

République Algérienne Démocratique et Populaire  
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Ecole Nationale Polytechnique  
Département Génie Mécanique



## Thèse de Doctorat

Spécialité : Génie Mécanique  
Option : Energétique

### Thème

**Analyse d'un système de climatisation hybride à  
base d'une pile à combustible PEMFC**

Présentée par :  
**BENDAIKHA Wahiba**  
Magister en Génie Mécanique

*Devant le Jurv composé de :*

<b>M'. R. BOUARAB</b>	<b>Professeur, ENP</b>	<b>Président</b>
<b>M'. S. LARBI</b>	<b>Professeur, ENP</b>	<b>Rapporteur</b>
<b>M'. M. BELHAMEL</b>	<b>Directeur de Recherche, CDER</b>	<b>Examineur</b>
<b>M'.H. BENMOUSSA</b>	<b>Professeur, UNIV BATNA</b>	<b>Examineur</b>
<b>M'. B.DRAOUI</b>	<b>Professeur, UNIV BECHAR</b>	<b>Examineur</b>
<b>M'. B.BENKOUSSAS</b>	<b>Maître de Conférences- A, ENP</b>	<b>Examineur</b>
<b>M'. R. REBLAI</b>	<b>Professeur, ONUDI</b>	<b>Invité</b>

**ملخص:**

هذه الأطروحة تهدف أساسا إلى دراسة نظام للتوليد الثلاثي للطاقة مبني على تكنولوجيا خلايا الوقود ذات غشاء مبادل للبروتونات PEMFC، هذه التكنولوجيا التي تشكل عنصرا للتوليد الطاقوي المزدوج (إنتاج الطاقة الكهربائية والحرارية)، وإنتاج البرودة مؤمن من خلال أحد النظامين، نظام التبريد بالامتصاص باستخدام LiBr/H<sub>2</sub>O أو مضخة حرارية ذات ضغط. دراسة جدوى التهجين بين مصدرين للحرارة متميزين بالحرارة المنخفضة : خلايا الوقود ذات غشاء مبادل للبروتونات PEMFC و الطاقة الجيوحرارية، تم وضعهما لمنطقتين تحتويان على مياه حارة، ولاية سعيدة (حمام سيدي عيسى 47 درجة مئوية) الواقعة في الشمال الغربي للجزائر والتي تعدّ من بين مناطق الهضاب العليا، وولاية غرداية (حمام زلفانة 45 درجة مئوية) الواقعة في جنوب الجزائر، كان بغية معرفة سلوك النظام قيد الدراسة في المناطق شبه القاحلة. كما تم إجراء دراسة تجريبية معمّقة على نظام تكييف الهواء بالطاقة الجيوحرارية والموجود في سيدي عيسى بولاية سعيدة حيث تصل درجة حرارة المياه 47 درجة مئوية وهو جزء مهم في دراستنا النظرية. وقد كانت النتائج المحصل عليها مرضية حيث بيّنت كفاءة نظم تكييف الهواء التي تعتمد الإمتصاص باستخدام بروميد الليثيوم و الماء LiBr/H<sub>2</sub>O و المبنية على تكنولوجيا PEMFC سواء بالتهجين مع الطاقة الجيوحرارية أو بدونها، ومقارنتها مع أنظمة تكييف الهواء بالضغط.

**الكلمات المفتاحية :** خلايا الوقود ذات غشاء مبادل للبروتونات PEMFC، الخزان الحراري RST، الإمتصاص باستخدام بروميد الليثيوم و الماء LiBr/H<sub>2</sub>O، المضخات الحرارية، تطبيقات المنشآت الثابتة.

**Résumé**

Le travail présenté dans cette thèse est relatif à une étude d'un système énergétique de tri-génération basé sur la technologie pile à combustible, PEMFC. Ces systèmes de micro-cogénération peuvent constituer une solution pour répondre, dans l'avenir, à une demande sans cesse croissante en énergie dans le domaine de l'habitat. Dans ce contexte, deux systèmes de production de froid ont été analysés : le système à absorption LiBr/H<sub>2</sub>O et le système à compression mécanique. L'hybridation entre une PEMFC et une source géothermique a également été étudiée. A cet effet, deux stations thermales ont fait l'objet de cette étude : l'une située à la wilaya de Saïda (Hammam Sidi Aïssa 47 °C) et l'autre à la wilaya de Ghardaïa (Hammam Zelfana 45 °C) afin d'analyser le comportement du système étudié dans les zones hyper arides. Une étude expérimentale approfondie a été effectuée sur l'installation de climatisation géothermique de Sidi Aïssa dans la wilaya de Saïda. Des résultats satisfaisants ont été obtenus montrant l'efficacité des systèmes de climatisation à absorption LiBr/H<sub>2</sub>O basés sur la technologie PEMFC avec ou sans hybridation géothermale comparativement aux systèmes classiques de réfrigération par compression.

**Mots clés :** Pile à combustible PEMFC ; RST ; Absorption LiBr/H<sub>2</sub>O ; Pompe à chaleur, Applications stationnaires.

**Abstract**

The present work consists in analyzing an energy system based on tri-generation fuel cell (PEMFC) technology. These combined heat and power (micro-cogeneration) systems may help improve the situation of energy demand for residential applications in the future. In our case, two systems for producing fresh air were analyzed: LiBr/H<sub>2</sub>O absorption chiller and a compression system based on heat pump (HP) technology. The hybrid system between a PEMFC and a geothermal source was also studied where two spas have been analyzed, one located in the wilaya of Saida (Hammam Sidi Aïssa 47 °C) and the other in the wilaya of Ghardaia (Hammam Zelfana 45 °C), in order to analyze the behavior of the system in extra arid regions. Experimental study was conducted on an installation of air conditioning based on geothermal device located at Sidi Aïssa region in the wilaya of Saida. Obtained results show the efficiency of absorption cooling LiBr/H<sub>2</sub>O system based on PEMFC technology with or without hybrid geothermal one. A comparison is done with these devices and the conventional ones based on air conditioning compressor device.

**Keywords:** PEM fuel cell; RST; LiBr/H<sub>2</sub>O Absorption; Heat pump; stationary applications.

# Nomenclature

$C_p$  : Chaleur spécifique du fluide contenant le RST, [J/kg K]

COP : Coefficient de performance

EER : Rapport d'efficacité d'énergie

$\dot{E}$  : Energie électrique consommée, [kW]

$E_{ff}$  : Efficacité,

$h$  : Enthaplie, [J/kg]

$m$  : Masse, [kg]

$\dot{m}$  : Débit massique du fluide interne circulant, [kg/s]

$I$  : Densité de courant, [A/m<sup>2</sup>]

LMTD : La différence de température moyenne logarithmique

$P$  : Puissance, [W]

PEMFC : Pile à combustible à membrane échangeuse de protons

PEMFCs : sous système PEMFC

PLR : Rapport de demande d'énergie

$\dot{Q}$  : Flux de chaleur, [W]

$r_{TE}$  : Rapport entre l'énergie thermique et l'énergie électrique de la PEMFCs

$T$  : Température, [°C]

$UA$  : Coefficient de transfert thermique, [W/K]

$U_L$  : Conductivité thermique du RST, [W/m<sup>2</sup>K]

$S$  : Entropie, [J/kg.K]

Stack : Ensemble de plusieurs membranes échangeuses de protons

$p$  : Pression, [Pa]

$x$  : Concentration de la solution LiBr (%)

$\lambda$  : Rapport de circulation de la solution LiBr

## Indices

$a$  : Absorbeur

$am$  : Ambiante

$c$  : Condenseur

F : Froide  
CA : Climatisation  
cap : Capacité  
comp : Compresseur  
d : Désorbeur  
C : Chaude  
e : Evaporateur  
E : Eclairage  
PC : Pile à combustible  
g : Générateur  
G : Géothermie  
hx : Echangeur de chaleur  
cell : Une cellule de PEMFC  
ext : Extérieure  
thermique : Chaleur générée par la PEMFC  
RST : Réservoir de stockage thermique  
s : Solution (LiBr/ H<sub>2</sub>O)  
sr : Solution riche en LiBr  
sp : Solution pauvre en LiBr  
V : Ventilateur  
VC : Ventilo-convecteur  
PAC : Pompe à chaleur  
p : Pompe  
d : Désorbeur

# Sommaire

		<b>01</b>
<b>Introduction générale</b>		
<b>Chapitre</b>	<b>I Généralités sur les piles à combustible</b>	<b>06</b>
	<b>I.1</b> Introduction.....	<b>06</b>
	<b>I.2</b> Principe de fonctionnement.....	<b>06</b>
	<b>I.3</b> Différents types de piles à combustible.....	<b>08</b>
	<b>I.4</b> La cogénération par piles à combustible.....	<b>09</b>
	<b>I.5</b> Les domaines d'applications des piles à combustible	<b>13</b>
	<b>I.6</b> Conclusion.....	<b>16</b>
<b>Chapitre</b>	<b>II Historique et état de l'art sur les systèmes de chauffage et de climatisation par PEMFC dans le domaine de l'habitat</b>	<b>18</b>
	<b>II.1</b> Introduction .....	<b>18</b>
	<b>II.2</b> Rappel historique.....	<b>19</b>
	<b>II.3</b> Etats de l'art .....	<b>22</b>
	<b>II.4</b> Conclusion.....	<b>31</b>
<b>Chapitre</b>	<b>III Etude thermodynamique et modélisation du système pile à combustible PEMFC/absorption H<sub>2</sub>O/LiBr</b>	<b>33</b>
	<b>III.1</b> Introduction.....	<b>33</b>
	<b>III.2</b> Configuration du système PEMFC/absorption.....	<b>34</b>
	<b>III.3</b> Principes de fonctionnement des machines à absorption LiBr-H <sub>2</sub> O PEMFC .....	<b>34</b>
	<b>III.4</b> Modélisation du système à absorption .....	<b>36</b>
	<b>III.5</b> Validation du code de calcul.....	<b>42</b>
	<b>III.6</b> Conclusion.....	<b>45</b>

<b>Chapitre</b>	<b>IV Simulation numérique du système à absorption</b>	<b>47</b>
	IV.1 Introduction.....	47
	IV-2 Résultats issus de la simulation numérique .....	47
	IV.3 Conclusion .....	60
<b>Chapitre</b>	<b>V Etude expérimentale de l'installation de climatisation par PAC géothermique de Saïda</b>	<b>61</b>
	V.1 Introduction.....	61
	V.2 Description de l'installation de climatisation géothermique.....	61
	V.3 Résultats expérimentaux obtenus.....	77
	V.4 Conclusion .....	82
<b>Chapitre</b>	<b>VI Conception d'un système hybride pile à combustible PEMFC/ Géothermie</b>	<b>84</b>
	VI.1 Introduction.....	84
	VI.2 Les différentes configurations du système énergétique étudié à base d'une pile à combustible...	84
	VI.3 Description du système SEH.....	86
	VI.4 Etude thermique du SEH.....	100
	VI.5 Conclusion .....	102
<b>Chapitre</b>	<b>VII Résultats et discussions</b>	<b>104</b>
	VII.1 Introduction.....	104
	VII.2 Présentation des charges pour Saïda.....	104
	VII.3 Présentations des charges en été de Ghardaïa...	107
	VII.4 Organigramme de la simulation numérique.....	108
	VII.5 Résultats obtenus.....	110
	VII.6 Conclusion.....	122
<b>Conclusion générale</b> .....		<b>123</b>
<b>Références Bibliographiques</b> .....		<b>127</b>

---

# ***INTRODUCTION GENERALE***

---

## **Introduction générale**

La prise de conscience des dangers environnementaux, liés à la pollution atmosphérique et au réchauffement climatique par effet de serre, suite à l'utilisation excessive des énergies fossiles, a incité les pays industrialisés à lancer des programmes de recherches de grande ampleur pour trouver des formes d'énergies ou des technologies alternatives, pouvant remédier au moins partiellement, à la menace qui pèse sur la durée de vie des combustibles fossiles.

Les énergies fossiles ont représenté la source énergétique sur laquelle s'est reposé le système industriel et économique mondial. Aujourd'hui, elles occupent toujours la première place dans la consommation énergétique mondiale, en dépit du processus de Kyoto sur la réduction de la consommation énergétique des combustibles à effet de serre. L'électricité reste toujours à dominante fossile (pétrole, gaz, charbon) ; elle représente environ 65% en moyenne mondiale [1]. Le gaz naturel continue de plus en plus à être utilisé comme source énergétique dans les centrales thermiques en raison de sa qualité moins polluante et de son prix relativement moins cher comparativement au pétrole.

L'Algérie est un pays riche en ressources renouvelables et fossiles. Dans une perspective de minimisation des charges qui pèsent sur ses ressources énergétiques fossiles, essentiellement pétrolières, menacées d'épuisement, le pays projette d'introduire à l'avenir, l'électricité renouvelable dans le réseau électrique national [1]. La centrale hybride solaire/gaz naturel représente un projet exemplaire dans la concrétisation de la politique de promotion des énergies renouvelables et d'économie d'énergie fondée sur la diversification et la combinaison des sources énergétiques disponibles.

La production décentralisée d'énergie électrique par utilisation des piles à combustible alimentées par l'hydrogène issu du reformage du gaz naturel constitue un atout majeur pour l'Algérie pour alimenter les sites isolés (Sahara). La pile à combustible, générant de l'énergie électrique et thermique, cette dernière pourra être utilisée dans le chauffage et/ou la climatisation.

La pile à combustible se présente ainsi comme étant l'une des technologies alternatives, pour la production d'électricité et de chaleur à partir de l'hydrogène. Elle constitue un dispositif de cogénération (production simultanée d'électricité et de chaleur), permettant la valorisation des pertes thermiques inhérentes à la production d'électricité.

Différents types de piles à combustibles sont rencontrés dans l'industrie : la pile à combustible alcaline (AFC), la pile à combustible acide de type membrane échangeuse de proton (PEMFC), la pile à combustible avec électrolyte à carbonate fondu (MCFC), la pile à combustible à oxydes solides (SOFC) et la pile à combustible acide phosphorique (PAFC).

La pile à combustible à membrane échangeuse de protons (PEMFC) en est un exemple type. La réaction électrochimique qui se produit au sein de cette PEMFC permettant la génération d'électricité est exothermique. La récupération de cette énergie peut être exploitée pour chauffer l'eau et l'espace des habitations ou être utilisée pour la production du froid.

Bien que les premières applications des piles à combustible remontent aux années soixante, suite aux conquêtes spatiales, leur regain d'intérêt particulier s'est manifesté au début des années 1990 : l'aggravation des problèmes environnementaux liés au réchauffement climatique par effet de serre a relancé la recherche sur les piles à combustible et leurs applications, les progrès technologiques de fabrication (membranes plus performantes pour les PEMFC, catalyseurs, reformage) ont contribué largement à leur développement. Suites à ces considérations, des prototypes de véhicules et de technologies liées aux applications stationnaires ont été mis en œuvre.

Concernant les applications stationnaires, des installations de forte puissance (plusieurs MW) ont été mises en place en Amérique du nord, pour la production décentralisée d'électricité mais aussi pour la cogénération. En 1992, l'International Fuel Cells et ONSI ont commencé à installer un système stationnaire de cogénération à base d'une PAFC de 200 kWe [2].

La technologie PEMFC a connue un développement à une allure exponentielle ces dernières décennies dans les applications stationnaires. Ballard Power Systems Inc. a développé une unité de démonstration de 30 kWe alimenté en hydrogène comme carburant et une autre unité de production d'énergie de 10 kWe alimenté en gaz naturel. L'installation de

10 kWe à base d'une PEMFC avec intégration d'un réformateur de gaz naturel était la première installation alimentée en gaz naturel [2].

La cogénération par pile à combustible semble être une voie prometteuse. La technologie permet d'envisager des applications domestiques destinées à la climatisation (pompe à chaleur, absorption..), à la production électrique des maisons individuelles et à des applications hybrides couplées à d'autres énergies renouvelables tel que le solaire, l'éolien, la géothermie....

Bien que les applications stationnaires des PEMFC ont fait l'objet de nombreuses études, tant sur le plan théorique qu'expérimental [3-9], leur utilisation pour la climatisation en utilisant des systèmes à absorption a permis une autonomie d'énergie pour les bâtiments tout en réduisant le coût de la climatisation [10]. La possibilité de rafraichir l'air en utilisant une PAC (pompe à chaleur) a été également étudiée [11].

A notre connaissance, peu de travaux ont traité l'aspect hybridation d'une pile à combustible avec une source géothermique : l'étude théorique et expérimentale de la possibilité d'hybridation de la PEMFC avec une source géothermique basse température a été élaborée récemment aux Etats Unies par Louise F. Goldberg et al. [12]. Ce système hybride est composé d'une PEMFC de 5 kW fabriquée par l'entreprise américaine Plug Power entassée sous forme d'un Stack (ensemble de plusieurs membranes) constitué de 60 membranes échangeuses de proton, fonctionnant avec 99,95% d'hydrogène, permettant d'obtenir 48 volts avec un courant maximum de 109 Ampères. La chaleur ainsi dégagée peut être utilisée pour le chauffage ou stockée dans un réservoir de capacité 1800 litres isolé thermiquement. Pour pouvoir récupérer cette énergie, un échangeur de chaleur à plaques a été placé en parallèle avec la PEMFC. Ce système est couplé à une PAC réversible GEV-018. Les résultats obtenus ont montré que l'utilisation d'une source thermique de 37,8°C augmentera l'efficacité de chauffage, COP, de 24%, avec une température du réservoir de stockage thermique de 57,2°C.

Dans le cadre de ce travail de thèse, une étude d'un système énergétique de tri-génération (Production d'électricité, de chaleur et de froid) basée sur la technologie des piles à combustible PEMFC a été élaborée. Le pile à combustible constitue l'élément clé de la cogénération (production d'énergie électrique et thermique), deux systèmes de production de

froid ont été analysés : le système à absorption LiBr/H<sub>2</sub>O et le système à base de PAC à compression.

L'Algérie dispose d'un potentiel géothermique non négligeable où plus de deux cent (200) sources chaudes ont été inventoriées dans la partie Nord du Pays. Un tiers environ (33%) d'entre elles ont des températures supérieures à 45°C [13]. Cette source de chaleur disponible et gratuite pourra être utilisée pour le chauffage ou la climatisation des locaux à petites ou grandes échelles. La possibilité d'exploiter cette énergie par couplage avec une pile à combustible de type PEMFC a été testée [12].

Dans ce contexte, l'étude de l'hybridation entre deux sources de chaleur : la PEMFC et la géothermie basse température a été réalisée pour deux stations thermales, l'une située à la wilaya de Saïda (Hammam Sidi Aïssa 47 °C) et l'autre à la wilaya de Ghardaïa (Hammam Zelfana 45 °C) afin de tester le comportement du système étudié dans les zones semi-arides. Une étude expérimentale a été effectuée sur l'installation de climatisation par PAC géothermique, CIAT, destinée au chauffage et au rafraîchissement d'une salle de cantine scolaire de 240 élèves située à Sidi Aïssa dans la wilaya de Saïda.

Des résultats satisfaisants ont été obtenus concernant l'efficacité des systèmes de climatisation à absorption LiBr/H<sub>2</sub>O basés sur la technologie PEMFC (avec ou sans hybridation géothermale) comparativement aux systèmes classiques de climatisation par compression [14-16].

Le manuscrit ainsi présenté est réparti en sept chapitres principaux dans un souci d'homogénéisation de l'agencement entre l'ensemble des chapitres. L'aspect généralités sur les piles à combustible, leurs différents types, leurs domaines d'applications, leur description et leur principe de fonctionnement a fait l'objet du premier chapitre.

Le deuxième chapitre traite de l'historique et de l'état de l'art des systèmes de chauffage et de climatisation utilisant les piles à combustible de type membrane échangeuse de proton (PEMFC) dans le domaine de l'habitat. Les différents systèmes de climatisation par pompe à chaleur à compression ou par machine à absorption sont ainsi décrits et les systèmes hybrides PEMFC/géothermie ont été abordés. Le contexte bibliographique sur ces systèmes a été décrit et analysé, une conclusion mettant en relief la synthèse des travaux de recherche dans le domaine ainsi que notre contribution dans cet axe de recherche a été donnée.

Le troisième chapitre concerne l'étude thermodynamique du système pile à combustible de type PEMFC couplé à un système à absorption basé sur du bromure de lithium en solution aqueuse,  $H_2O/LiBr$ . Le système fonctionne selon le principe: 'Produire du froid avec du chaud'. La modélisation mathématique du système à absorption est établie sur la base des équations de bilans de conservation et des considérations de thermodynamique chimique. Le code de calcul ainsi développé a été validé par des résultats issus de la littérature.

Le chapitre quatre est relatif à la résolution numérique du modèle mathématique développé au chapitre précédent. La détermination des performances énergétiques du procédé de climatisation par absorption ainsi décrit, est établie moyennant la résolution numérique du modèle mathématique développé. L'influence de plusieurs paramètres thermodynamiques sur l'efficacité du système a été analysée.

L'étude expérimentale de l'installation de climatisation par pompe à chaleur à compression, CIAT, installée à la wilaya de Saïda a été détaillée dans le chapitre cinq. Chaque organe de cette installation de climatisation géothermique est décrit et un ensemble de résultats expérimentaux concernant la performance du système est présentée.

Le chapitre six est consacré à la conception d'un système hybride, pile à combustible-géothermie. Deux configurations destinées à la trigénération ont été analysées. La production d'énergie électrique, de chaleur et de froid est assurée ou bien par un système PEMFC-pompe à chaleur à compression ou bien par un système PEMFC- machine à absorption  $H_2O/LiBr$ . Une description détaillée des différents éléments constitutifs ainsi que leur principe de fonctionnement, leur étude thermique, ont été effectués.

