of solar cooling methods and thermal storage options. *Renew Sustain Energy Rev* 2011;15:3220–8.
- [17] Ayadi O, Aprile M, Motta M. Solar cooling systems utilizing concentrating solar collectors – an overview. *Energy Procedia* 2012;30:875–83.
- [18] Khatib T, Mohamed A, Sopian K. A review of solar energy modeling techniques. *Renew Sustain Energy Rev* 2012;16:2864–9.
- [19] Kalkan N, Young EA, Celiktas A. Solar thermal air conditioning technology reducing the footprint of solar thermal air conditioning. *Renew Sustain Energy Rev* 2012;16:6352–83.
- [20] Ullah KR, Saidur R, Ping HW, Akikur RK, Shuvo NH. A review of solar thermal refrigeration and cooling methods. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2013;24:499–513.
- [21] Otanicar T, Taylor RA, Phelan PE. Prospects for solar cooling – an economic, and environmental assessment. *Sol Energy* 2012;86:1287–99.
- [22] Al-Alili A, Hwang Y, Radermacher R. Review of solar thermal air conditioning technologies. *Int J Refrig* 2014;39:4–22.
- [23] Nkwetta DN, Sandercock J. A state-of-the-art review of solar air-conditioning systems. *Renew Sustain Energy Rev* 2016;60:1351–66.
- [24] Saidur R, Masjuki H, Mahlia M, Tan C, Ooi J, et al. Performance investigation of a solar powered thermoelectric refrigerator. *Int J Mechan Mater Eng* 2008;3:7–16.
- [25] Balaras CA, Grossman G, Henning HM, Infante Ferreira CA, Podesser E, Wang L, et al. Solar air conditioning in Europe—an overview. *Renew Sustain Energy Rev* 2007;11:299–314.
- [26] Srikinhirin P, Aphornratana S, Chungpaibulpatana S. A review of absorption refrigeration technologies. *Renew Sustain Energy Rev* 2001;5:343–72.
- [27] Marcriss RA, Gutraj JM, Zawacki TS. Absorption fluids data survey: final report on worldwide data Chicago, Illinois: Institute Of Gas Technology; 1988 ORLN/sub/84-47989/3.
- [28] Florides GA, Kalogirou SA, Tassou SA, Wrobel LC. Modelling, simulation and warming impact assessment of a domestic-size absorption solar cooling system. *Appl Therm Eng* 2002;22:1313–25.
- [29] Zhai X, Qu M, Li Y, Wang R. A review for research and new design options of solar absorption cooling systems. *Renew Sustain Energy Rev* 2011.
- [30] Ishibashi T. The operation results of the Yazaki experimental solar house. Atlanta, USA: Silver Jubilee Congress Of ISES; 1979.
- [31] Lokurlu A, Müller G. Experiences with the worldwide first solar cooling system based on trough collectors combined with double effect absorption chillers. In: Proceedings of international conference solar air-conditioning, Bad Staffelstein, Germany.
- [32] Ziegler F, Kahn R, Summerer F, Alefeld G. Multi-effect absorption chillers. *Int J Refrig* 1993;16:301–11.
- [33] Kim DS, Machielsen CHM. Evaluation of air-cooled solar absorption cooling systems. In: Proceedings of International Sorption Heat Pump Conference (ISHPC), Shanghai, China; 2002.
- [34] Arivazhagan S, Saravanan R, Renganarayanan S. Experimental studies on HFC based two-stage half effect vapour absorption cooling system. *Appl Therm Eng* 2006;26:1455–62.
- [35] Nakahara N, Miyakawa Y, Yamamoto M. Experimental study on house cooling and heating with solar energy using flat plate collector. *Sol Energy* 1977;19:657–62.
- [36] Bong TY, Ng KC, Tay AO. Performance study of a solar-powered air-conditioning system. *Sol Energy* 1987;39(3):173–82.
- [37] Li ZF, Sumathy K. Experimental studies on a solar powered air conditioning system with partitioned hot water storage tank. *Sol Energy* 2001;71(5):285–97.
- [38] Syed A, Izquierdo M, Rodriguez P, Maidment G, Missenden J, Lecuona A, et al.

- A novel experimental investigation of a solar cooling system in Madrid. *Int J Refrig* 2005;28:859–71.
- [39] Rodriguez Hidalgo MC, Rodriguez Aumente P, Izquierdo Milla M, Lecuona Neumann A, Salgado Mangual R. Energy and carbon emission savings in Spanish housing air-conditioning using solar driven absorption system. *Appl Therm Eng* 2008;28:1734–44.
- [40] Ali AHH, Noeres P, Pollerberg C. Performance assessment of an integrated free cooling and solar powered single-effect lithium bromide-water absorption chiller. *Sol Energy* 2008;82:1021–30.
- [41] Pongtornkulpanich A, Thepa S, Amornkitbamrung M, Butcher C. Experience with fully operational solar-driven 10-ton LiBr/H₂O single-effect absorption cooling system in Thailand. *Renew Energy* 2008;33:943–9.
- [42] Rosiek S, Batiles FJ. Integration of the solar thermal energy in the construction: analysis of the solar-assisted air-conditioning system installed in CIESOL building. *Renew Energy* 2009;34:1423–31.
- [43] Helm M, Keil C, Hiebler S, Mehling H, Schweigler C. Solar heating and cooling system with absorption chiller and low temperature latent heat storage: energetic performance and operational experience. *Int J Refrig* 2009;32:596–606.
- [44] Agyenim F, Knight I, Rhodes M. Design and experimental testing of the performance of an outdoor LiBr/H₂O solar thermal absorption cooling system with a cold store. *Sol Energy* 2010;84:735–44.
- [45] Marc O, Lucas F, Sinama F, Monceyron E. Experimental investigation of a solar cooling absorption system operating without any backup system under tropical climate. *Energy Build* 2010;42:774–82.
- [46] Bermejo P, Pino FJ, Rosa F. Solar absorption cooling plant in Seville. *Sol Energy* 2010;84:1503–12.
- [47] Weber C, Berger M, Mehling F, Heinrich A, Nunez T. Solar cooling with water-ammonia absorption chillers and concentrating solar collector – operational experience. *Int J Refrig* 2014;39:57–76.
- [48] Eicker U, Pietruschka D. Design and performance of solar powered absorption cooling systems in office buildings. *Energy Build* 2009;41:81–91.