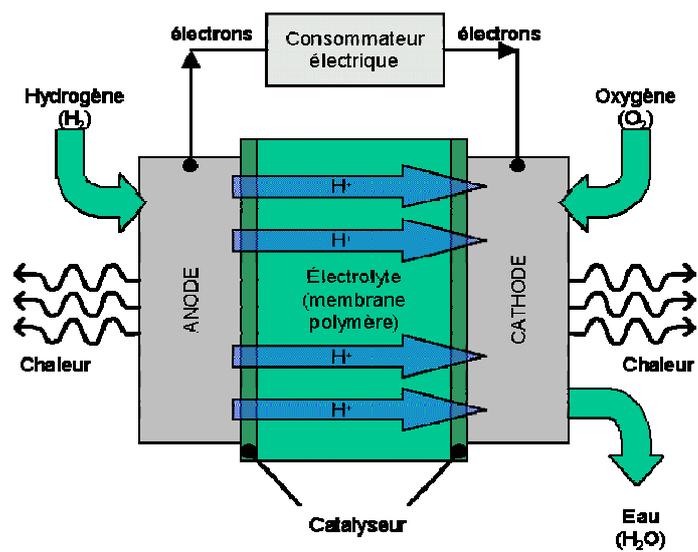
Le chapitre sept est relatif à la présentation de résultats et aux discussions des systèmes de climatisation par absorption  $LiBr/H_2O$  et par PAC à compression. Deux régions particulières ont fait l'objet de cette analyse : la wilaya de Saïda, située au Nord Ouest de l'Algérie et la wilaya de Ghardaïa, située au sud de l'Algérie. Ce choix a été établi dans le but de tester le comportement du système étudié aux zones semi-arides et hyper-arides du pays. Les différentes charges annuelles relatives à ces régions ont été présentées. Les résultats obtenus ont été comparés au Système Énergétique Hybride (SEH) PEMFC/géothermie étudié pour ces deux régions.

Le travail de thèse ainsi présenté se terminera par une conclusion générale, mettant en relief les principaux résultats théoriques et expérimentaux obtenus ainsi que les perspectives à projeter pour la continuité de ce travail de recherche.

---

# CHAPITRE I

## Généralités sur les piles à combustible



## **I.1. INTRODUCTION**

La pile à combustible est un système énergétique particulièrement intéressant par sa participation forte importante à la diversification des sources énergétique, et par sa contribution en tant que vecteur cible dans la limitation de la pollution atmosphérique.

Actuellement, cette diversification est intimement liée à la mise en place d'un combustible sur lequel repose beaucoup d'espoirs : l'hydrogène. L'hydrogène peut être produit à partir de sources très diverses telles que, le reformage d'hydrocarbures, qui, bien que produisant du CO<sub>2</sub>, supprime la formation d'oxydes d'azote et de soufre.

L'autre voie de production est la biomasse, l'eau (par électrolyse en utilisant l'électricité solaire, éolienne ou nucléaire), ou même des procédés biologiques exploitant le principe de la photosynthèse.

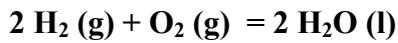
Si, sur la base de la politique énergétique mondiale et des enjeux environnementaux, les atouts de la pile à combustible ne font pas de doute, son intérêt scientifique n'est pas non plus des moindres. Parmi les différents types de pile à combustible, la PEMFC (pile à membrane échangeuse de protons) présente des caractéristiques intéressantes qui justifient son choix pour l'équipement des véhicules à traction électrique, les applications électroniques portables (micro-ordinateur, téléphone portable, ...) et la micro-cogénération (alimentation de l'habitat individuel en chaleur et en électricité).

La pile à combustible est un dispositif de cogénération (production d'électricité et de chaleur). Elle constitue ainsi un procédé industriel classique, permettant la valorisation des pertes thermiques inhérentes à la production d'électricité. La réaction électrochimique qui se produit dans la PEMFC permettant la génération d'électricité est exothermique. Pour maintenir l'ensemble du système à une température voulue, un système de refroidissement est nécessaire. La récupération de cette énergie peut être exploitée pour chauffer l'eau et l'espace des habitations ou même être utiliser pour la production du froid.

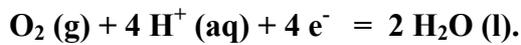
## **I.2. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT**

La pile à hydrogène est une pile à combustible utilisant le dihydrogène et le dioxygène. Il s'agit d'une combustion électrochimique et contrôlée de dihydrogène et de dioxygène, avec

production simultanée d'électricité, d'eau et de chaleur. L'eau est évacuée sous forme de vapeur avec l'excédent de dioxygène, selon la réaction chimique [3]:



La figure 1.1 montre le schéma de principe d'une pile à combustible de type polymère solide ou à membrane échangeuse de proton (PEMFC) [17]. Les deux électrodes, l'anode et la cathode, sont séparées par un électrolyte (milieu bloquant le passage des électrons mais laissant circuler les ions). La réaction chimique réaction est déclenchée en utilisant un catalyseur, en général du platine. La cathode étant le pôle positif de la pile, le comburant mis en jeu est toujours le dioxygène du couple  $\text{O}_2 (\text{g}) / \text{H}_2\text{O} (\text{l})$ , selon l'équation :



L'anode constitue le pôle négatif de la pile, le combustible utilisé est le dihydrogène  $\text{H}_2$  du couple  $\text{H}^+ (\text{aq}) / \text{H}_2 (\text{g})$ , selon l'équation :

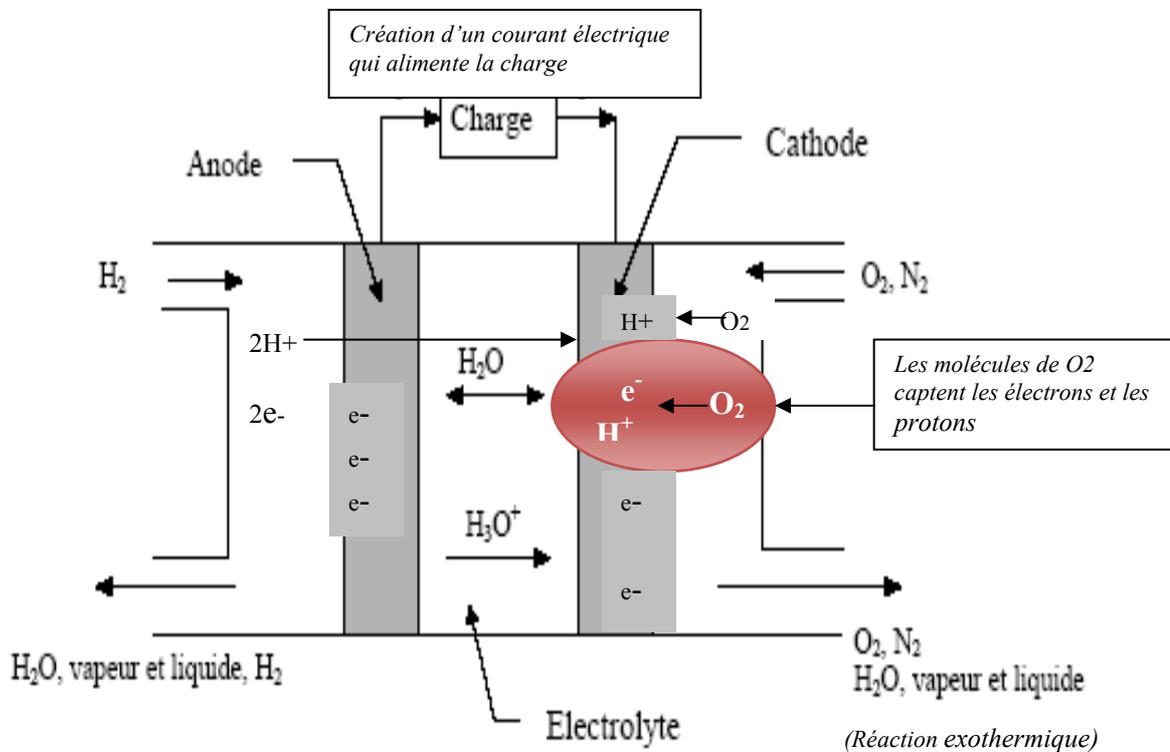


Figure 1.1. Schéma de principe d'une PEMFC.

Le dihydrogène et le dioxygène utilisés peuvent être fabriqués par électrolyse de l'eau. On peut aussi utiliser le dioxygène de l'air.

Les piles qui utilisent du dihydrogène pur comme combustible ne rejettent que de la vapeur d'eau. Elles disposent d'un rendement élevé car, elles assurent en une seule étape, le passage de l'énergie chimique à l'énergie électrique.

Comme l'hydrogène ne se trouve pas dans la nature sous sa forme moléculaire,  $H_2$ , il faut avoir recours au reformage des molécules comportant de l'hydrogène comme c'est le cas du gaz naturel, du naphta, du charbon, afin de pouvoir produire le carburant nécessaire au fonctionnement de la pile à combustible.

La pile à combustible peut fonctionner sur une large gamme de températures, variant de  $70^\circ C$  à  $1000^\circ C$ . Selon la température retenue, la nature de l'électrolyte et les électrodes, les réactions chimiques intermédiaires mises en jeu varient, mais, le principe général reste le même. En élevant la température, les réactions sont plus rapides, ce qui accroît la puissance de la pile. Néanmoins, les problèmes techniques spécifiques liés aux hautes températures limitent ces aspects.

### **I.3. DIFFERENTS TYPES DE PILES A COMBUSTIBLE**

Les piles à combustible sont classées selon la nature de l'électrolyte qui détermine la température de fonctionnement optimale. On peut distinguer, les piles alcalines et les piles à électrolyte acide [17].

Les piles alcalines, AFC (Alkaline Fuel Cell) sont basées sur l'usage d'un seul électrolyte, tandis que les piles à électrolyte acide représentent une gamme beaucoup plus variée. On distingue :

- Les piles à haute température ( $> 500^\circ C$ ), avec pour électrolyte du carbonate fondu, MCFC (Molten Carbonate Fuel Cell) ou des oxydes solides, SOFC (Solid Oxyde Fuel Cell);
- Les piles à basse température ( $\leq 200^\circ C$ ), avec pour électrolyte des membranes polymères, PEMFC (Proton Exchange Membrane Fuel Cell) ou de l'acide phosphorique, PAFC (Phosphoric Acid Fuel Cell).

Les différents types des piles à combustible sont donnés dans le tableau I.1 ci- dessous :

Tableau I. 1. Types de piles à combustibles et domaines d'emploi.

Type de pile	Electrolyte	T (°C)	Domaine d'utilisation
Alcaline (AFC)	Potasse (liquide)	80	Espace, transport. Gamme : 1- 100 kW
Acide polymère (PEMFC)	Polymère (solide)	60-120	Portable, transport, stationnaire Gamme : 10 mW-250 kW
Acide phosphorique (PAFC)	Acide Phosphorique (liquide)	200	Stationnaire Gamme : 200 kW- 10 MW
Carbonate fondu (MCFC)	Sels fondus (liquide)	650	Stationnaire Gamme : 200 kW-10 MW
Oxyde solide (SOFC)	Céramique (solide)	700-1000	Stationnaire, transport Gamme : 1 kW – 1 MW

Pour notre cas, nous nous sommes intéressé à la pile à combustible à membrane échangeuse de proton PEMFC, compte tenu que sa température de fonctionnement (40-80 °C), qui est destinée aux applications stationnaires.

#### I. 4. COGENERATION PAR PILES A COMBUSTIBLE

Pour permettre aux piles à combustible de fonctionner et de remplir pleinement leur rôle, la conception d'un système mettant les différents composants et sous-systèmes en relation est une nécessité. Cette conception consiste en l'élaboration d'un dispositif permettant l'acheminement du combustible vers le cœur de la pile, et, conduisant ainsi à la transformation de l'énergie électrochimique en énergie électrique.

##### I.4.1. Production d'énergie électrique

L'assemblage de l'électrolyte polymère ou membrane échangeuse de proton, la cathode et l'anode avec deux plaques bipolaires en graphite donne une cellule. Ces deux plaques facilitent la provision du gaz aux électrodes et connectent électriquement les cellules entre elles. La tension de sortie voulue peut être fournie en assemblant les cellules en série. Les cellules sont entassées l'une sur l'autre en formant « un Stack » comme le montre la figure (1.2).

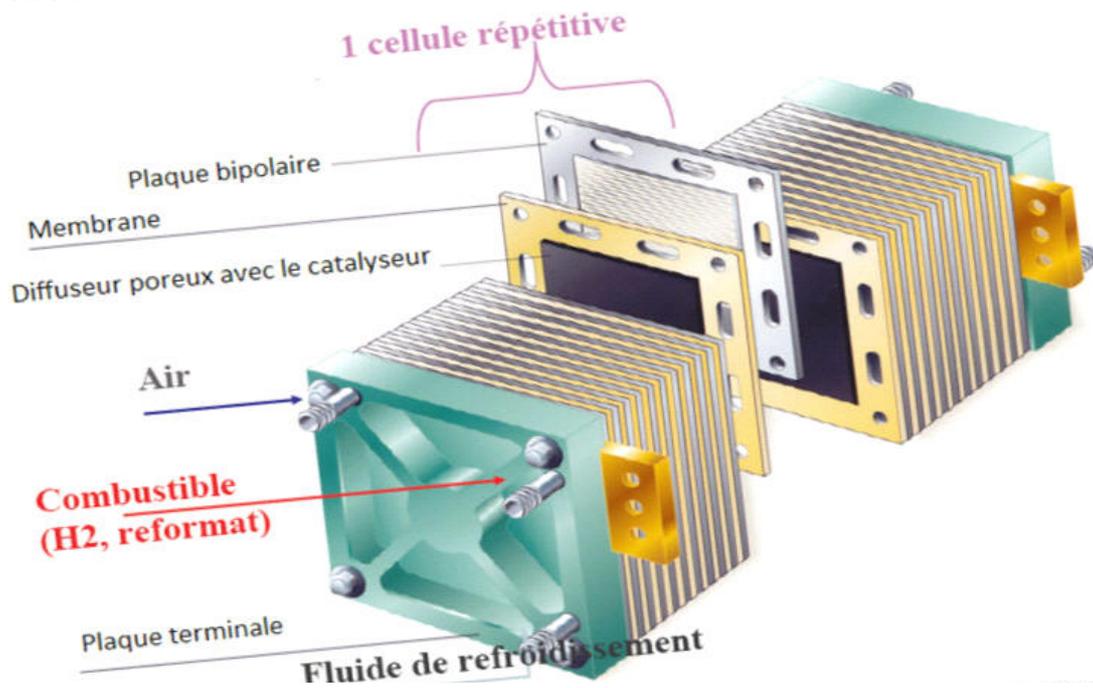


Figure 1.2 : Photo de la PEMFC Stack [18].

D'un point de vue purement électrique, la pile est considérée comme une source de tension. La figure 1.3 montre la tension et la densité de puissance en fonction de la densité de courant.

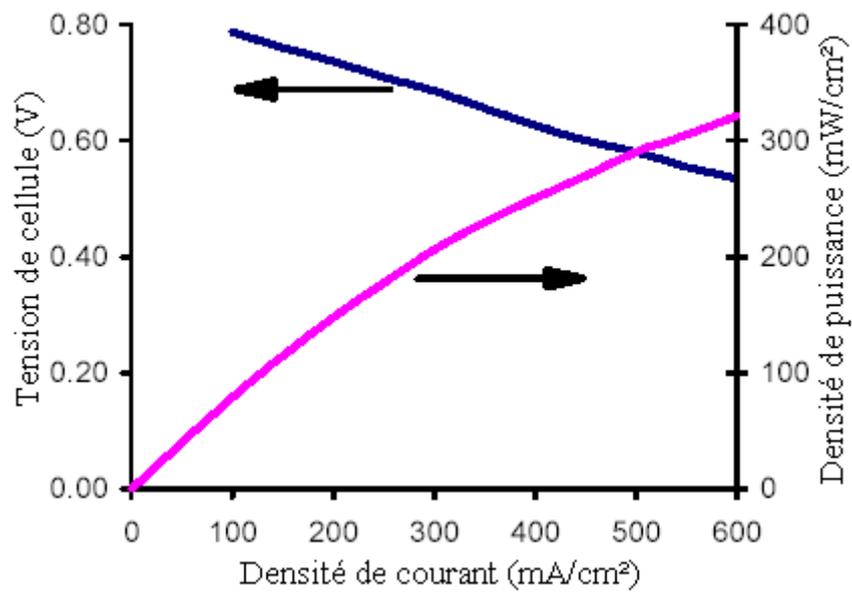


Figure 1.3: Tension et densité de puissance en fonction de la densité de courant [19].

La densité de puissance délivrée par une cellule est :

$$P_{cell} = I_{cell} \times V_{cell} \quad (1-1)$$

Connaissant la densité de puissance délivrée ( $P_{cell}$ ) et la tension aux bornes par la cellule ( $V_{cell}$ ), la densité de courant pourra être calculée :

$$I_{cell} = \frac{P_{cell}}{V_{cell}} \quad (1-2)$$

Dans un stack, le nombre de cellule est donné par :

$$N_{cellule} = \frac{\text{surface totale}}{\text{surface d'une cellule}} \quad (1-3)$$

La surface totale est :

$$\text{surface totale} = \frac{I'}{I_{cell}} \left( \frac{mA}{mA/cm^2} \right) \quad (1-4)$$

Tel que :

$I'$  : représente le courant total délivré par le PEMFC stack.

#### I.4.2. Production d'énergie thermique

La réaction électrochimique, responsable de la production d'énergie électrique, est une réaction exothermique. La chaleur ainsi dégagée constitue la source d'énergie thermique dans la pile à combustible.

Dans le cas de la pile hydrogène/oxygène, la réaction chimique globale est [3]:



Sous une pression atmosphérique de 1 atm et à une température de 25 °C :

L'énergie libre de Gibbs est :

$$\Delta G_r = -237 \text{ kJ / mole} \quad (1-5)$$

A une température constante, l'énergie récupérable du système correspond à la variation dans l'énergie libre de Gibbs ( $\Delta G$ ) est exprimée par la relation :

$$\Delta G = \Delta H - T \cdot \Delta S \quad (1-6)$$

Tel que :

$\Delta G$  : l'enthalpie globale ;

$\Delta S$  : l'entropie de formation ;

Avec :

$\Delta G < 0$  : Signifie par convention, que la réaction est spontanée.

$\Delta H < 0$  : Signifie par convention, que la cellule dégage de la chaleur.

Sous une pression atmosphérique de 1 atm et à une température de 25 °C:

$$\Delta G_r^0 = -237 \text{ KJ / mole}$$

$$\Delta H^0 = -285 \text{ KJ / mole}$$

$$\Delta S^0 = -0.164 \text{ KJ / mole / K}$$

L'énergie thermique est transférée par conduction et convection à travers la membrane polymère (mélange d'eau, protons ( $H^+$ ), matériau polymère) et le milieu poreux (matrice du matériau polymère et l'eau à l'état biphasique 'liquide/vapeur'). La chaleur ainsi dégagée est exprimée en fonction de l'entropie de formation des réactifs (s) et dépend, de la température et de la pression, partielles [3] :

$$Q_s = T \sum_i \left[ \dot{n}_i S_i^\alpha(T, p_i^\alpha) \right] \quad (1-7)$$

Avec :

$$i = H_2, H^+, O_2, H_2O^l$$

$$\alpha = l, g$$

$\dot{n}_i$  : le taux de production ou de consommation des réactifs.

L'entropie de formation pour chaque espèce,  $S_i^\alpha$ , est donnée par les tables thermodynamiques [3].

Pratiquement, la puissance thermique générée par la PEMFC peut être calculée par l'expression [3]:

$$P_{thermique} = P_{totale} - P_{électrique} \quad (1-8)$$

$$P_{thermique} = (V_{idéale} \times I_{cell}) - (V_{cell} \times I_{cell}) \quad (1-9)$$

$$P_{thermique} = (V_{idéale} - V_{cell}) \times I_{cell} \tag{1-10}$$

Où :

$$I_{cell} = I \times \text{surface d'une cellule}$$

Cette énergie thermique est utilisée dans le sous système PEMFC qui est intégré dans les systèmes énergétiques.

### I.5. DOMAINES D'APPLICATIONS DES PILES A COMBUSTIBLE

La diversification des applications des piles à combustible porte sur les types d'électrolyte à travers lesquels transitent les ions H<sup>+</sup> ou O<sup>-</sup>. On trouve ainsi des piles à potasse alcaline (développées principalement dans le secteur spatial), à l'acide phosphorique (technologie la plus "mature" à l'heure actuelle, mais limitée dans ses applications), à membrane polymère, à carbonates fondus, à oxyde solide. Chaque catégorie présente des propriétés spécifiques du point de vue de l'alimentation en combustible, des températures de fonctionnement et des applications qui en découlent.

Les progrès les plus prometteurs concernent d'abord la famille des membranes polymères (PEMFC). Ces piles à combustible peuvent être alimentées en l'hydrogène pur ou reformé, avec des températures de fonctionnement comprises entre 80°C et 100°C. Elles équipent les principaux prototypes automobiles ainsi que les applications stationnaires de petite puissance, notamment dans le secteur résidentiel.

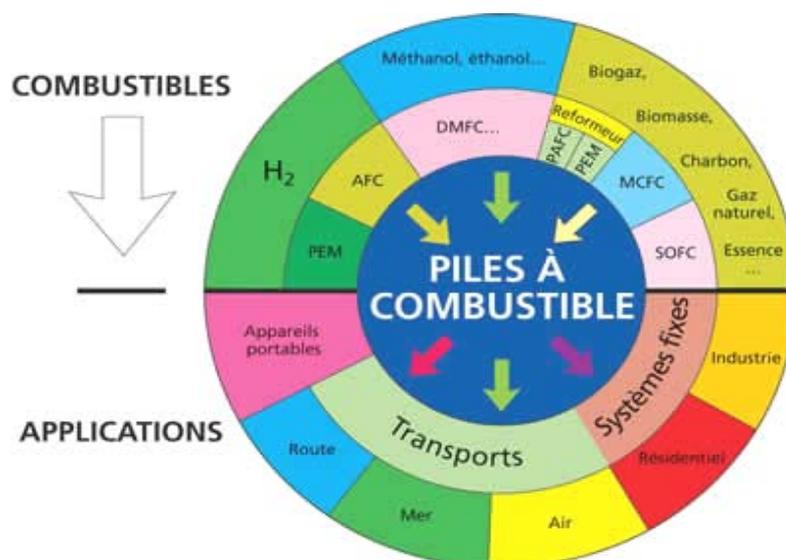


Figure 1.4 : Types de piles à combustible et domaines d'applications [20].

Les applications de la pile à combustible sont multiples. Nous la retrouvons principalement dans trois domaines principaux, comme le montre la figure 1.4:

- Domaine des transports ;
- Domaine stationnaire ;
- Domaine portable.

### I.5.1 Domaine des transports

Divers constructeurs automobiles ont des programmes de recherche et développement qui contribuent à l'élaboration de technologies utilisant l'énergie générée par une pile à combustible. Le projet Nekar5 constitue à l'heure actuelle une des applications automobiles les plus avancées (cf. figure 1.5), car, elle conserve les performances, une autonomie et une ergonomie comparables à celles des voitures à moteur classique. Elle utilise pour carburant le méthanol et a été commercialisée pour la première fois en 2009. De nombreux autres constructeurs développent également des voitures équipées de pile à combustible : le constructeur Ford et sa Ford FCV, General Motors et ses prototypes GM, Honda et sa FCX-V4 et même le constructeur français Peugeot prévoit d'adapter une pile PEMFC sur sa Peugeot Partner.



Figure 1.5 : Applications des piles à combustible dans l'industrie automobile [21].

Les applications s'étendent également aux véhicules plus lourds, tels que les bus. Le premier prototype de bus créé par Daimler-Benz en 1997 fut commercialisé peu de temps après. Ces bus alimentés desservent plusieurs villes européennes et américaines : Oslo (Norvège), Strasbourg ou des villes des Etats Unis comme Las Vegas. Leur grand avantage est relatif à leur fonctionnement silencieux et tout en respectant l'environnement, ce qui est fort appréciable à l'heure actuelle.

Des applications de la pile à combustible sont rencontrées dans des prototypes (certains sont utilisés, d'autres non) de bateaux (Duffy), de sous-marins (U31) et même d'avions (Boeing).

### **I.5.2 Domaine stationnaire**

Les piles à combustible peuvent constituer d'excellentes sources d'énergie délocalisées. On retrouve ainsi des adaptations faites à des centrales de cogénération, pour l'approvisionnement d'électricité, à la génération de vapeur ou de froid. Les applications correspondent à la demande du marché, selon :

- Les applications domestiques destinées aux maisons particulières, aux bâtiments spécifiques ou aux résidences collectives, pour répondre aux besoins de base d'une habitation : chauffage, eau chaude, rafraîchissement.
- Les applications industrielles en moyenne industrie ou pour des PME (électricité, vapeur, eau chaude...).

La figure 1.6 montre quelques photos d'applications embarquées de piles à combustibles.



Figure 1.6 : Applications embarquées des piles à combustible [21].

Pour le domaine domestique, les piles à combustible peuvent engendrer une économie importante car elle ne présente pas de problèmes d'acheminement d'électricité et la production d'énergie n'est pas dépendante des conditions météorologiques.

Les piles à combustible peuvent également être utilisées dans l'industrie, notamment par les petites et moyennes entreprises. La vapeur et l'eau chaude produite par les piles peuvent être utilisées pour le fonctionnement de certaines machines industrielles. Les piles utilisées sont dans ce cas de type SOFC.

### **I.5.3 Domaine portable**

Les appareils de type téléphone portable, baladeur mp3, ordinateur portable, caméscope, PDA (cf. figure 1.7) connaissent une forte croissance de leurs ventes. Néanmoins, leurs batteries possèdent à l'heure actuelle une autonomie assez limitée et les piles usagées ne sont pas des plus écologiques... Là encore, la pile à combustible peut tirer son épingle du jeu. En effet, elle permettrait une autonomie de 3 fois supérieure (et peut être même plus!) par rapport aux piles actuelles [22].



Figure 1.7 : Applications portables des piles à combustible [21].

Ainsi, de très nombreux prototypes de piles à combustible pour baladeurs ou portables (généralement de type PEMFC) ont vu le jour [23]. Récemment, Ballard a développé un système de piles à combustible pour les ordinateurs portables permettant d'atteindre 20 heures d'autonomie. Pour l'instant, ces prototypes ne sont pas encore à jour (à cause de leurs dimensions notamment) pour être commercialisés, mais il ne fait aucun doute que cela se fera dans un futur proche.

## **I.6 CONCLUSION**

Depuis la conquête spatiale des années 60, les applications des piles à combustible n'ont pas cessé de s'accroître. Bien que les progrès effectués depuis une vingtaine d'année soient considérables, le chemin à parcourir reste encore long et parsemé d'embûches. Mais

même si des barrages semblent se planter entre nous et la réussite de la pile à combustible, on peut placer beaucoup d'espoir quant à sa réussite dans l'avenir compte tenu des besoins énergétiques et des problèmes environnementaux.

La pile à combustible est déjà très utilisée dans des domaines, tels que l'aérospatiale et le transport (bus, voiture). C'est dans ces domaines que la pile à combustible est la mieux développée. Actuellement, d'autres domaines d'application de la pile à combustible comme le portable dans lequel elle a un grand avenir mais aussi le domaine stationnaire.

D'un point de vue économique, la pile à combustible sera sûrement dans quelque années, la source d'énergie électrique la plus rentable, ce qu'il lui assure à priori un avenir confortable.

Dans le cadre de ce chapitre nous nous sommes intéressés à la description du principe de fonctionnement de la pile à combustible en présentant ses différents types ainsi que leurs domaines d'emploi correspondant. Les chapitres suivants sont relatifs à des applications spécifiques de la pile PEMFC pour la production d'électricité et la climatisation par utilisation d'une machine à absorption ou par hybridation avec une source géothermique.

---

## **CHAPITRE II**

*Historique et état de l'art sur les systèmes  
de chauffage et de climatisation par PEMFC  
dans le domaine de l'habitat*

---

## II.1. INTRODUCTION

L'énergie mondiale repose principalement sur les combustibles fossiles. Ces combustibles sont responsables de la pollution de l'environnement et du réchauffement climatique par effet de serre. Aujourd'hui, les piles à combustible se présentent comme une solution alternative à certains systèmes classiques polluants et parfois peu efficaces.

Alimentées en hydrogène, les piles à combustible ne dégagent aucun polluant atmosphérique et ne produisent pratiquement que de l'eau pure. De plus, elles participent à l'optimisation de l'utilisation des combustibles en améliorant l'efficacité de production d'électricité et éventuellement de la chaleur [4-11]. La décentralisation de la production électrique implique l'utilisation de l'hydrogène comme vecteur énergétique. Dans ce cadre, la pile à combustible serait utilisée comme convertisseur d'énergie. Les applications visées sont aussi bien des installations stationnaires, portables, que de la traction de véhicules.

Les applications stationnaires sont les plus diversifiées parmi les applications des piles à combustible [11]. Cela est dû à plusieurs éléments : un large spectre de puissance du kW à plusieurs MW, des applications allant de l'approvisionnement d'électricité à la cogénération en passant par la génération de chaleur ou du froid et plus de possibilités au niveau des carburants [24,25] avec un rendement allant jusqu'à 81% [9].

Utilisée dans le domaine de la climatisation résidentielle, la pile à combustible alimente directement le compresseur de la pompe à chaleur via un convertisseur qui assure également la charge d'une batterie. La chaleur produite par le refroidissement de la pile est récupérée (cogénération) via l'évaporateur de la pompe à chaleur. Le couplage entre la pile à combustible et une source chaude géothermique par hybridation permet des applications aussi bien pour le chauffage que pour la climatisation [12].

L'objectif de ce chapitre est de présenter l'état de l'art sur la cogénération par pile à combustible pour les applications stationnaires. Il vise principalement l'apport d'informations et la collecte de données qui permettront d'orienter le choix et la démarche scientifique à mettre en œuvre dans le cadre de ce travail.

## II.2. RAPPELS HISTORIQUES

L'histoire de la pile à combustible remonte à 1839 où un juge anglais, Sir William GROVE, chercheur amateur en électrochimie, a découvert le principe [26]. Dans son expérience, il utilisait un tube en U rempli d'eau avec deux électrodes en platine. Grâce à un courant électrique, il parvint à obtenir de l'hydrogène et de l'oxygène : c'est ce que l'on appelle l'électrolyse. En coupant ce courant, il constata que ces gaz donnaient lieu à un courant électrique de sens inverse au premier. Cependant, cette technique resta plus ou moins dans l'oubli tandis que se développaient les machines thermiques, les accumulateurs et les piles électriques. Pourtant des chercheurs continuèrent de s'intéresser à cette technologie. En 1889, L. Mond et C. Langer ont introduit les catalyseurs (platine), ont perfectionné l'électrolyte et ont utilisé le terme pile à combustible [27]. En 1921, E. Baur a découvert l'importance de la cinétique et a construit une cellule fonctionnant à haute température (1000°C) [28].

C'est Francis T. Bacon [26], qu'est le premier à mettre au point la réalisation d'une pile à combustible. En effet, Bacon en 1953, a construit une pile hydrogène-oxygène ayant un électrolyte alcalin et des électrodes poreuses de nickel et d'oxydes de nickel. Elle fonctionnait entre 80 et 200°C pour une pression pouvant atteindre 40 atmosphères. Cette réalisation démontra l'intérêt des piles à combustible pour les domaines spatiaux et océanographiques. D'une puissance de quelques kW, elle présentait une densité de courant de  $1\text{A}/\text{cm}^2$  pour une tension de 0,8V. Ce fut d'abord la NASA qui les utilisa pour ses engins spatiaux dans les années 60: les piles servaient de générateur pour les véhicules spatiaux habités Gemini en 1963 (piles à combustible de type électrolyte polymère de General Electric) et Apollo en 1968 (piles de type alcalin de Pratt et Whitney). Ayant prouvé leur efficacité, les piles sont toujours employées dans les navettes américaines.

En 1970, DuPont [29] a mis au point la membrane Nafion qui a permis de relancer les piles à combustible acides (PEMFC). Le très fort développement des recherches sur les piles à combustible dans les années 1970 résultait de la première crise pétrolière de 1973. Actuellement, les préoccupations sont beaucoup plus d'ordre environnemental. Des prototypes roulants de General Motors et Ford font leur apparition avec une pile à hydrogène avec système de stockage d'hydrogène [30].

Plus tard (1994), Ford motor company a mené une étude à U.S Department of Energy (DOE) dans le but d'orienter la technologie PEMFC pour application au véhicule. Ce rapport contient trois principaux points : développer et démontrer en laboratoire de système de propulsion l'efficacité de la PEMFC dans l'application embarquée (contrôle, puissance maximale, caractéristique, poids, volume, coût ..), ensuite sélectionner un système de stockage et démontrer son efficacité avec un poids, un volume, un coût acceptable et une bonne sécurité d'utilisation d'hydrogène et enfin analyser l'infrastructure du système d'alimentation en hydrogène pour s'assurer qu'il peut être fourni au véhicule en toute sécurité dans différents sites.

Des travaux ont été menés pour étudier les possibilités de développement de l'infrastructure de l'hydrogène, ainsi que sur l'emploi soit du méthanol, de l'essence, de l'éthanol, du gaz naturel sans ou avec reformeur d'hydrocarbures légers pour la fabrication d'hydrogène par reformage pour des applications stationnaires [24, 25, 31-32]. C'est réellement au début des années 1990 que les piles ont connu un regain d'intérêt. Cela est dû à plusieurs facteurs déterminants. L'aggravation des problèmes environnementaux liés à l'effet de serre a relancé la recherche sur les piles à combustible et leurs applications. Les progrès technologiques (membranes plus performantes pour les PEMFC, catalyseurs, reformage) ont largement contribué à leurs applications. Ainsi, les premiers prototypes (véhicules, installations stationnaires) ont été développés.

En ce qui concerne les applications stationnaires, des installations de forte puissance (plusieurs MW) en Amérique du nord ont été mises en place pour la production décentralisée d'électricité mais aussi pour des applications de la cogénération. En 1992, International Fuel Cells et ONSI [18] ont commencé à installer un système stationnaire de cogénération à base d'une PAFC 200 kW<sub>e</sub>. La figure 2.1 montre l'une de ces applications.



Figure 2.1 : Photo de PAFC de 200 kW<sub>e</sub> [18].

La technologie PEMFC a eu un développement très rapide dans les dernières années dans les applications stationnaires [33]. Ballard Power Systems Inc. a développé une unité de démonstration de 30 KWe alimenté en hydrogène comme carburant et une autre unité de production d'énergie de 10 KWe alimentée en gaz naturel. L'installation de 10 kWe à base d'une PEMFC avec l'intégration d'un réformateur du gaz naturel était la première installation alimentée en gaz naturel (Wurster, 1997) [2].

Le groupe Plug Power a installé un système à base d'une PEMFC de 7 kWe [34] pour alimenter une habitation en énergie électrique et thermique (figure 2.2).



Figure 2.2 : Photo de PEMFC de 7kW pour applications résidentielles [34]

La société allemande Vaillant [35] a développé des systèmes de cogénération depuis 1998, aussi bien pour l'habitat individuel que collectif, en utilisant la technologie PEM (fournie par l'américain Plug Power) et la technologie SOFC (puissance 1 kW). A la fin de 2006, elle avait mis en service 60 installations pour divers tests. La société développa un prototype (de technologie PEM) fournissant 4,6 kWe et 9 kWth ; le test a été fait en collaboration avec Gaz de France. La société allemande Viessmann [36] a développé un système de 2 kWe et 3,5 kWth en utilisant la technologie PEM, le système est alimenté en gaz naturel. Une version de démonstration a été faite en 2008. Le stade de la démonstration avec quelques unités est maintenant dépassé : en novembre 2007, Matsushita Electric Industrial Co. et Ebara Corp. ont chacun annoncé la construction d'une usine de production de piles stationnaires, qui produiront chacune 10 000 modèles par an avant 2010 [37].

La cogénération par pile à combustible semble être une voie prometteuse. La technologie permet d'envisager des applications domestiques destinées à la climatisation (pompe à chaleur, absorption...), à la production électrique des maisons individuelles et à des

applications hybrides couplées à d'autres énergies renouvelables tel que le solaire, l'éolien, la géothermie....

### **II.3. ETAT DE L'ART**

La micro-cogénération, appelée aussi micro production de chaleur et d'électricité [24, 38] est utilisée pour les applications résidentielles. C'est la technologie qui fournit en même temps l'efficacité énergétique et la préservation de l'environnement en réduisant la consommation d'énergie et les émissions de gaz à effet de serre [38].

La première application des piles à combustible dans le domaine stationnaire remonte à 1977, où une installation de 1 MW a été mise en place à New York suivie d'une autre installation de 4.5 MW en 1983. Les PEMFC ont connu un développement spectaculaire après 1987 avec la création de la firme canadienne Ballard [39].

En 1994, les premières installations stationnaires de cogénération ont été mises en place en Allemagne [36].

Depuis 2001, l'entreprise Plug power Inc qui a développé la pile à combustible à membrane échangeuse de proton (PEMFC) destinée pour les applications commerciales et résidentielles, a distribué plus de 300 PEMFC de puissance électrique de 5 kW à plus de 50 sites dans le monde d'après les données de 2005. L'entreprise GenSys™ est une partie de Plug power Inc qui fournit des PEMFC destinées à la cogénération et fonctionne en gaz naturel ou en GPL (figure 2.3). Ces PEMFC sont capables de produire 5 kWe et approximativement 9 kWth [40, 41]. Le rendement du reformeur de CH<sub>4</sub> varie entre 80 et 85 %.

En 2002, Ballard a installé en Allemagne une PEMFC d'une puissance électrique de 250 kW [39]. Ce système est destiné à la cogénération pour des applications dans l'habitat ; il fournit 786 MWh de puissance électrique et approximativement 852 MWh de chaleur. Le rendement électrique varie de 28 à 38 %, le rendement thermique varie de 30 à 42 % et l'efficacité du système varie entre 60 et 80%.



Figure 2.3 : Photo d'un système installé par GenSys™ pour la production d'énergie par PEMFC hors réseau [41]

En 2008, l'installation du plus grand projet dans le monde alimentant 150 habitations par PEMFC a eu lieu à Maebaru au sud du Japon (figure 2.4). Le test de faisabilité s'est poursuivi pendant environ quatre ans afin d'examiner les effets d'économie d'énergie du système [41, 42]. Le rendement électrique a été évalué à 30 %, la température de l'eau de refroidissement de la PEMFC est de 70°C.



Figure 2.4: Photo de la cité Maebaru destinée à l'alimentation en énergie par PEMFC [42]

Une étude stationnaire et instationnaire de la réponse de la PEMFC en fonction sa température de fonctionnement a été faite par Qiang [43]. Cette étude a été orientée dans le sens de l'influence de la température de la PEMFC sur ses performances. Lorsque la température de la PEMFC varie de 65 °C à 75 °C, la puissance électrique augmente. A 80 °C, les performances sont maintenues et à partir de 85 °C, la puissance électrique chute. Ce résultat permet de penser à l'hybridation d'une PEMFC avec une source géothermique, qui ne pourra être que bénéfique. Les performances de la pile peuvent être maintenues par son refroidissement par l'eau provenant d'une source thermique à basse température (30 - 60°C).

V. Dorer et al. [44] ont étudié un système de micro-cogénération basé sur la PEMFC pour des applications résidentielles. Le système utilise comme appoint des capteurs solaires plan pour le chauffage de l'eau sanitaire. La PEMFC génère de 1 à 4.5 kW, le réservoir de stockage thermique (RST) qui est destiné au chauffage de l'eau sanitaire et de l'espace est d'un volume de 700 l. Les collecteurs solaires sont dimensionnés pour assurer de 60 à 65 % d'énergie thermique demandée, le rendement du système a été améliorée de 40 %, la température du RST a atteint les 90 °C.

Une autre étude sur la génération simultanée de chaleur et d'électricité a été faite par Gigliucci et al. [45]. L'entreprise Enel Produzione a installé en Livorno (Italie) un système basé sur des PEMFC pour des applications résidentielles. Les piles étaient alimentées en hydrogène issu du gaz naturel. Le système fourni une puissance de 4 kWe et 6.8 kWth avec un rendement de 50% ; la température du réservoir de stockage thermique atteint 60 °C. Il a été observé que le rendement du système augmente en fonction de la demande d'énergie ; pour une demande d'énergie de 18 et 28 %, la puissance thermique augmente de 30 à 38 % respectivement.

Colella [46] a optimisé le fonctionnement d'un système de micro-cogénération constitué d'une PEMFC d'une puissance électrique de 6 kW alimentée en hydrogène issu du reformage du méthane ; la température récupérée au RST est de 70 °C. La quantité d'hydrogène produit en moles est de 2.77 fois la quantité de méthane, l'optimisation concerne la diminution des pertes thermique à travers la PEMFC et le reformeur. L'auteur a montré que l'augmentation de la surface de l'échangeur de chaleur engendre une amélioration de la température récupérée de 19 °C.

Briguglio [47] et al. ont étudié expérimentalement les performances d'une PEMFC d'une puissance nominale de 5 kW destinée aux applications résidentielles. L'énergie thermique générée est utilisée pour le chauffage de l'eau sanitaire. L'objectif de cette étude était l'optimisation de la récupération de la chaleur générée par la PEMFC pour augmenter le rendement thermique ; la pile a été testée pour une puissance variant entre 2.5 et 5 kW. Les résultats expérimentaux ont montré que la température de l'eau provenant de la PEMFC peut atteindre les 70 °C pour différentes puissances avec un débit de circulation d'eau de 60 l/h. Il a été observé que le rendement optimal atteint les 85 % pour un fonctionnement en pleine charge.

Hamada Y. et al. [48] ont décrit les performances d'une PEMFC de 1 kW destinée à la production d'électricité avec récupération de la chaleur générée dans un RST pour le chauffage de l'eau sanitaire. La température de l'eau circulant avec un débit de 0.7 l/min dans la PEMFC est de 60 °C, elle est stockée dans un RST d'un volume de 200 l. Le rendement total de la PEMFC atteint les 80 %, la consommation en combustible est de 308 NI/h, qui fournit une puissance thermique stockée dans le RST de 27.6 MJ.

Wang C et al. [49] ont étudié le comportement d'une PEMFC de puissance 5 kW alimentée en hydrogène (figure 2.5) pour des applications résidentielles. Les résultats obtenus montrent la flexibilité de la pile à combustible qui démarre en un temps inférieur à 1 minute, l'efficacité électrique de la PEMFC en pleine charge est de 30% et la température récupérée de la PEMFC est de 70 °C. Un résultat très intéressant est mis en évidence par les auteurs montrant l'autonomie de fonctionnement par rapport à la quantité d'hydrogène consommé. Pour avoir une autonomie de fonctionnement de 3 h, la PEMFC est alimentée avec deux bouteilles d'un volume de 50 l d'hydrogène.



Figure 2.5: Photo d'une pile PEMFC de 5kW pour les applications stationnaires [49].

A. Hirohisa et al. [50] ont étudié la flexibilité et l'efficacité de quatre PEMFC alimentées par trois reformeurs de gaz naturel pour alimenter une cité constituée de huit maisons. La puissance maximale délivrée par la PEMFC stack est de 2 kW en saison estivale et de 4 kW en saison hivernale, le RST était d'un volume 300 l. Les auteurs ont montré que le rendement électrique maximum varie de 30 à 60 % pour toute fluctuation de charge supérieure à 25 %, l'eau chaude stockée était suffisante pour satisfaire les charges thermiques

maximale de 1.5 MJ/min, la quantité maximale d'hydrogène consommée était de 38 MJ/h en saison hivernale.