الهدف من تطوير أنظمة التبريد الشمسية يكمن في تحسين الأداء العام للمرافق من خلال التوفيق بين التناقضات المتعددة للجوانب، بما في ذلك جوانب الأداء التشغيلي وتكلفة الاستثمار وشروط التشغيل. في هذا السياق تكمن أهمية هذه الأطروحة. فعلا، يحاول هذا العمل المساهمة في دراسة هذه الأنظمة من خلال الأخذ بمنهاج أساسي خالص. يتم تقديم مبادئ التشغيل لمجموعة متنوعة من خيارات التبريد الشمسية عن طريق الامتصاص. يتم دعم وصف هذه الأنظمة بتطورها التاريخي والمشاريع التي تم إنشاؤها مع بيانات أدائها. استنادا إلى العديد من الدراسات التجريبية المختارة عن قصد، يهدف الفصل الثاني إلى تسليط الضوء على الجوانب التشغيلية الكامنة في تشغيل المبرد الامتصاصي عن طريق الحرارة الشمسية. هذه الأنظمة هي نتاج التوصيل البيئي للعديد من المكونات. يختلف الأداء المنفصل لكل مكون في ظل ظروف بيئية محددة عن أدائه كجزء من النظام الكلي بسبب اختلاف درجات الحرارة ومعدلات نقل الحرارة بسبب طبيعة الطاقة الشمسية المتغيرة والتي لا يمكن التنبؤ بها من ناحية وضياح الحرارة المصادف داخل النظام نفسه من ناحية أخرى. في الفصل الأخير، يتم تقديم دراستين مستقلتين. تتعلق الأولى بنمذجة حرارية لمجمع شمسي أسطواني، والثاني. نمذجة ديناميكية حرارية لدورة تبريد بسيطة عن طريق الامتصاص بواسطة المحلول الثنائي. يتم تقديم نتائج كلتا الدراستين وتفسيرها.

كلمات مفتاحية

تبريد شمسي، تبريد شمسي عن طريق الإمتصاص، دراسة تجريبية، محاكاة

Abstract

The focus of development of solar refrigeration systems lies in optimizing the overall performance of facilities through the reconciliation of multiple aspects antagonisms, including the aspects of operating performance, investment cost and operating procedures. It is in this context that this thesis takes place. Indeed, this work tries to contribute to the study of these systems by considering a purely fundamental approach. The operating principles of a variety of solar absorption cooling options are presented. Each system description is supported by a related literature review concerning a short historical development, reported demonstration projects and performance data. Based on several experimental studies intentionally selected, the second chapter aims to highlight the operational aspects inherent to drive an absorption chiller by solar heat. Such an installation is the product of the interconnection of several components. The separate operation of each component under defined environmental conditions differs from its operation as a part of the overall system because of the varying temperature levels and heat transfer rates because of the inherently variable and unpredictable nature of the intensity of the solar energy on the one hand and the encountered heat losses within the installation itself on the other hand. In the last chapter, two independent studies are considered. The first concerns a thermal modeling of a cylindro-parabolic solar collector and the second a thermodynamic modeling of a H₂O-LiBr simple effect absorption refrigeration cycle. The results of both studies are presented and interpreted.

Keywords

Solar cooling, solar absorption cooling, experimental study, simulation

Résumé

L'objectif du développement des systèmes de réfrigération solaire réside dans l'optimisation de la performance globale des installations grâce à la réconciliation d'antagonismes aux multiples aspects, y compris les aspects de la performance opérationnelle, les coûts d'investissement et les procédures d'exploitation. C'est dans ce contexte que cette thèse trouve son intérêt. En effet, ce travail tente de contribuer à l'étude de ces systèmes en considérant une approche purement fondamentale. Les principes de fonctionnement de diverses options de refroidissement par absorption solaire sont présentés. Chaque description du système est appuyée par une analyse documentaire connexe concernant un bref développement historique, des projets de démonstration rapportés et des données de performance. Basé sur plusieurs études expérimentales volontairement sélectionnées, le deuxième chapitre vise à mettre en évidence les aspects opérationnels inhérents à la conduite d'un système frigorifique à absorption entraîné la chaleur solaire. Une telle installation est le produit de l'interconnexion de plusieurs composants. Le fonctionnement séparé de chaque composant dans des conditions environnementales définies diffère de son fonctionnement en tant que partie du système global en raison des variations de température et des flux de chaleur en raison de la nature intrinsèquement variable et imprévisible de l'intensité du rayonnement solaire d'une part et les pertes de chaleur rencontrées dans l'installation elle-même d'autre part. Dans le dernier chapitre, deux études indépendantes sont considérées. La première concerne une modélisation thermique d'un collecteur solaire cylindro-parabolique et la seconde une modélisation thermodynamique d'un cycle de réfrigération par absorption à effet simple H₂O-LiBr. Les résultats des deux études sont présentés et interprétés.

Mots-clés

Froid solaire, Froid solaire à absorption, étude expérimentale, simulation