El-Sharkh et al. [51] ont étudié le fonctionnement d'une PEMFC d'une puissance électrique de 5 kW en régime instationnaire pour des applications résidentielles. La charge électrique maximale a été évaluée à 1.2 kW, elle varie entre 0.2 et 1.2 kW, le débit d'hydrogène varie entre 0.1 et 0.45 mole/s. Il a été observé une bonne réponse à la variation de la charge. En augmentant ou diminuant la charge, la PEMFC répond dans un temps variant de 0 à 17s.

Une étude expérimentale sur l'efficacité des systèmes PEMFC basés sur la cogénération a été élaborée par Hwang et al. [9] et montrée dans la figure 2.6. La charge impose une puissance électrique de 1 kW fournie par la pile. Cette étude met en évidence la température de la PEMFC qui varie entre 55 et 59 °C, ce qui correspond à la fourniture de 80 l d'eau chaude par heure. Les besoins en eau chaude pour une résidence d'une famille constituée de 4 membres a été évalué entre 230 et 290 l. La capacité du RST a été évaluée à 300 l pour pouvoir satisfaire les besoins en eau chaude sanitaire. Les rendements maximum, électrique, thermique et de cogénération ont été évalués par les auteurs respectivement égaux à 40, 48 et 81 %.



Figure 2.6 : Photo de PEMFC pour application résidentielle [9].

José Geraldo et al. [52] ont étudié expérimentalement une PEMFC d'une puissance électrique de 5 kW alimentée par reforming du gaz naturel (figure 2.7). La pile est fournie par CEPTEL Electric Power Research Center, au Brésil. La puissance thermique est de 6.4 kW, pour une consommation en gaz naturel de 28 l/min, le rendement électrique est de 28 %. Cette

étude a mis en évidence le débit d'hydrogène produit qui est de l'ordre de 61.6 l/min pour un débit de gaz naturel consommé de 26.4 l/min.



Figure 2.7 : Photo de piles PEMFC utilisées en cogénération et alimentées en gaz naturel [52].

En 2006, une étude théorique et expérimentale sur une PEMFC d'une puissance électrique de 1 kW a été effectuée par Hamada et al. [53] (figure 2.8). La pile était alimentée par reforming du gaz naturel, l'étude de l'influence de la variabilité de la charge de 50 et 75 % a été mise en évidence, l'eau chaude stockée dans le RST d'une capacité de 200 l était à une température de 60 °C. La consommation maximale en combustible est de 10 NL/min, le rendement électrique a été évalué à 28.3 %, le rendement de cogénération dépasse les 77.9 %. Afin de satisfaire les demandes en eau chaude sanitaire, les auteurs ont noté qu'une réduction de la consommation d'énergie conventionnelle de 17 % a été observée. Ils ont conclu que l'utilisation de la PEMFC comme génératrice d'énergie électrique et thermique connectée au réseau est une bonne solution pour la gestion d'énergie.

Plusieurs travaux de recherches ont été consacrés à l'application de la cogénération en utilisant les pompes à chaleur (PAC) destinées à la climatisation [54-57].

C'est en 2007, que la première étude de l'application d'une PEMFC dans la climatisation par absorption a été publiée par Pilatowsky et al [3]. La PEMFC était d'une puissance électrique de 1 kW, la température du RST a été prise de 80 °C, qui est la température qui permet à la pile de donner le maximum de ses performances comme nous l'avons déduit de l'étude précédente [43].



Figure 2.8: Cogénération par PEMFC alimentée au gaz naturel [53].

Le système de réfrigération à absorption est caractérisé par une solution (monométhylamine /eau). Une étude du comportement du système à absorption en fonction de la variation de la température du RST a été faite. Dans ce sens, le coefficient de performance max (COP) a été trouvé égal à 0.57 qui correspond à une température du RST de 60 °C et une température d'évaporation de 10 °C. A 80 °C, le COP max est de 0.43 et il diminue en fonction de la diminution de la température d'évaporation. Le rendement du système est max et égale à 88 % lorsque la température du RST est 60 °C et la température d'évaporation est prise à 10 °C.

La pile à combustible de type PEMFC a pris une place considérable dans les applications hybrides, Erdinc et Uzunoglu [58] ont présenté les différentes possibilités d'intégration des PEMFC dans des systèmes hybrides pour plusieurs domaines d'applications (mobile, embarqué et stationnaire).

Pedrazzi et al. [59], Zervas et al. [60], Lagorse et al. [61], Uzunoglu et al. [62] ont étudié les systèmes hybrides photovoltaïque-pile à combustible PV/FC, Samaniego et al. [63]. Cette hybridation est efficace dans le sens où la pile à combustible sert à restituer l'excès de l'énergie électrique générer par le photovoltaïque qui est stocker sous forme d'hydrogène par le moyen de l'électrolyse de l'eau dans des réservoirs de volume variables selon la demande en énergie électrique pour une demande qui varie entre 50 et 250 kW l'hydrogène est stocké comprimé à 200 bars dans des réservoirs de volumes 200 à 1000 m<sup>3</sup>, respectivement. Durant

les périodes de fortes demandes en énergie électrique, l'hydrogène est utilisé dans la pile à combustible (PEMFC) d'une surface de 500 m<sup>2</sup> pour générer l'énergie électrique.

Khan and Iqbal [64] se sont intéressés au système hybride éolien- pile à combustible Wind/FC. Onar et al. [65], Kaviani et al. [66], Wang et Nehrir [67] ont étudié le cas où le système hybride est constitué d'éolien – Photovoltaïque et pile à combustible. Le système hybride sert à orienter le système dans le sens d'assurer la demande de la charge tout en combinant les trois systèmes de production d'énergie électrique, c'est le même principe que les articles cités dans les références [59- 63] la pile à combustible sert d'appoint d'énergie électrique en cas d'absence ou de faible production d'énergie électrique par le photovoltaïque et l'éolien.

Uzunoglu et al. [68] ont étudié un système hybride constitué de pile à combustible PEMFC de puissance 250 kW qui fonctionne en parallèle avec un mini centrale de turbine à gaz de même puissance. La combinaison de ses deux générateurs de puissances a donné des résultats satisfaisants dans le sens d'éliminer le stockage d'énergie dans les batteries en faisant une permutation entre énergie électrique produite par la turbine ou la PEMFC.

En 2007, Mohamed A. Darwish [69] a étudié un système hybride constitué d'une pile à combustible acide PAFC avec un moteur à combustion interne et un système de climatisation à absorption pour application à un bâtiment résidentiel en Kuwait. La PAFC est de type ONSI P25, de puissance 200 kW et alimentée en gaz naturel. La puissance thermique délivrée est de 105 kW à 120 °C et de 100 kW à 60 °C. Ce système a permis une autonomie d'énergie pour ce bâtiment tout en réduisant le coût de la climatisation. Le système à absorption a diminué considérablement la charge électrique nécessaire de 39 à 20 kW. La température de l'eau réfrigérée par absorption est de 7 °C, le COP obtenu en climatisation par eau refroidie est de l'ordre de 3 et 3.5.

M. Burer et al [70] ont fait une conception d'un système optimisé pour le chauffage et la réfrigération. Le système est constitué d'une pompe à chaleur à compression, d'un système à absorption et d'une chaudière à gaz supplémentaire alimentée par un générateur de puissance constitué d'un couple pile à combustible à oxyde solide SOFC et une turbine à gaz. Elle alimente une petite cité constituée de quelques bâtiments, l'émission du CO<sub>2</sub> est inférieure à 0.3 kg CO<sub>2</sub>/kWh. Le COP de la PAC à compression a été évalué à 3.6 et le COP du système à absorption a été évalué à 0.83 pour une demande en réfrigération de 0.18 MWth.

Récemment, Louise F. Goldberg et al. [12] ont installé et étudié expérimentalement aux Etats Unies le premier et le seul système hybride constitué d'une pile à combustible PEMFC couplée à une source géothermique (figure 2.9).

Ce système hybride est composé d'une PEMFC de 5 kW (modèle : GenCore 5T48) [71] fabriquée par Plug Power Corp, entassée sous forme d'un stack de 60 membranes échangeuses de proton pour donner 48 volts DC et un courant maximum de 109 Ampères. La pile fonctionne avec 99,95% d'hydrogène, l'échangeur de chaleur air/eau évacue la chaleur et la stocke dans un réservoir de stockage thermique dont la température est de 55 °C. 35 % d'hydrogène consommé est converti en puissance électrique dont 65% est rejetée sous forme de chaleur.

Cette chaleur est utilisée pour le chauffage ou stockée dans un réservoir de capacité 1800 litres isolé thermiquement. Pour pouvoir récupérer cette énergie, un échangeur de chaleur à plaques a été placé en parallèle avec la PEMFC. Ce système est couplé à une PAC réversible géothermique GEV-018. Les résultats obtenus ont montré que l'utilisation d'une source thermique de 37,8°C augmente l'efficacité de chauffage COP de 24%, pour une température du réservoir de stockage thermique de 57,2°C et une température de laboratoire évoluant entre -15°C et 20°C.



Figure 2.9 : Le projet HESS installé aux USA [12].

## II.4. CONCLUSION

A travers la revue bibliographique dans le domaine des applications résidentielles des PEMFC, nous notons que peu de travaux de recherches ont touché au domaine de la climatisation et spécialement la climatisation par absorption couplée au PEMFC basse température ainsi que la possibilité d'hybridation avec une source thermique basse température.

L'Algérie dispose d'un potentiel géothermique appréciable. Si les réservoirs existants sont de type, basse à moyenne température, l'utilisation directe de cette énergie dans différents domaines permettra certainement l'économie de plusieurs centaines de Mégawatts.

Compte tenu que le pays utilise fortement la climatisation en période d'été, particulièrement dans les régions du sud et dans les hauts plateaux, des programmes d'utilisation de la géothermie pour pourvoir à ses besoins en termes de climatisation au début d'août 2010 ont été lancés. La climatisation étant un grand consommateur d'énergie électrique, les systèmes d'hybridation peuvent contribuer largement à la réduction de cette consommation.

Il est à souligner que la principale application est citée dans l'article de Semmar et al. [72]. Les auteurs ont fait la conception, la construction et l'expérimentation d'un système de chauffage approximativement de 100 bungalows du complexe de Hammam Chellala (Guelma) à partir de l'eau chaude géothermique. Cette eau thermique compte parmi les plus chaudes au monde (environs 98 °C). En saison hivernale la température de la région est très basse (2 °C), d'où l'importance du chauffage.

En 2008 et dans le cadre d'un programme de promotion des énergies propres et renouvelables du Ministère de l'environnement et la Direction de l'environnement de la wilaya de Saïda, un système de climatisation géothermique basé sur une PAC CIAT a été mis en place à l'école primaire Si Ben Salah, située à Saïda [73]. Ce système permet le chauffage et la climatisation d'une salle de cantine scolaire de 240 élèves. Il a fait objet de la partie expérimentale de notre thèse. L'étude de la faisabilité de l'intégration de ce système avec la PEMFC alimenté en hydrogène issue par reformage du gaz naturel a été faite ainsi que l'étude comparative entre le système de climatisation à compression mécanique et à absorption.

Dans ce contexte, une étude de faisabilité comprenant le couplage entre une PEMFC avec ou sans hybridation géothermique, ainsi que l'étude comparative entre l'utilisation de la climatisation par absorption ou par compression sera envisagée. Ce système assurera les besoins en énergie électrique et thermique (chauffage et réfrigération) tout en préservant l'environnement et en diminuant la consommation en énergie électrique.

Dans ce sens, le chapitre 3 donnera la modélisation numérique de fonctionnement du système à absorption LiBr/H<sub>2</sub>O afin de connaître les paramètres optimaux de fonctionnement avec une PEMFC.

---

## **CHAPITRE III**

***Etude Thermodynamique et Modélisation  
du Système Pile à Combustible PEMFC/  
Absorption H<sub>2</sub>O/LiBr***

---

### III.1. INTRODUCTION

Le système énergétique, objet de l'étude, est basé principalement sur la technologie PEMFC. Il est constitué de plusieurs sous systèmes : la PEMFC, le Réservoir de Stockage Thermique (RST), le Système à absorption pour la climatisation et le système de chauffage d'eau sanitaire.

La « production de froid » par le procédé d'absorption est différente de celle de la compression mécanique, car, elle est basée sur l'évaporation du réfrigérant (l'eau) dans l'évaporateur à très basse pression. La vapeur d'eau est alors « aspirée » dans l'absorbeur, contribuant à la dilution de la solution H<sub>2</sub>O/LiBr. L'efficacité du processus d'absorption nécessite un refroidissement de la solution. Cette dernière est pompée en continu dans le réservoir de stockage thermique (RST) où elle est chauffée (chaleur motrice). La vapeur d'eau ainsi générée est envoyée dans le condenseur, où elle se transforme en eau liquide. L'eau liquide, après passage dans une vanne de détente, retourne à l'évaporateur. La compression thermique est obtenue en utilisant un couple réfrigérant/liquide absorbant, et une source de chaleur (RST) qui remplace la consommation électrique du compresseur mécanique.

Le développement de nouveaux systèmes énergétique à grande efficacité énergétique prend une place considérable dans la recherche scientifique actuelle [74]. Il conduit à la protection de l'écosystème et à la diversification des sources primaires. Ainsi, la possibilité de produire du froid par utilisation de la chaleur issue par cogénération de la pile à combustible, a donné toutes leurs places aux machines à absorption dans le domaine de la climatisation [3]. Pour rendre cette technologie plus concurrentielle vis-à-vis de la climatisation à compression, il importe d'améliorer leurs performances.

L'objectif de ce chapitre est relatif à une simulation, en régime stationnaire, d'un procédé de réfrigération basé sur la machine à absorption à simple étage à H<sub>2</sub>O/LiBr dans le souci de mieux comprendre son fonctionnement et d'en déduire les actions pour améliorer ses performances. Nous présenterons ainsi le système de cogénération à base d'une PEMFCs constitué de la pile à combustible PEMFC qui représente la source d'énergie électrique et thermique, le réservoir de stockage thermique (RST) qui représente le stockage thermique du système qui atteint 70°C [75] afin de l'utiliser dans le cycle de la machine à absorption.

Nous allons examiner, l'effet de la variation de la température du RST sur les performances de la machine à absorption ainsi que l'influence de la température de l'habitation sur les performances de la machine à absorption.

### III.2. CONFIGURATION DU SYSTEME PEMFC/ABSORPTION

Plusieurs configurations du système peuvent être envisagées afin de construire un système de cogénération/PEMFC qui fournit l'énergie électrique, l'eau chaude sanitaire et le refroidissement de l'espace d'une habitation. Le système conçu pour notre étude est illustré schématiquement par la figure 3.1.

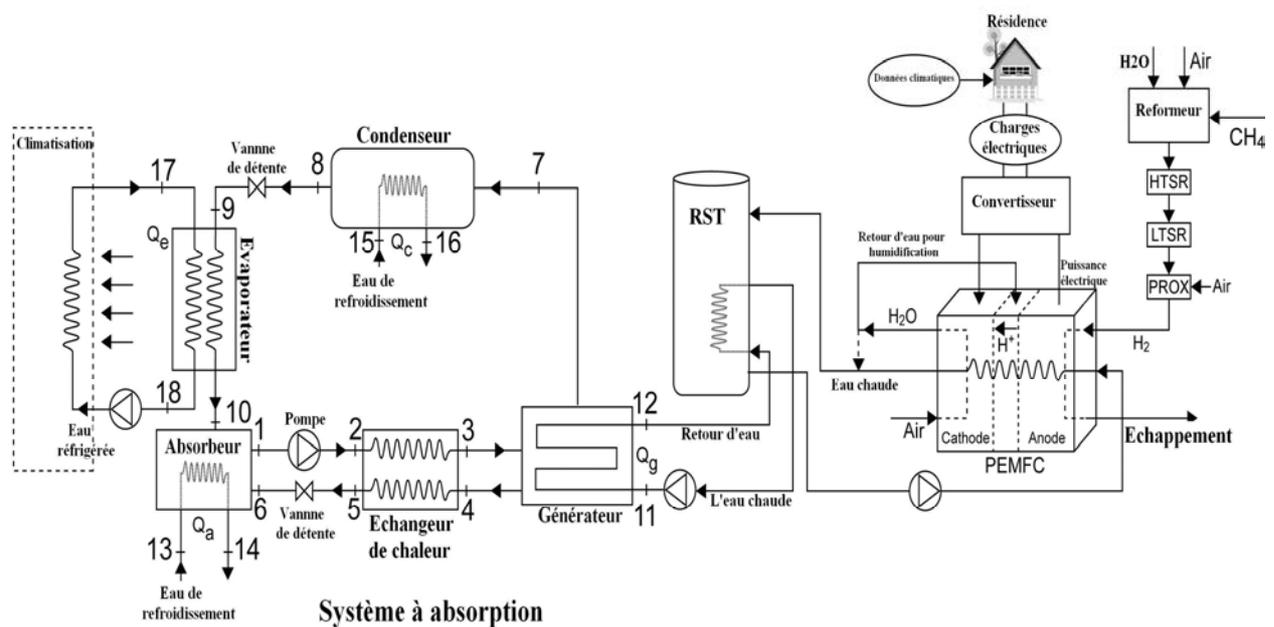


Figure 3.1 : Description schématique du système énergétique pour l'application résidentielle.

### III.3. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DES MACHINES A ABSORPTION

Les machines frigorifiques à absorption liquide fonctionnent grâce à la faculté de certains liquides d'absorber (réaction exothermique) et de désorber (réaction endothermique) une vapeur [76]. Elles utilisent également le fait que la solubilité de cette vapeur dans le liquide dépend de la température et de la pression.

Ainsi, ces machines utilisent comme fluide de travail un mélange binaire, dont l'un des composants est beaucoup plus volatil que l'autre, et constituera le fluide frigorigène.

L'autre constituant sera appelé absorbant. Dans ce qui suit, deux couples sont principalement utilisés :

- Eau+Bromure de Lithium ( $H_2O/LiBr$ ) ; l'eau étant le fluide frigorigène ;
- Ammoniac+Eau ( $NH_3/H_2O$ ) ; l'ammoniac étant le fluide frigorigène.

Dans notre cas, le système à absorption utilise le couple  $LiBr-H_2O$ . Il a été conçu suite aux critères de besoins de l'habitat (voir figure 3.2):

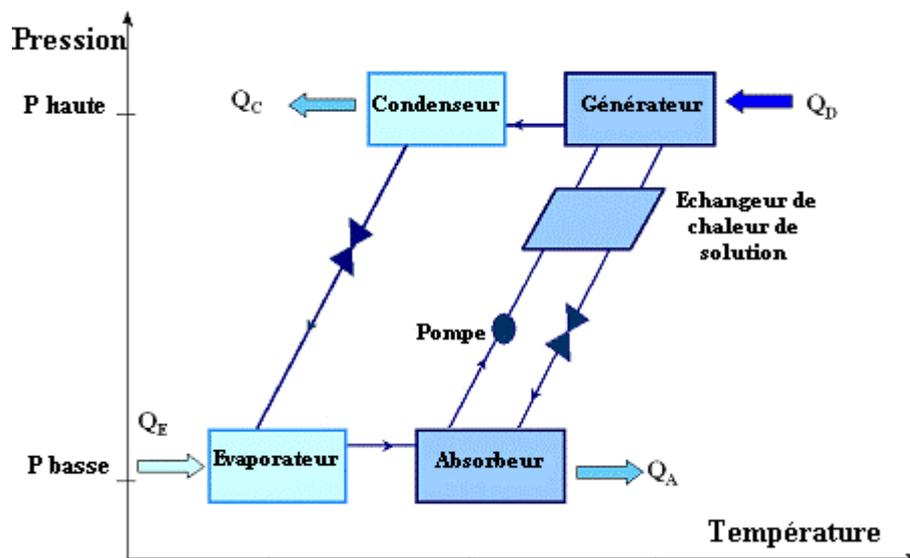


Figure 3.2 : Présentation schématique du cycle à absorption. Représentation des quantités de chaleur absorbées et cédées.

### III.3.1. Le générateur ou désorbeur

La solution riche en frigorigène (3) reçoit la quantité de chaleur  $Q_G$  à une température  $T_{RST}$  ce qui provoque la vaporisation d'une partie du frigorigène dissous dans la solution : on parle alors de désorption. A la sortie de désorbeur, de la vapeur du fluide frigorigène (7) ainsi qu'une solution appauvrie en frigorigène (4) seront ainsi obtenues. Cet organe effectue donc une séparation.

### III.3.2. Le condenseur

Composant analogue à celui des machines à compression de vapeur. C'est la température  $T_{15}$  du fluide caloporteur alimentant le condenseur qui fixe la température de condensation et donc la pression dans l'ensemble désorbeur/condenseur. La condensation du frigorigène nécessite le rejet de la chaleur de condensation  $Q_C$  à la température  $T_{15}$ .

### III.3.3 L'évaporateur

A la sortie du condenseur (8), le liquide subit un laminage à travers le détendeur (9), puis s'évapore en prenant la chaleur  $Q_e$  au fluide ou à l'enceinte à refroidir. La température d'évaporation, et par suite la pression dans l'ensemble évaporateur/absorbeur est fixée par la température de la source froide  $T_{17}$ .

### III.3.4 L'absorbeur

La vapeur issue de l'évaporateur (10) y rencontre la solution appauvrie provenant du désorbeur (14). Elle se dissout dans cette solution, provoquant l'enrichissement de cette dernière : on parle alors d'absorption. La chaleur  $Q_a$  dégagée par cette transformation exothermique est évacuée par un fluide caloporteur à la température  $T_{15}$ . A la sortie de l'absorbeur (1), on obtient ainsi une solution enrichie en frigorigène. Ce composant effectue donc une opération de mélange.

La différence de pression entre l'ensemble absorbeur/évaporateur (B.P) et désorbeur/condenseur (H.P) nécessite en outre :

- la présence d'une pompe sur le circuit de la solution riche (en frigorigène),
- la présence d'un détendeur sur le circuit de la solution pauvre (en frigorigène).

## III.4. MODELISATION DU SYSTEME A ABSORPTION

Nous avons simulé numériquement le cycle de la machine à absorption avec un échangeur interne solution riche- solution pauvre. L'échangeur est représenté sur la figure 3.1 [77] en prenant comme source de chaleur le réservoir de stockage thermique (RST) [78] qui est l'entrée du générateur ou désorbeur exprimé en  $T_{11}$  dans la figure 3.1 et la figure 3.2. Les équations de bilans de conservation de la masse et de l'énergie sont utilisées, le coefficient d'échange thermique (UA) est supposé constant. A travers chaque échangeur de chaleur, on donne l'état du mélange binaire LiBr-eau en différents points du cycle.

### III.4.1 Hypothèse

Le modèle mathématique utilisé dans le cadre de cette étude est basé sur les hypothèses suivantes :

- Le régime est stationnaire ;
- Les pertes de chaleur et les baisses de pression dans les conduites sont négligeables ;
- Les transformations relatives au pompage sont considérées comme étant isentropiques (les pompes sont isolées thermiquement);

- La détente dans les vannes est considérée isentropique (les vannes sont isolées thermiquement);
- A la sortie du condenseur (point 8), le réfrigérant est à l'état liquide saturé et à la sortie de l'évaporateur (point 10) le réfrigérant est à l'état vapeur saturée ;
- La solution à la sortie de l'absorbeur (point 1) et à la sortie du générateur (point 4), sont supposées à l'état de saturation ;
- Le réfrigérant à la sortie du générateur (point 7) est de la vapeur surchauffée.

En considérant les hypothèses données ci- dessus, les bilans, massique et thermique, seront donnés par :

**\* Pour l'absorbeur**

Le bilan massique est :

$$\dot{m}_{sr} = \dot{m}_{sp} + \dot{m} \quad (3-1)$$

$$\dot{m}_{sp} = \lambda \dot{m} \quad (3-2)$$

$$\dot{m}_{sr} = (1 + \lambda) \dot{m} \quad (3-3)$$

La conservation de la masse du LiBr donne :

$$\dot{m} + (1 - x_{sp}) \dot{m}_{sp} = (1 - x_{sr}) \dot{m}_{sr} \quad (3-4)$$

Le rapport de circulation de la solution LiBr,  $\lambda$ , est définit par :

$$\lambda = \frac{x_{sr}}{x_{sp} - x_{sr}} \quad (3-5)$$

Le bilan de conservation d'énergie est :

$$Q_a = \dot{m} h_{10} + \lambda \dot{m} h_6 - (1 + \lambda) \dot{m} h_1 = \dot{m} [(h_{10} - h_1) + \lambda (h_6 - h_1)] \quad (3-6)$$

L'efficacité de l'absorbeur est donnée par :

$$E_{ff-a} = \frac{T(14) - T(13)}{T(6) - T(13)} \quad (3-7)$$

**\* Pour la pompe de circulation de la solution LiBr :**

Le bilan de conservation de la masse est :

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{sr} \quad (3-8)$$

Le bilan d'énergie est :

$$W_p = \dot{m}_{sr}(h_2 - h_1) = \dot{m}(1 + \lambda)(h_2 - h_1) \quad (3-9)$$

**\* Pour le générateur:**

La conservation de masse de la solution est donnée par :

$$m_3 = m_4 + m_7 \quad (3-10)$$

Le bilan énergétique donne :

$$Q_g = \dot{m}[(h_7 - h_4) - \lambda(h_3 - h_4)] \quad (3-11)$$

L'efficacité du générateur est donnée par :

$$E_{ff-g} = \frac{T(11) - T(12)}{T(11) - T(7)} \quad (3-12)$$

La différence de température moyenne logarithmique :

$$LMTD_g = \frac{(T(11) - T(4) - T(12) + T(7))}{\ln\left(\frac{T(11) - T(4)}{T(12) - T(7)}\right)} \quad (3-13)$$

Le bilan énergétique peut être écrit comme suit :

$$Q_g = LMTD_g \times UA_g \quad (3-14)$$

**\* Pour la vanne d'expansion de la solution :**

Le bilan de conservation de la masse donne :

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{sp} \quad (3-15)$$

$$\text{et } h_5 = h_6 \quad (3-16)$$

**\* Pour le condenseur :**

Le bilan de conservation de la masse est :

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m} \quad (3-17)$$

Le bilan de conservation d'énergie est :

$$Q_C = \dot{m}(h_7 - h_8) \quad (3-18)$$

La pression au condenseur est donnée par :

$$P_C = P_g = P_{sat}(T_C) \quad (3-19)$$

L'efficacité du condenseur est donnée par :

$$E_{ff-c} = \frac{T(15) - T(16)}{T(15) - T(8)} \quad (3-20)$$

La différence de température moyenne logarithmique :

$$LMTD_c = \frac{(T(8) - T(15) - T(8) + T(16))}{\ln\left(\frac{T(8) - T(15)}{T(8) - T(16)}\right)} \quad (3-21)$$

Le bilan énergétique peut être écrit comme suit :

$$Q_c = LMTD_c \times UA_c \quad (3-22)$$

**\* Pour la vanne d'expansion:**

Le bilan massique donne :

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_8 = \dot{m} \quad (3-23)$$

$$h_9 = h_{10} \quad (3-24)$$

**\* Pour l'évaporateur :**

Le bilan massique donne :

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_8 = \dot{m} \quad (3-25)$$

Le bilan de conservation d'énergie est :

$$Q_e = \dot{m}(h_{10} - h_9) \quad (3-26)$$

L'efficacité de l'évaporateur est donnée par :

$$E_{ff-e} = \frac{T(17) - T(18)}{T(17) - T(10)} \quad (3-27)$$

La différence de température moyenne logarithmique :

$$LMTD_e = \frac{(T(17) - T(10) - T(18) + T(10))}{\ln\left(\frac{T(17) - T(10)}{T(18) - T(10)}\right)}$$

$$Q_e = LMTD_e \times UA_e \quad (3-28)$$

La pression à l'évaporateur est calculée comme suit :

$$P_e = P_a = P_{sat}(T_e) \quad (3-29)$$

\* L'échange thermique dans l'échangeur de chaleur donne:

$$E_{ff-Hx} = \frac{T(4) - T(5)}{T(4) - T(2)} \quad (3-30)$$

$$C_{chaud} = m(4) \frac{h(4) - h(5)}{T(4) - T(5)}$$

$$C_{froid} = m(2) \frac{h(3) - h(2)}{T(3) - T(2)} \quad (3-31)$$

Le bilan énergétique donne :

$$\begin{aligned} Q_{hx} &= m(1)[h(3) - h(2)] \\ Q_{hx} &= m(4)[h(4) - h(5)] \end{aligned} \quad (3-32)$$

$$LMTDs = \frac{[T(4) - T(3)] - [T(5) - T(2)]}{\ln\left[\frac{T(4) - T(3)}{T(5) - T(2)}\right]} \quad (3-33)$$

$$Q_{hx} = LMTDs \times UAs \quad (3-34)$$

Le coefficient de performance est donné par :

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g} \quad (3-35)$$

Il peut être écrit aussi comme suit :

$$COP = \frac{m(9) \times (h(10) - h(9))}{m(11) \times (h(11) - h(12))} = \frac{Q_e}{Q_g} \left( \frac{T_g}{T_g - T_c} \right) \left( \frac{T_c - T_e}{T_e} \right) \quad (3-36)$$

L'équilibre massique peut être décrit pour chaque composante du cycle à absorption à simple étage, Puisque le fluide de travail est un mélange, il est nécessaire d'obtenir un équilibre massique pour chaque espèce du mélange. La conservation de la masse donne:

$$m(2) = m(1) \quad (3-37)$$

$$m(3) = m(2) \quad (3-38)$$

$$m(5) = m(4) \quad (3-39)$$

$$m(6) = m(5) \quad (3-40)$$

$$m(8) = m(7) \quad (3-41)$$

$$m(9) = m(8) \quad (3-42)$$

$$m(10) = m(9) \quad (3-43)$$

Les bilans d'entropie sont comme suit:

$$S(2) = S(1) \quad (3-44)$$

$$S(3) = S(2) \quad (3-45)$$

$$S(5) = S(4) \quad (3-46)$$

$$S(6) = S(5) \quad (3-47)$$

$$S(7) = 0 \quad (3-48)$$

$$S(8) = S(7) \quad (3-49)$$

$$S(9) = S(8) \quad (3-50)$$

$$S(10) = S(9) \quad (3-51)$$

Le système d'équation contient plus d'inconnues que de données pour cela nous avons utilisé une méthode de résolution itérative.

Les équations (3-1) à (3-51), relatives au modèle mathématique, ont été résolues numériquement. L'organigramme donné par la figure 3.3 montre les étapes de calcul des différents paramètres.

Cet organigramme décrit la succession des étapes de calcul, les résultats issus du calcul sont relatifs à l'évolution de l'énergie thermique générée par la PEMFCs. Cette étude nous a permis de déterminer les paramètres thermodynamiques optimaux pour un meilleur fonctionnement du système à absorption H<sub>2</sub>O/LiBr couplé à une PEMFC.

L'étude thermodynamique complète du cycle requiert la connaissance des propriétés thermodynamiques du couple utilisé H<sub>2</sub>O/LiBr, en particulier l'enthalpie spécifique du mélange. Le diagramme d'Oldham permet cette détermination, mais reste difficile d'emploi, et peu précis. A cet effet, un programme de calcul a été réalisé pour les cycles à absorption H<sub>2</sub>O/LiBr.

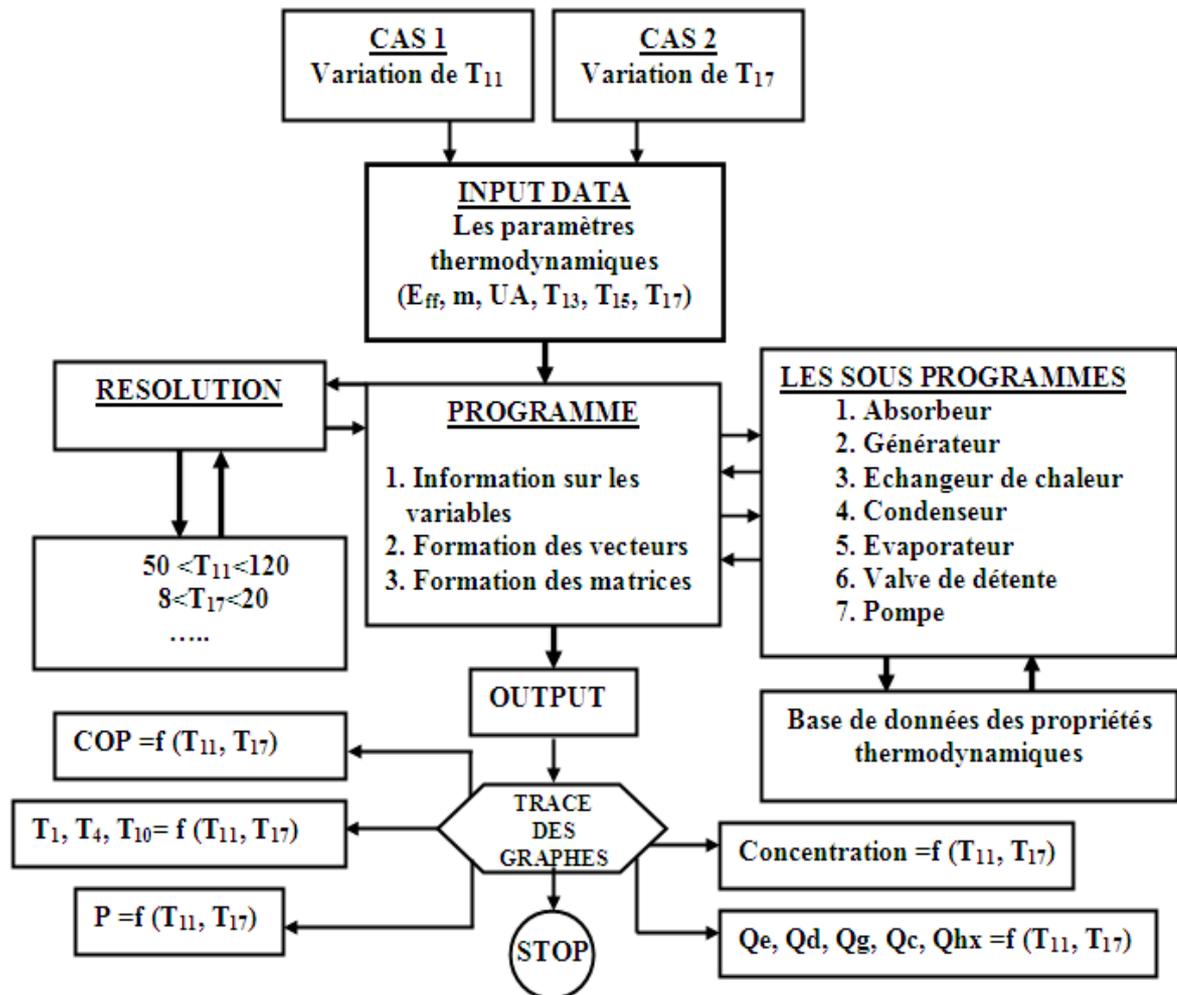


Figure 3.3: Organigramme de l'étude thermodynamique du système à absorption.

### III. 5. VALIDATION DU PROGRAMME DE CALCUL

La validation du programme de calcul établi dans le cadre de cette étude est établie par comparaison des résultats obtenus à ceux de la littérature.

Il est à souligner que la détermination du coefficient de performance du système à absorption (COP) nécessite le calcul des propriétés thermodynamiques du mélange à chaque entrée et sortie des différents composants.

Les données techniques utilisées dans la simulation numérique sont données par le tableau 1 ci- dessous.

Tableau 1. Données techniques utilisées.

$E_{ff\_hx}$	0.64
$m(1)$ kg/sec	0.05
$UA_a$ (kW/K)	1.8
$UA_c$ (kW/K)	1.2
$UA_g$	1
$UA_e$	2.25
$T(13)$ (°C)	25
$m(13)$ (kg/s)	0.28
$T(15)$ (°C)	27
$m(15)$ kg/sec	0.28
$m(11)$ kg/sec	1
$m(17)$ kg/sec	0.4
$T(17)$ (°C)	10

La figure 3.4 montre la variation du coefficient de performance, COP, en fonction de la de la température du RST. On note que le COP atteint son maximum 0.723 à 80°C pour commencer à chuter à une température de 90°C et plus. Un bon accord est observé entre les résultats obtenus et ceux des références [79, 80].

Ce résultat est confirmé également par les études menées par I. Pilatowsky et al.[3] et Björnsdóttir [80].

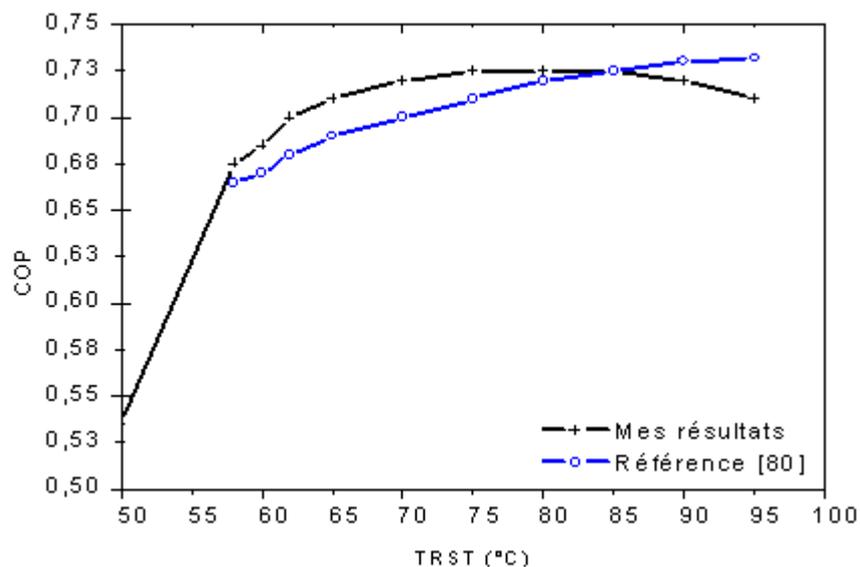


Figure 3.4: Evolution des performances du système à absorption en fonction de la température d'entrée du générateur (sortie du RST). Comparaison des résultats obtenus à ceux de la référence [80].

La figure 3.5 montre que la quantité de chaleur absorbée de la source froide (Eau du réservoir d'eau douce) est presque pratiquement proportionnelle à la température du RST. Il à souligner que la puissance frigorifique du système à absorption «  $Q_e$  » augmente avec la température du RST. Les résultats de comparaison montrent clairement le bon accord avec ceux issus de la référence [81].

Lorsque la température du RST est de l'ordre de  $70^\circ\text{C}$ , la puissance frigorifique acquise au désorbeur (générateur) est de 6.79 kW, la puissance frigorifique est de 4.86 kW, la quantité de chaleur absorbée par le générateur ( $Q_d$ ) est 6.58 kW et la quantité de chaleur cédée par le condenseur est de 5.07 kW. Pour une température du RST plus élevée où le COP garde la valeur de 0.723 qui est  $80^\circ\text{C}$  (figure 3.4) qui est équivalent à une quantité de chaleur de 8.90 kW absorbée par le désorbeur, la puissance de réfrigération, dans ce cas, est de 6.5 kW, la quantité de chaleur cédée par l'absorbeur est 8.5 kW et la quantité de chaleur cédée par le condenseur est de 6.2 kW. Il est alors plus intéressant de travailler avec une température de générateur à  $80^\circ\text{C}$  afin de garantir une bonne puissance frigorifique avec un COP plus important.

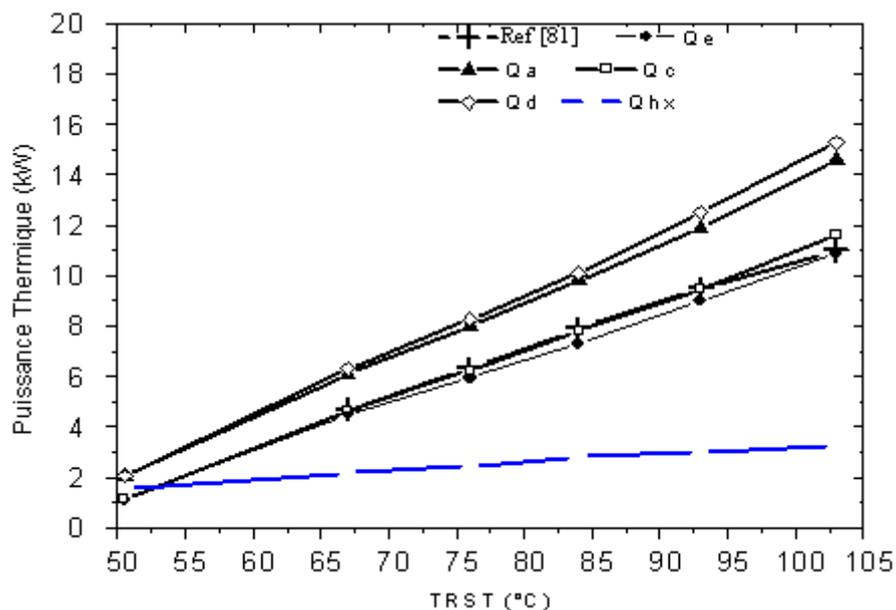


Figure 3.5: Puissances thermiques des différents points du système à absorption en fonction de la température du RST. Résultats comparatifs avec la référence [81].

La figure 3.6 montre l'évolution de la température de sortie de l'absorbeur  $T_1$ , la température de sortie du générateur  $T_4$  et la température entre évaporateur/absorbeur  $T_{10}$ .

A une température de  $90^{\circ}\text{C}$ , les résultats de calculs de la température  $T_1$  sont de l'ordre de  $31.5^{\circ}\text{C}$ ,  $T_4$  est de l'ordre de  $80.5^{\circ}\text{C}$  et  $T_{10}$  est de l'ordre de  $3.3^{\circ}\text{C}$ , ce qui est conforme aux résultats de la référence [82].

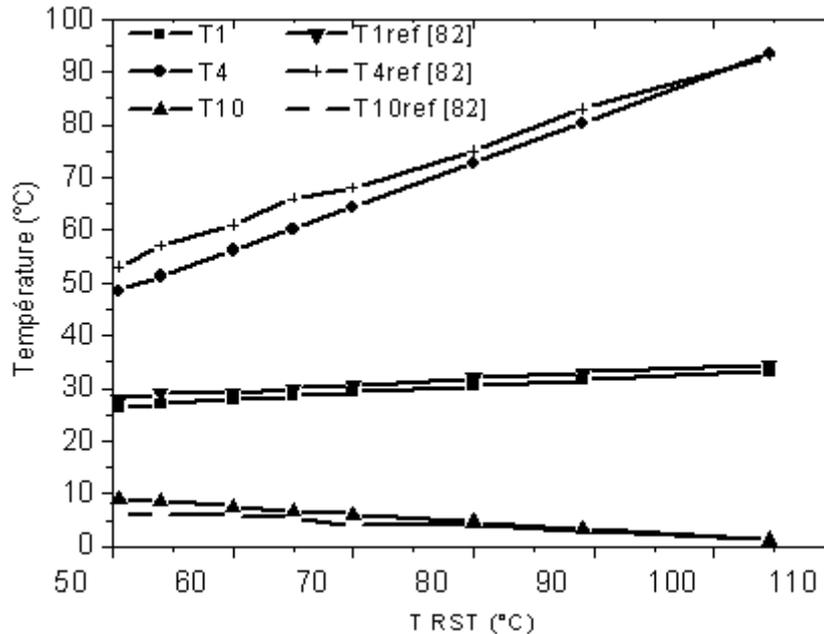


Figure 3.6 : Evolution des différentes températures du système à absorption en fonction de la température du RST. Résultats de comparaisons avec la référence [82].

### III.6. CONCLUSION

Face à une demande croissante en besoin de froid dans les habitations (pics de demande en électricité, notamment en période estivale) et aux problèmes écologiques de certains réfrigérants utilisés par le système à compression mécanique, la machine à absorption constitue une alternative aux systèmes classiques de climatisation. Son couplage aux piles à combustible (PEMFC) est une application de co-génération forte intéressante, par son adéquation entre une demande croissante en climatisation et un apport énergétique non polluant. La machine à absorption au (LiBr/H<sub>2</sub>O) est actuellement la mieux adaptée pour le rafraîchissement des bâtiments (6 à 12°C).

Nous nous sommes intéressés à la description du système de climatisation à absorption LiBr/H<sub>2</sub>O couplé à une PEMFC. La modélisation mathématique du problème a été établie et un code de calcul des paramètres thermodynamiques du système a été développé. Le code de

calcul ainsi développé a été validé par comparaison à des résultats issus de la littérature. Un bon accord a été observé entre les résultats obtenus et ceux des références [3, 79-81] et [82]. Le chapitre IV sera constitué des résultats de la simulation numérique du système à absorption décrit dans ce chapitre.

---

# ***CHAPITRE IV***

## ***Simulation Numérique du Système à Absorption***

---

## IV- 1. INTRODUCTION

L'étude thermodynamique complète du cycle à absorption H<sub>2</sub>O/LiBr requiert la connaissance des propriétés thermodynamiques du couple utilisé H<sub>2</sub>O/LiBr, en particulier l'enthalpie spécifique du mélange. Le diagramme d'Oldham permet cette détermination, mais reste difficile d'emploi, et peu précis. A cet effet, un programme de calcul pour l'étude des cycles à absorption H<sub>2</sub>O/LiBr a été développé.

La détermination du coefficient de performance du système à absorption (COP) nécessite le calcul des propriétés thermodynamiques du mélange à chaque entrée et sortie des différents composants.

Le chapitre en cours traite de la simulation numérique du problème de climatisation par absorption par la résolution numérique du modèle mathématique développé au chapitre III.

## IV-2. RESULTATS ISSUS DE LA SIMULATION NUMERIQUE

### IV.2.1. Variation de certains paramètres thermodynamiques avec la température du RST

La figure 4.1 montre l'évolution de la pression du condenseur et de l'évaporateur en fonction de la température du RST. Il est à noter que la partie du cycle thermodynamique caractérisé par la haute pression a une évolution proportionnelle à l'augmentation de la température du RST, par contre la partie basse pression n'a pas une évolution considérable en fonction de l'augmentation de la température du RST.

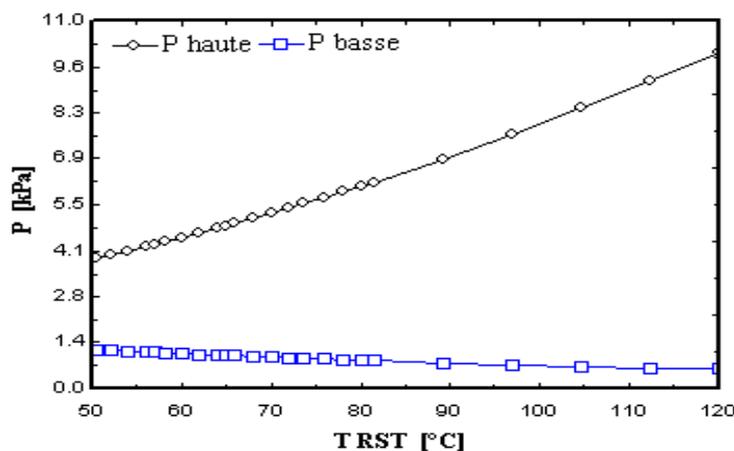


Figure 4.1 : Pression du condenseur (P haute) et de l'évaporateur (P basse) en fonction du T<sub>RST</sub>

A la température 90°C, la pression haute est de 6.86 kPa et la pression basse est de 0.774 kPa. Plus la température du réservoir de stockage thermique RST augmente plus la haute pression augmente.

La figure 4.2 montre l'évolution de la concentration de LiBr en fonction de la température du RST. Nous pouvons voir que la température du RST a une influence considérable sur la concentration du LiBr à l'entrée et à la sortie du générateur. Donc, la concentration du LiBr au point (3) et (4) du cycle à absorption (figure 3.1) est proportionnelle à la température du RST.

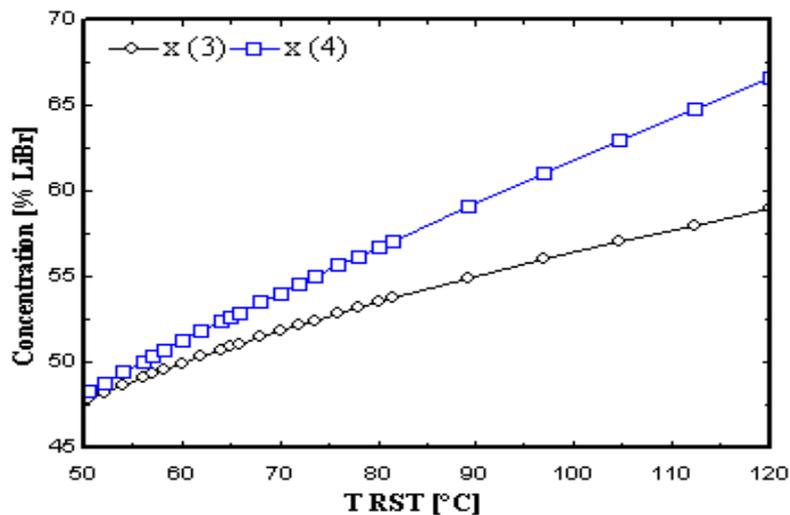


Figure 4.2 : Concentration du LiBr en fonction de la température du RST

Les résultats trouvés ont été représentés sur le diagramme de Oldham (figure 4.3) à T11=70°C afin de vérifier s'il n'y a pas le phénomène de cristallisation du LiBr.

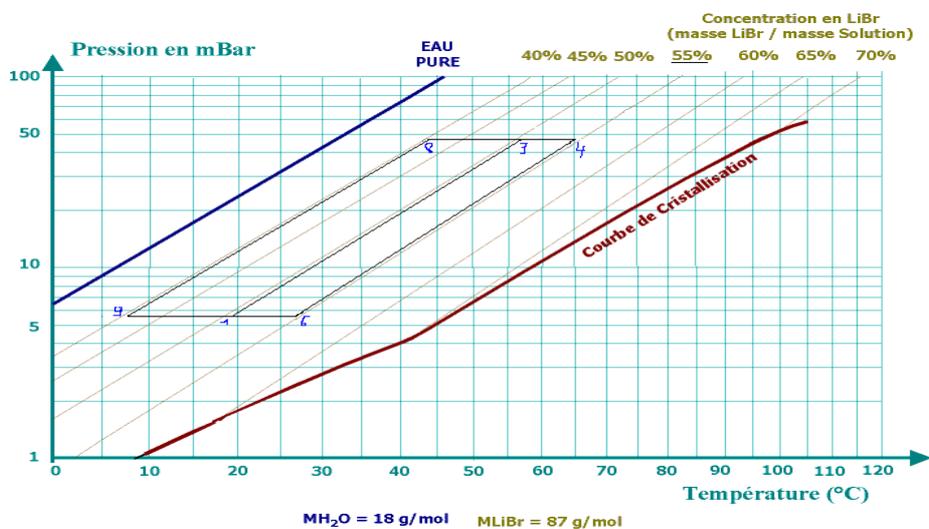


Figure 4.3 : Diagramme de Oldham- Couple H<sub>2</sub>O/LiBr pour le cas étudié à T11= 70°C

La vapeur en équilibre avec la solution aqueuse de bromure de lithium peut être considérée comme étant constituée d'eau pure. Ceci provient du fait que la pression partielle due au LiBr est toujours négligeable comparativement à la pression de saturation de l'eau.

Il est à noter sur le diagramme donnant la courbe de cristallisation, correspondant à l'apparition de cristaux dans la solution que nous obtenons alors une solution dite saturée en sel LiBr. Pour le bon fonctionnement des machines à absorption, il faut toujours s'assurer que la solution reste à gauche de cette zone dans le diagramme d'Oldham ; les cristaux de sel formés peuvent obstruer les canalisations. Dans le cas étudié, nous relevons qu'il n'y a pas de risque de cristallisation du LiBr.

Des résultats obtenus, nous pouvons conclure que la température optimale du réservoir de stockage thermique, permettant d'avoir les meilleures performances est 90°C. Cette température peut être obtenue par une solution d'appoint d'énergie calorifique au réservoir de stockage thermique. Dans ce qui suit, la température du  $T_{RST}$  sera fixée à 90°C, et l'étude du problème sera faite en faisant varier la température de l'évaporateur et du condenseur.

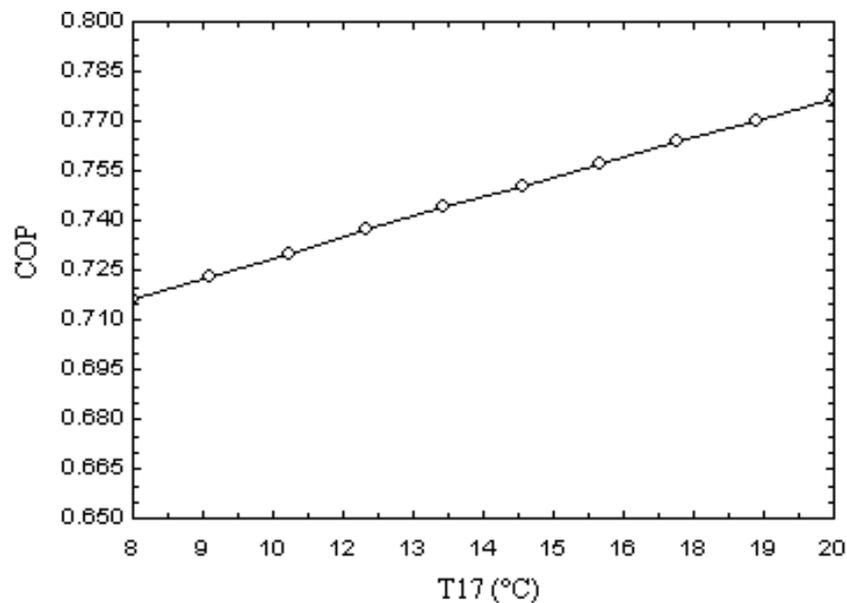
#### IV. 2.2. Variation de la température de l'évaporateur

Dans ce qui suit, la variation du COP en fonction de différentes températures de l'évaporateur ( $T_1$ ,  $T_4$ ,  $T_{10}$ ) est analysée. Les quantités de chaleur échangée dans le système à absorption, la différence de température moyenne logarithmique, la concentration de la solution, la pression haute et basse ainsi que la puissance de la pompe en fonction de la température de l'évaporateur seront examinées en prenant la température à l'entrée du condenseur  $T_{15}=25^\circ\text{C}$ . Le tableau 4.1 montre les données utilisées dans la simulation numérique du problème.

La figure 4.4 représente la variation du coefficient de performance en fonction de la variation de la température d'entrée de l'évaporateur. Elle illustre bien l'augmentation du COP en fonction de l'augmentation de  $T_{17}$ ; néanmoins, cette augmentation est de l'ordre de 0.08 uniquement, ce qui n'est pas très significatif.

Tableau IV.1. Données techniques utilisées.

Eff_Hx	0.64
m(1) kg/sec	0.05
UAa	1.8
UAc (kW/K)	1.2
UAg	1
UAe	2.25
T(13) (°C)	25
m(13) (kg/s)	0.28
m(15)	0.28
T(11) (°C)	90
m(11)	1
m(17)	0.4

Figure 4.4 : Coefficient de performance en fonction de T<sub>17</sub>

La figure 4.5 montre l'évolution des quantités de chaleur en différents points du système d'absorption en fonction de la température de l'évaporateur. Il est à souligner que la quantité de chaleur échangée dans l'échangeur de chaleur de la solution n'est pas influencée par la variation de la température de l'évaporateur. Cependant, nous notons une augmentation des quantités de chaleur, absorbée et rejetée, par le système à absorption.

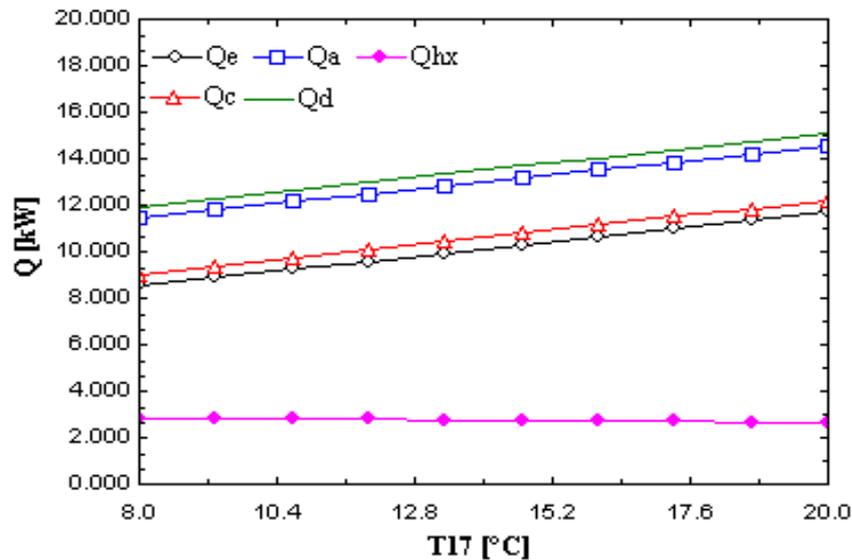


Figure 4.5 : Quantités de chaleur des différents points du système à absorption. en fonction de la température d'entrée de l'évaporateur

La figure 4.6 donne l'évolution des températures de sortie de l'absorbeur  $T_1$ , du générateur  $T_4$  ainsi que la température entre évaporateur et l'absorbeur  $T_{10}$  en fonction de la température de l'évaporateur  $T_{17}$ .

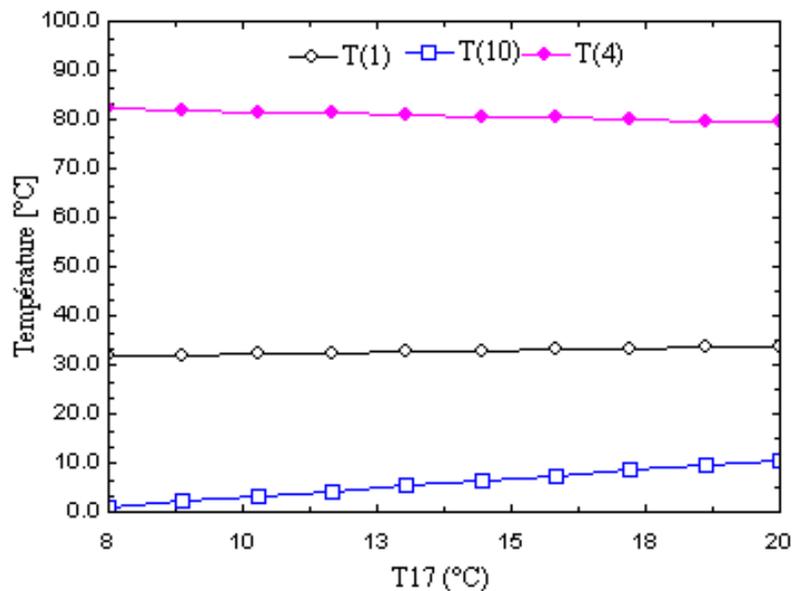


Figure 4.6 : Evolution des différentes températures du système à absorption en fonction de la température de l'évaporateur

Il est à noter que la variation de la température d'évaporation n'influe pas sur la température de sortie de désorbeur  $T_4$  et de sortie de l'absorbeur  $T_1$ ; par contre il faut relever

une différence considérable pour le cas de la température entre l'évaporateur et l'absorbeur  $T_{10}$  qui est de l'ordre de  $10^{\circ}\text{C}$ .

La figure 4.7 montre que la différence de température moyenne logarithmique est proportionnelle à la température de l'évaporateur. La différence entre la LMTD à 8 et  $20^{\circ}\text{C}$  est de 1.4 K.

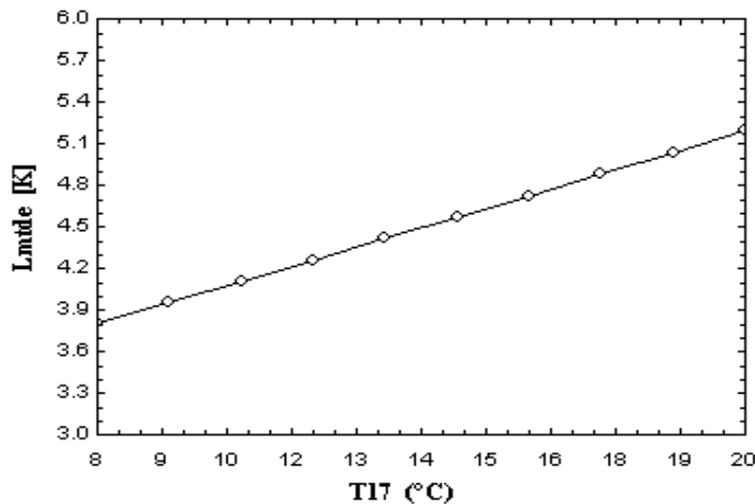


Figure 4.7 : Différence de température moyenne logarithmique en fonction de  $T_{17}$

L'évolution de la concentration de la solution LiBr à l'entrée et à la sortie du générateur est inversement proportionnelle à la température à l'évaporateur.

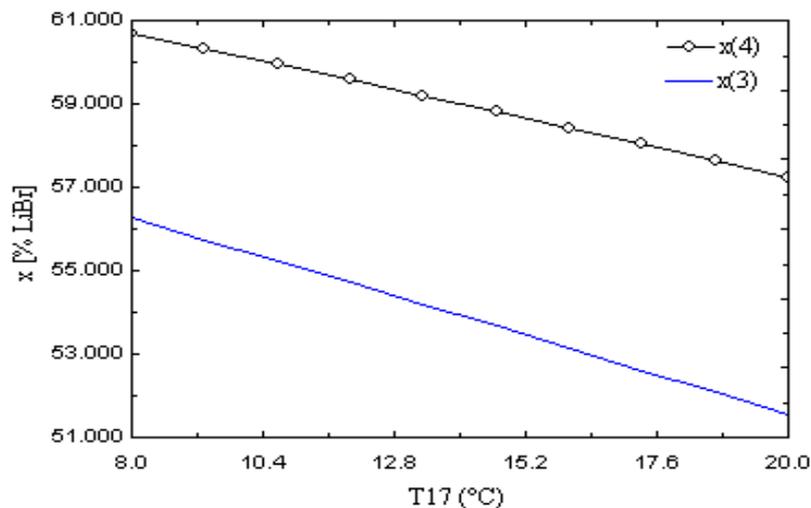


Figure 4.8 : Evolution de la concentration de la solution en fonction de la température de l'évaporateur

La figure 4.9 montre la variation de la pression, haute et basse, en fonction de la température de l'évaporateur. Nous notons qu'à l'augmentation de la température de l'évaporateur de 8 à

20°C, correspond une augmentation de la haute pression de 1.6 kPa et de la basse pression de 0.8 kPa.

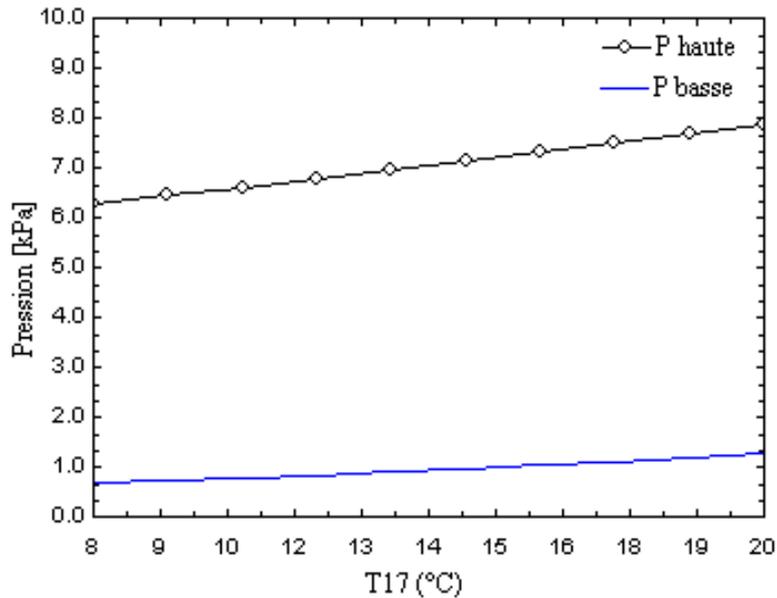


Figure 4.9 : Variation de la pression haute et basse en fonction de la température de l'évaporateur

La figure 4.10 donnant l'évolution de la puissance consommée par la pompe en fonction de la température d'entrée de l'évaporateur montre qu'il y'a une légère augmentation de puissance de l'ordre de 0.045 W.

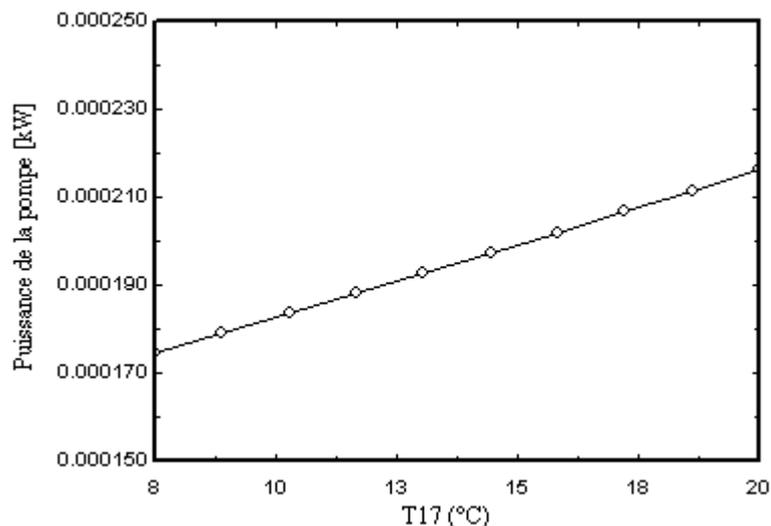


Figure 4.10 : Puissance de la pompe en fonction de la température de l'évaporateur

La variation du COP en fonction des différentes températures de l'évaporateur T<sub>17</sub> est montrée en figure 4.11. Les quantités de chaleur échangée dans le système à absorption pour

différentes températures ( $T_1$ ,  $T_4$ ,  $T_{10}$ ), la différence de température moyenne logarithmique, la concentration de la solution, la pression haute et basse ainsi que la puissance de la pompe en fonction de la température de l'évaporateur pour une température d'entrée du condenseur  $T_{15}=35^\circ\text{C}$  sont montrées respectivement par les figures (4.12, 4.13, 4.14 et 4.15).

Nous notons une augmentation du COP en fonction de  $T_{17}$ , cette augmentation est de l'ordre de 0.08, ce qui n'est pas très significatif.

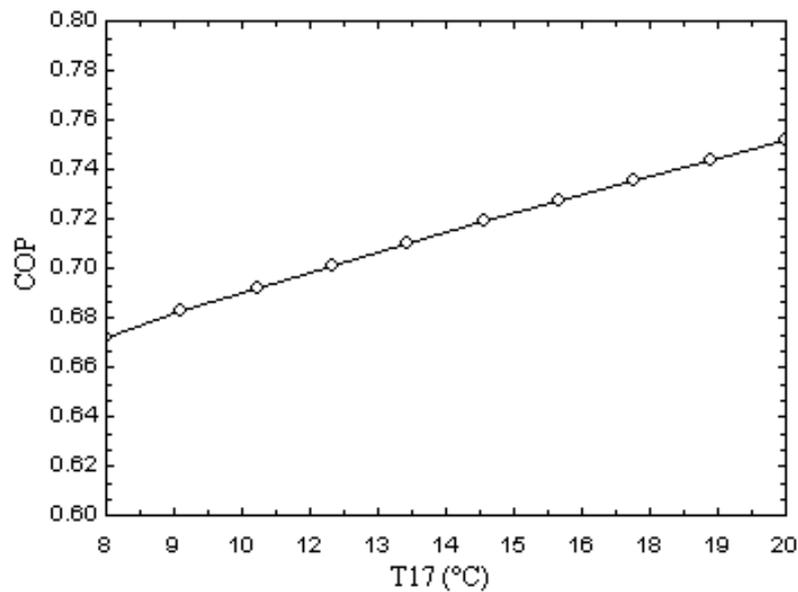


Figure 4.11 : Coefficient de performance en fonction de  $T_{17}$

La figure 4.12 montre l'évolution de la puissance thermique en fonction de la température de l'évaporateur. Il est à noter que la quantité de chaleur échangée dans l'échangeur de chaleur de solution n'est pas affectée par la variation de la température de l'évaporateur, par contre nous notons l'augmentation des quantités de chaleur, absorbée et rejetée, par le système à absorption.

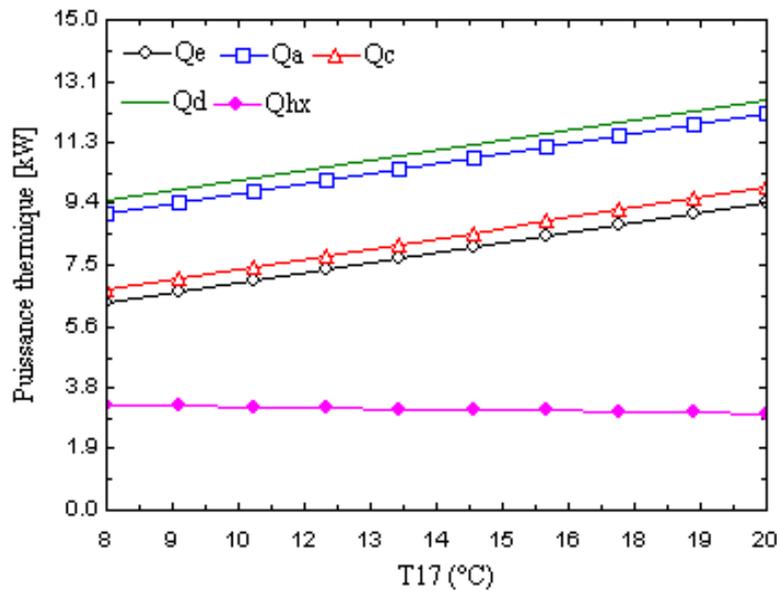


Figure 4.12 : Quantités de chaleur des différents points du système à absorption en fonction de la température d'entrée de l'évaporateur

L'évolution des températures de sortie de l'absorbeur  $T_1$ , du générateur  $T_4$  et la température entre évaporateur et absorbeur  $T_{10}$  est montrée en figure 4.13. Nous notons que la variation de la température d'évaporation, variant de 8 à 20°C, influe de 5°C sur la température de sortie de désorbeur  $T_4$  et de 3°C sur la température de sortie de l'absorbeur  $T_1$ . Une différence considérable est à relever pour la température entre l'évaporateur et l'absorbeur  $T_{10}$  qui est de l'ordre de 8°C.

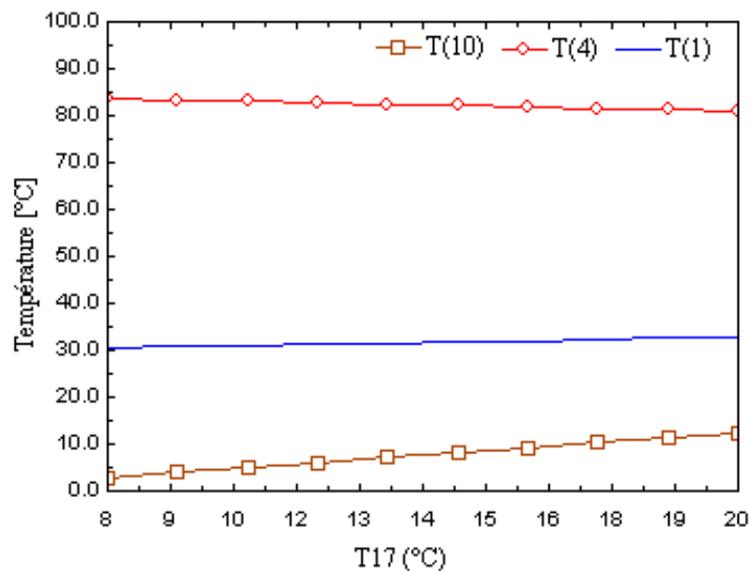


Figure 4.13 : Evolution des différentes températures du système à absorption. en fonction de la température de l'évaporateur

La figure 4.14 montre que la différence de température moyenne logarithmique est proportionnelle à la température de l'évaporateur. La différence entre la Lmtd pour T17 variant de 8 à 20°C est de 1.4 K.

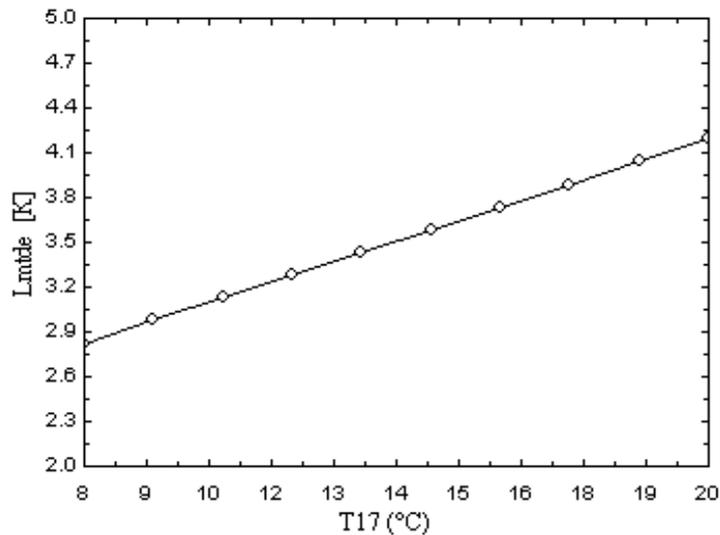


Figure 4.14 : Différence de température moyenne logarithmique en fonction de T<sub>17</sub>

L'évolution de la concentration de la solution LiBr en fonction de la température de l'évaporateur est donnée par la figure 4.15. Nous notons qu'il y'a une diminution de la concentration de la solution à l'entrée x(3) et à la sortie du générateur x(4). Pour une température d'évaporateur de 8°C, la concentration passe de 54.5% à 57.9% et pour une température de 20°C, elle passe de 49.8% à 54%.

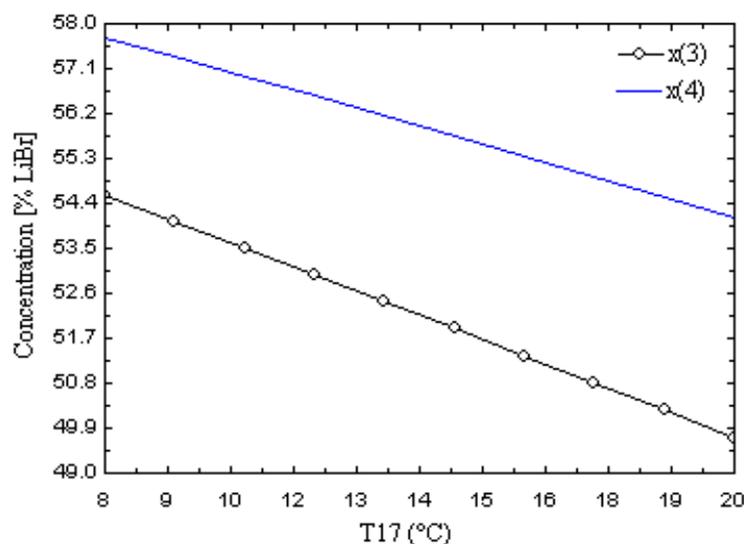


Figure 4.15 : Evolution de la concentration de la solution en fonction de la température de l'évaporateur

La figure 4.16 montre la variation de la pression haute et basse en fonction de la température de l'évaporateur. Nous remarquons que lorsque la température de l'évaporateur augmente de 8 à 20°C, l'augmentation de la haute pression est de 2.4 kPa et celle de la basse pression est de 0.7 kPa.

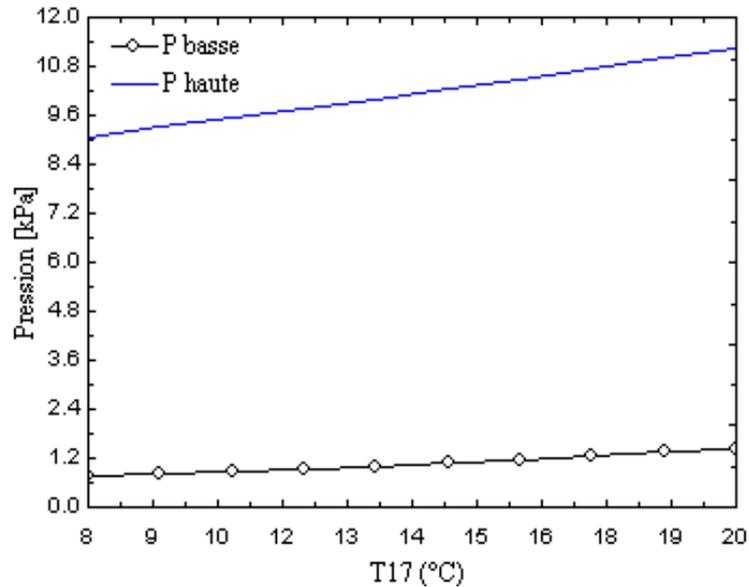


Figure 4.16 : Variation de la pression haute et basse en fonction de la température de l'évaporateur

L'évolution de la puissance consommée par la pompe en fonction de la température d'entrée de l'évaporateur donnée par la figure 4.17, montre qu'il y'a une faible augmentation de puissance. Cette augmentation est de l'ordre de 0.06 W.

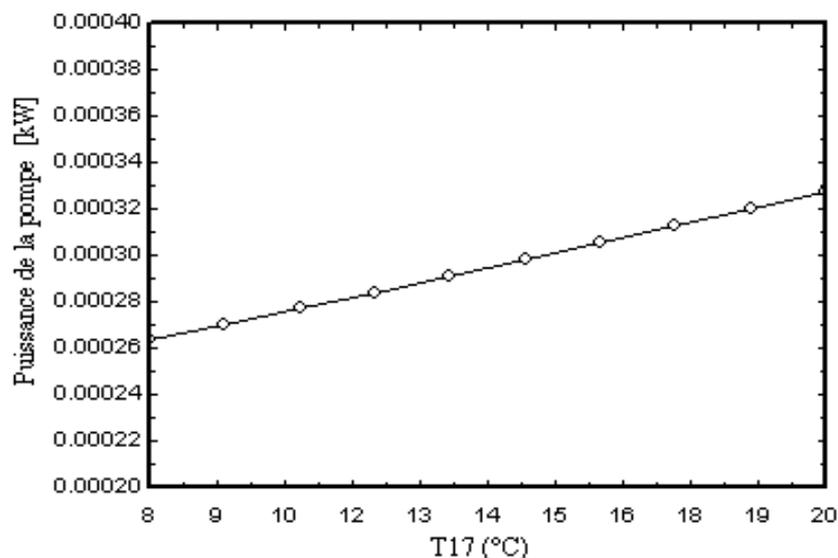


Figure 4.17 : Puissance de la pompe en fonction de la température de l'évaporateur

Des deux cas étudiés précédemment, nous déduisons qu'à l'augmentation de la température du condenseur correspond une légère diminution du COP ; par contre la quantité de froid produit  $Q_e$  diminue considérablement, et l'énergie électrique consommée par la pompe augmente.

### IV.3. Comparaison des différentes caractéristiques de la machine à absorption en fonction de la température du condenseur et de l'évaporateur

#### IV.3.1. Evolution du COP en fonction de la température du condenseur et de l'évaporateur

La figure 4.18 montre la variation du COP avec la température de l'évaporateur ( $T_{17}$ ), variant entre 8 et 20 °C, a été analysée pour quatre températures d'entrée de condenseur ( $T_{15}$ ) : 25°C, 30 °C, 35°C et 38°C. Nous notons que le COP augmente avec la température de l'évaporateur  $T_{17}$ , mais il est inversement proportionnel à la température du condenseur. Les performances du système à absorption diminuent lorsque la température extérieure augmente ; ce résultat a été justifié expérimentalement par R. Radermacher et al. [83] et Albers et al. [84].

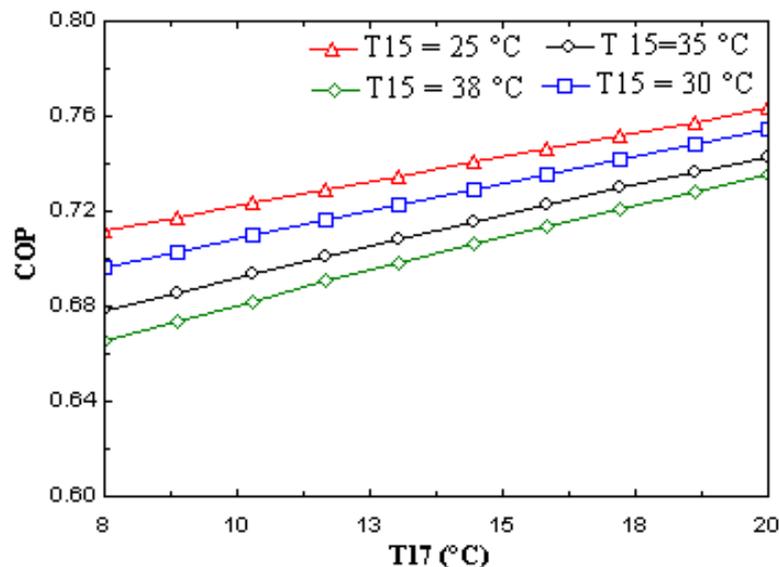


Figure 4.18 : COP en fonction de la température du condenseur et de l'évaporateur

#### IV.3. 2. Evolution de la quantité de froid produit $Q_e$ en fonction de la température du condenseur et de l'évaporateur

La figure 4.19 montre l'évolution de la quantité de froid produit ou quantité de chaleur prélevée en fonction de la température de l'évaporateur  $T_{17}$ . Il est à souligner que la puissance de réfrigération augmente avec la température de l'évaporateur  $T_{17}$  et diminue avec

la température  $T_{15}$ . Ce résultat a été démontré expérimentalement par R. Radermacher et al. [83].

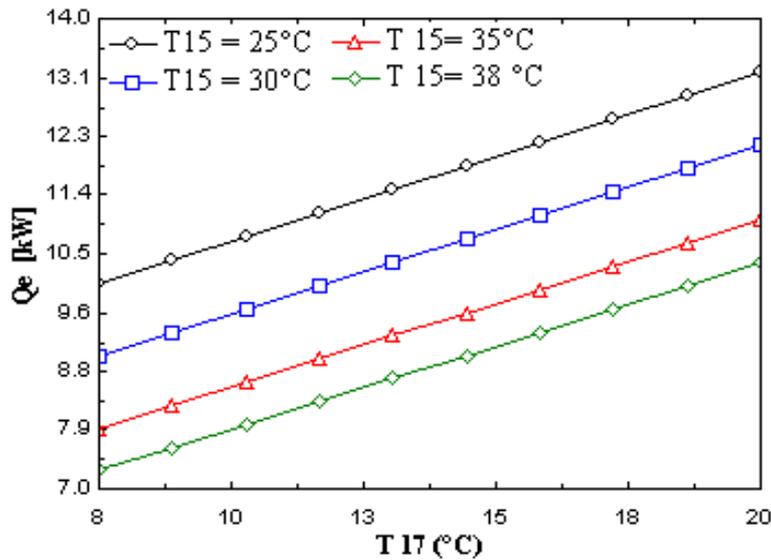


Figure 4.19 : Quantité du froid en fonction de la température du condenseur et de l'évaporateur

#### IV.4. Evolution de la puissance de réfrigération en fonction de la température du condenseur et de l'évaporateur

La figure 4.20 montre l'évolution de la puissance en fonction des températures de l'évaporateur et du condenseur. Il est à noter que la puissance nécessaire au fonctionnement de la pompe présente une légère augmentation en fonction de la température  $T_{17}$  et augmente avec la température du condenseur  $T_{15}$ .

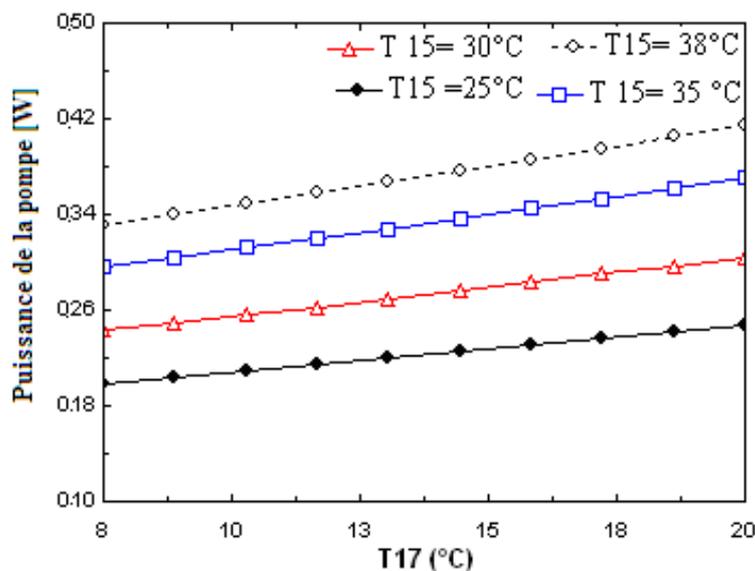


Figure 4.20 : Puissance de la pompe en fonction de la température du condenseur et de l'évaporateur

#### **IV.5. CONCLUSION**

Face à une demande croissante en besoins de climatisation dans les locaux d'habitation (pics de demande en électricité, notamment en période estivale) et aux problèmes écologiques de certains réfrigérants utilisés par le système à compression, la machine à absorption (cycle thermodynamique tri-thermes sans pièce mécanique en mouvement) constitue une autre alternative pour la production de froid.

Son emploi dans le domaine des piles à combustible (PEMFC) est intéressant par son adéquation entre demande en climatisation et apport en énergies. La machine à absorption au bromure de lithium – eau (LiBr/H<sub>2</sub>O) est actuellement la mieux adaptée pour le rafraîchissement des bâtiments (6 à 12°C).

La simulation numérique stationnaire d'un système de réfrigération par absorption H<sub>2</sub>O/LiBr à simple effet utilisant la pile à combustible PEMFC comme source d'énergie à usage d'habitation a été élaborée et les performances du système ont été analysées. Les résultats obtenus ont permis de conclure que les meilleures performances COP seraient obtenues quand nous travaillons sous un générateur basse température et haute pression. L'augmentation de la température du condenseur (température ambiante) diminue la quantité du froid produit par la machine à absorption et l'énergie électrique consommée par la pompe augmente.

---

## **CHAPITRE V**

***Etude Expérimentale de l'Installation  
de Climatisation par PAC Géothermique  
de Saïda***

---

## **V.1. INTRODUCTION**

En Algérie la climatisation est très budgétivore en matière de consommation énergétique. Une des solutions de réduction de cette consommation énergétique consiste en l'exploitation des ressources naturelles non conventionnelles, telle que la géothermie. La première étape à privilégier est la maîtrise des consommations énergétiques en améliorant l'isolation thermique. Le recours à la géothermie pourra nous permettre d'aller plus loin, en raison de son indépendance des éléments climatiques, sa présence locale et son respect de l'environnement. La géothermie consiste à prélever l'énergie présente dans les terrains ou dans les aquifères superficiels pour la transmettre à une habitation via une pompe à chaleur. Cette technique allie performance énergétique, économique et environnementale pour le chauffage et la production d'eau chaude sanitaire.

Dans le cadre du programme de promotion des énergies propres et renouvelables du ministère de l'environnement et de la direction de l'environnement de la wilaya de Saïda, un système de climatisation géothermique, a été mis en place à l'école primaire « Si Ben Salah », située à Sidi Aïssa commune de Sidi Amar Daïra de Sidi Boubeker à 6 km de la wilaya de Saïda.

Une étude expérimentale approfondie a été effectuée sur l'installation de climatisation par une pompe à chaleur air/eau avec utilisation de l'eau issue d'une source géothermale. L'installation permet la répartition de la chaleur et du froid par des conduites d'air pour la climatisation d'une salle de cantine de l'école primaire de 240 élèves.

## **V.2. DESCRIPTION DE L'INSTALLATION DE CLIMATISATION GEOTHERMIQUE**

L'installation de climatisation est alimentée à partir d'une source géothermale dont la température est de 47°C avec un débit de 25 m<sup>3</sup>/h. Elle est composée essentiellement de trois systèmes (figure 5.1):

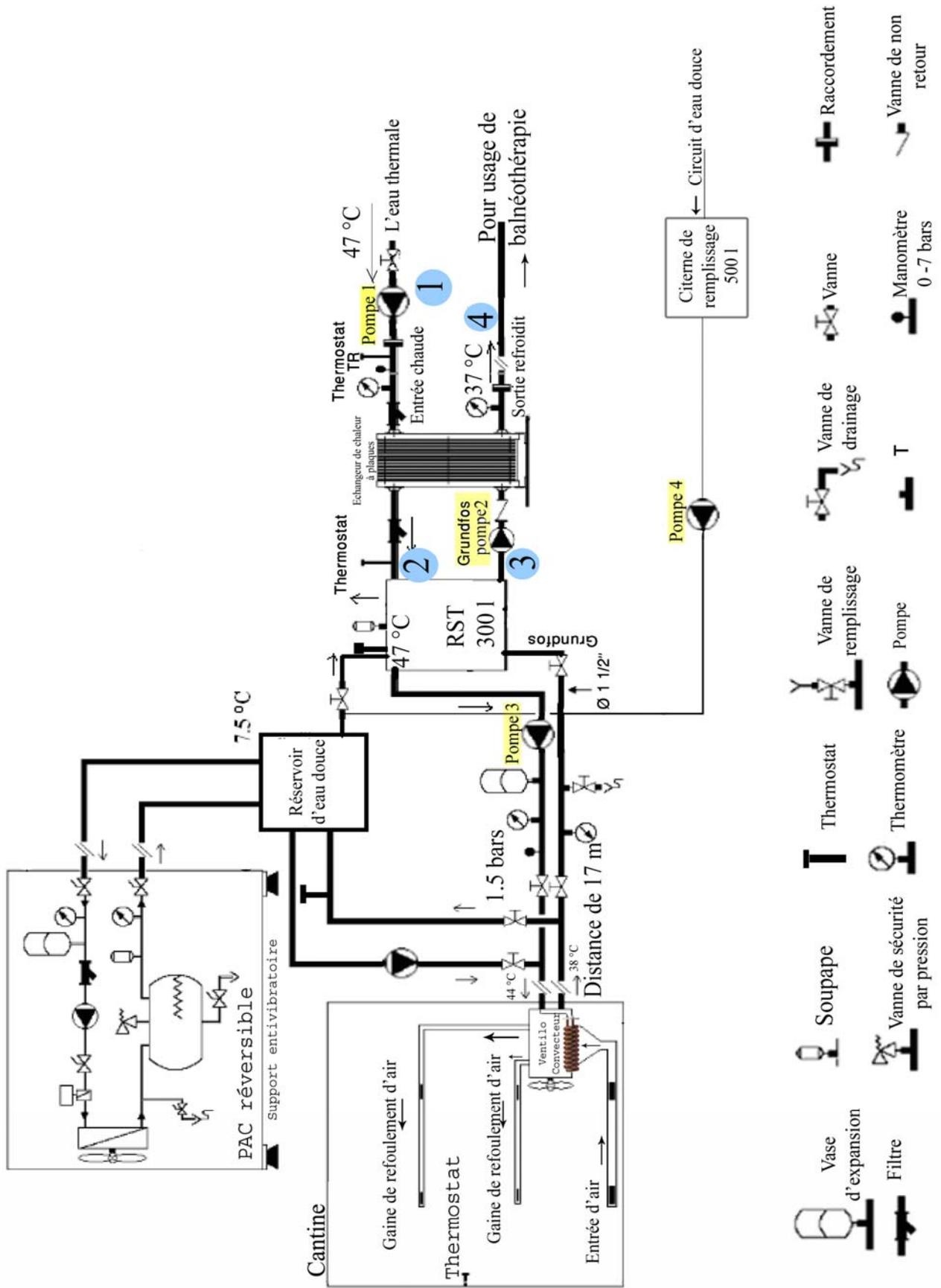


Figure 5.1 : Représentation schématique globale du système énergétique de la station thermique de Saïda.

• Un système de récupération de la chaleur géothermique (figure 5.2) dont le point (1) représente l'entrée d'eau chaude provenant de la source géothermale, le point (2) est l'entrée du RST, le point (3) est le point de retour à la source géothermale, le point (4) est la sortie du RST, le point (5) représente la pompe verticale Grundfos (pompe 1), les points (6,7) est une pompe Grundfos à vitesse variable (3 vitesses) ( pompes 2 et 3 respectivement).

Le point (8) est une pompe de type France SCM-20 ST (pompe 4) destinée pour la régulation d'eau, le point (9) est le vase d'expansion de capacité (20 L), le point (10) est le RST de capacité 300 L, le point (11) est le manomètre qui mesure les pressions allons de 0 à 7 bars, le point (12) une valve de détente, le point (13) représente le thermomètre, le point (14) est la soupape d'échappement, le point (15) représente l'échangeur de chaleur à plaques.



Figure 5.2 : Système de récupération de la chaleur géothermique

Le système est composé de deux circuits d'eau, le premier prend l'eau chaude du puits placé dans la station balnéaire proche de la salle de cantine scolaire, dont la température de l'eau est de 46 °C avec un débit de 25 m<sup>3</sup>/h. L'eau chaude circulera à 46 °C avec un débit de 4 m<sup>3</sup>/h dans l'échangeur à plaques et revient vers la source à une température de 37,5 °C.

- Un système de ventilo-convecteur constitué de deux circuits d'eau et d'un circuit d'air pour le chauffage de la cantine en saison hivernale et la climatisation. Le circuit d'air est constitué d'une gaine d'aspiration et de deux gaines de refoulement (figure 5.3).



Figure 5.3 : Ventilo-convecteur dans la salle de cantine

Dans le circuit de la pompe 2 l'eau propre circule dans une boucle fermée qui portera la chaleur au ventilo-convecteur pour sa distribution à l'intérieur de la salle de cantine.

- Une pompe à chaleur air - eau qui assure la climatisation durant toute l'année (figure 5.4-5.5). Ce deuxième système d'exploitation de la chaleur géothermique, est un système composé par une pompe à chaleur air-eau de série Hidropack IWEB 120 de Ciatesa, ce système est totalement autonome et sert d'un appui à un chauffage dans le cas où le système principal ne fonctionne pas par maintenance, basse température du puits, etc. ... et de plus elle assurera la climatisation durant toute l'année.



Figure 5.4 : La pompe à chaleur



Figure 5.5 : Le ventilateur de l'évaporateur

### V.2.1. Le sous système de récupération de la chaleur géothermique

Ce système est constitué principalement (voir figure 5.2) de 4 pompes, d'un échangeur à plaques, d'un réservoir de stockage thermique (RST) ou une citerne d'appoint de 300 l, d'un vase d'expansion de 20 l, de capteurs des thermomètres et des baromètres.

#### A. Echangeurs à plaques

Les échangeurs à plaques sont des dispositifs permettant de réaliser un transfert de chaleur entre deux fluides. Ils sont utilisés dans les opérations de traitement thermiques des liquides, tels que les traitements de chauffage (pasteurisation, stabilisation) ou de refroidissement.

Les échangeurs à plaques sont constitués de plaques formées dont les alvéoles constituent les chemins empruntés par les fluides (figures 5.6 et 5.7). Les plaques sont assemblées de façon que le fluide puisse circuler entre elles. La distribution des fluides entre les plaques est assurée par un jeu de joints tel que chacun des deux fluides s'écoule alternativement entre deux espaces inter-plaques successifs.

Les fluides peuvent ainsi échanger de la chaleur à travers les plaques. La figure 5.8 illustre le fonctionnement d'un tel échangeur. L'avantage principal de ce type d'échangeur est la compacité. En effet, ce dispositif permet une grande surface d'échange dans un volume limité, ce qui est particulièrement utile lorsqu'il s'agit des puissances importantes.

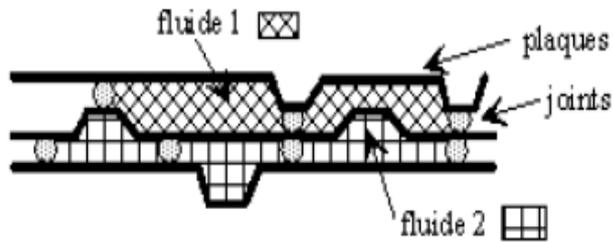


Figure 5.6 : Schéma de principe de l'échangeur à plaques



Figure 5.7 : Echangeur à plaques Ciatesa

Le principe de leur fonctionnement repose sur la circulation des deux fluides de part et d'autre d'une paroi (plaque) permettant le transfert de l'énergie calorifique, par conduction à travers les plaques, sans contact direct entre les fluides. Les deux circuits correspondants aux deux fluides sont séparés par l'intermédiaire d'un nombre de plaques variables qui permettent d'adapter la surface d'échange thermique aux conditions opératoires (variations de température recherchée, débits traités).

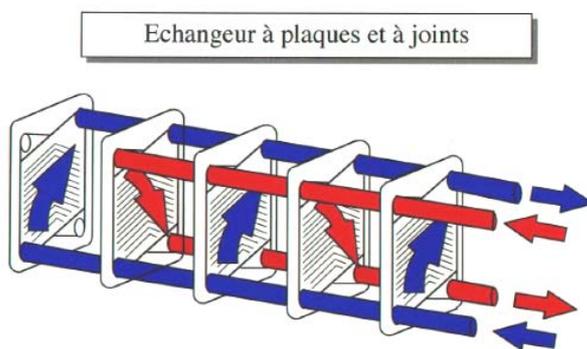


Figure 5.8 : Schéma de principe de fonctionnement de l'échangeur à plaques



Figure 5.9 : L'échangeur à plaques de l'installation de climatisation de Saïda

La figure 5.9 montre l'échangeur à plaques placé dans l'installation de climatisation géothermique de l'école primaire, Si Ben Salah, de la Wilaya de Saïda. Les capteurs thermiques de type, K, sont placés de la façon suivante : Le point (1) représente l'eau chaude provenant de la source géothermique (Hammam Sidi Aïssa) qui à une température de 47 °C, le point (2) montre la sortie d'eau chaude qui est l'entrée du RST et la sortie d'eau froide est représenté par le point (3), le point (4) représente la sortie d'eau chaude revenant à la source (Hammam) à une température approximative de 37 °C.

La figure 5.10 montre l'étude expérimentale effectuée sur le système de récupération de la chaleur géothermale.



Figure 5.10 : Essais effectués sur l'échangeur à plaques

## B. Les pompes de circulation

Une pompe de circulation est une pompe électrique destinée à forcer la circulation d'un fluide caloporteur ou frigoporteur. On les retrouve dans les installations de chauffage et de climatisation pour accélérer les échanges thermiques. Une pompe de circulation est aussi appelée circulateur.

La circulation d'eau dans la conduite est assurée par une pompe de marque Grundfos et France pompe de différents modèles, le tableau ci-dessous résume les caractéristiques de ces pompes :

Pompes	Référence	Puissance (W)	Débit (m <sup>3</sup> /h)	définitions
P1	Grundfos 44102105	1240	4	Pompe centrifuge multicellulaire verticale, pompe centrifuge avec aspiration en bas et refoulement en haut de la pompe, moteur monophasé arbre long avec protection thermique incorporée.
P2, P3	Grundfos 96401942	Vitesse 1 :440 Vitesse 2 :460 Vitesse 3 :470	9.9 12.1 14.2	Circulateur de type à rotor noyé, l'hydraulique et le moteur (à trois vitesses) forment une unité compacte sans garniture mécanique, avec seulement 2 joints d'étanchéité. Les paliers sont lubrifiés par le liquide pompé.
P4	France pompe SCM-20 ST 20041210 10066	370	8.4	Pompe centrifuge d'acier inoxydable, équipée de moteurs avec convertisseur de fréquences et régulateur PI intégrés. Cette pompe est connectée à un capteur externe permettant la régulation de la pression.

La pompe 1, 2 et 3 fonctionne au mode chauffage et en mode refroidissement. Il n'y a rien que la pompe 3 qui fonctionne pour pomper l'eau refroidie du RST par la pompe à chaleur vers la cantine, ou plus précisément vers le ventilo-convecteur qui refroidi la cantine par convection forcée.

La pompe 4 ce déclanche pour la régulation de pression et pour le remplissage du RST, sachant que le RST est rempli d'eau douce et non pas d'eau de source afin d'éviter l'usure des conduites car l'eau de source est sulfatée.



Figure 5.11 : Les pompes du circuit de récupération de la chaleur géothermique



Figure 5.12 : La pompe 3 et le vase d'expansion

La figure 5.12 montre qu'à la sortie de la pompe 3 nous avons un vase d'expansion sous pression de 4 bars de capacité 20 l, afin de maintenir la pression des conduites à 2.5 bars. Toute l'installation contient aussi des thermomètres et des baromètres pour surveiller le fonctionnement de l'installation en cas de défaillance nous pouvons intervenir à l'endroit exact.

Pour ce circuit les connexions et autres accessoires hydrauliques sont d'un diamètre de  $D_{ext} = 50$  mm. La tuyauterie est de PB-1 (PB SDR11) (Polyéthylène-1, résistant à haute température, avec une vie utile de plus de 50 ans). Elle endure un minimum de 10 bars de pression et avec un Diamètre extérieur de 50 mm.

L'isolation thermique est faite d'écume de polyéthylène protégée avec une cape de polyéthylène minimum de 10 mm d'épaisseur et de diamètre intérieur entre 50-54 mm.

### C. Réservoir de stockage thermique

Dans une installation de climatisation géothermique la présence d'un stockage thermique est indispensable, afin de maîtriser la régulation instantanée de la chaleur récupérer de la source géothermique pour utilisation au chauffage de la salle de cantine scolaire.

Le RST comme il est présenté dans la figure 5.13 est très bien isolé thermiquement.

En mode chauffage, l'eau chaude circule de la sortie (2) de l'échangeur à plaques (figure 5.9) vers l'entrée du RST afin qu'il atteigne une température 47 °C, une fois cette température atteinte, la pompe 3 se déclenche en faisant circuler l'eau du RST vers le ventilateur-convecteur qui se trouve dans la cantine. Cette dernière est chauffée, les calories de l'eau chaude sont transmises par convection dans la salle de cantine, et l'eau revient dans les conduites vers le RST où il est chauffé et le processus continu.



Figure 5.13 : Réservoir de stockage thermique

En saison estivale, le circuit de récupération de l'eau chaude géothermique n'est pas en marche, il y'a que la pompe 3 qui est en marche, l'eau douce froide à  $T_{initial}$  est à 21 °C, nous déclenchons la pompe à chaleur afin de faire baisser la température de l'eau jusqu'à 7.9 °C, cette eau refroidie est transmise vers le ventilateur-convecteur où se produit le refroidissement de la salle de cantine par convection forcée; l'eau retourne vers le réservoir en plus haute température approximativement 22 °C, où la pompe à chaleur se déclenche pour le refroidir et le cycle continu.

### V.2.2. Le sous système ventilo-convecteur

Un ventilo-convecteur est un appareil de traitement d'air destiné au refroidissement ou au chauffage de l'air qui le traverse, il est fixé au mur. Il comprend :

- une turbine pour souffler l'air,
- un filtre, pour filtrer l'air entrant,
- un échangeur tubulaire dont l'eau chaude/ froide circule,

L'énergie thermique est apportée au ventilo-convecteur par un fluide : l'eau. L'air porté à la température voulue est soit soufflé directement dans le local à climatiser soit par l'intermédiaire d'une conduite ou d'un réseau de distribution d'air.

Comme le montre la figure 5.14, le système se compose du corps qui est représenté dans la figure 5.15, d'une gaine circulaire de retour (2), de deux conduites d'impulsions (3,4), d'une entrée d'eau chaude (5) en saison hivernale et froide en saison estivale, d'une sortie d'eau (6) et de la sortie d'air chauffé ou climatisé représenté par le point (7).



Figure 5.14: Principaux éléments du ventilo-convecteur placé dans la salle de cantine

Le corps du ventilo convecteur est représenté sur la figure 5.15. Nous pouvons voir l'échangeur à chaleur (1) où circulent l'eau chaude en hiver et l'eau froide en été, ainsi que la turbine (2) qui souffle l'air de la salle de cantine.



Figure 5.15 : Corps du ventilo-convecteur à l'intérieur

La figure 5.16 montre les essais expérimentaux effectués avec l'appareil d'acquisition de données le KHEITHLY sur le ventilo convecteur.

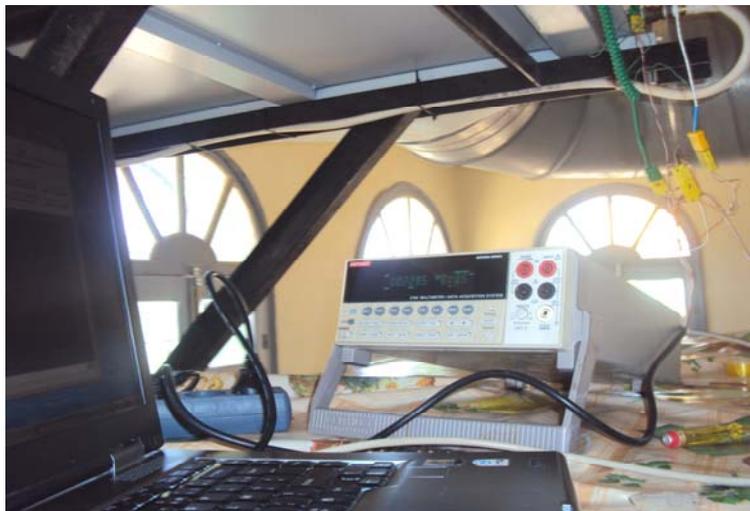


Figure 5.16 : Les essais expérimentaux effectués sur le ventilo convecteur

### V.2.3. Le sous système pompe à chaleur

La PAC capte les calories présentes naturellement dans l'environnement et grâce, à un compresseur, la porte à une température plus élevée qu'elle diffuse ensuite dans le milieu à chauffer.

Dans le cas de l'installation de climatisation géothermique de Saïda, le chauffage est assuré uniquement par le système de récupération de la chaleur géothermique et le ventilateur-convecteur, donc la PAC est destinée uniquement au refroidissement.

La PAC air/eau réversible HIDROPACK IWEB 120 destinées à la climatisation de la salle de cantine scolaire est constituée de plusieurs compartiments comme montrés dans la figure 5.17 ; un évaporateur (1), un compresseur à spirale ou scroll (2), un tube d'entrée de réfrigérant au compresseur (3), un tube de sortie du fluide frigorigène du compresseur (4), une vanne d'inversion de cycle (5), un réservoir d'inertie (6), un panneau de control (7).

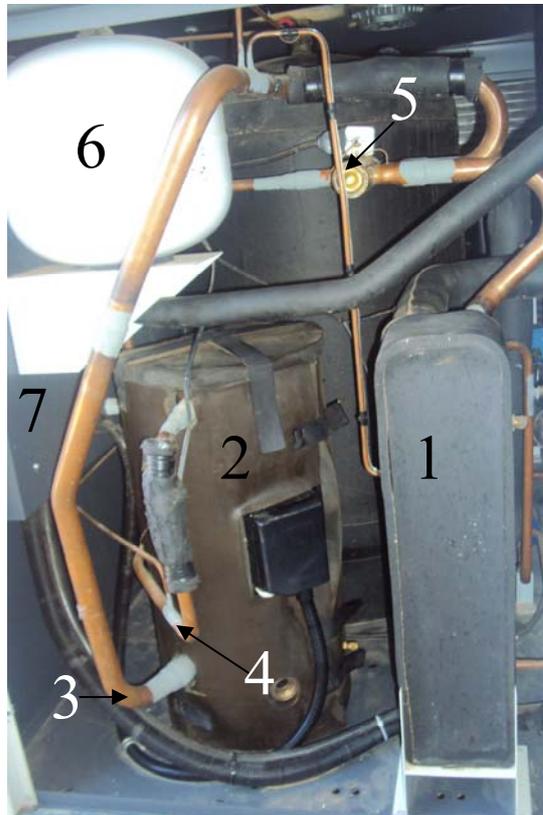


Figure 5.17 : La PAC CIATESA

L'évaporateur est un échangeur à chaleur qui, en mode climatisation absorbe la chaleur de l'eau contenue dans le RST. Le fluide frigorigène R 410A s'évapore et entre dans le scroll compresseur, ce compresseur emploie deux spirales intercalées comme des palettes pour pomper et comprimer le fluide R 410A.

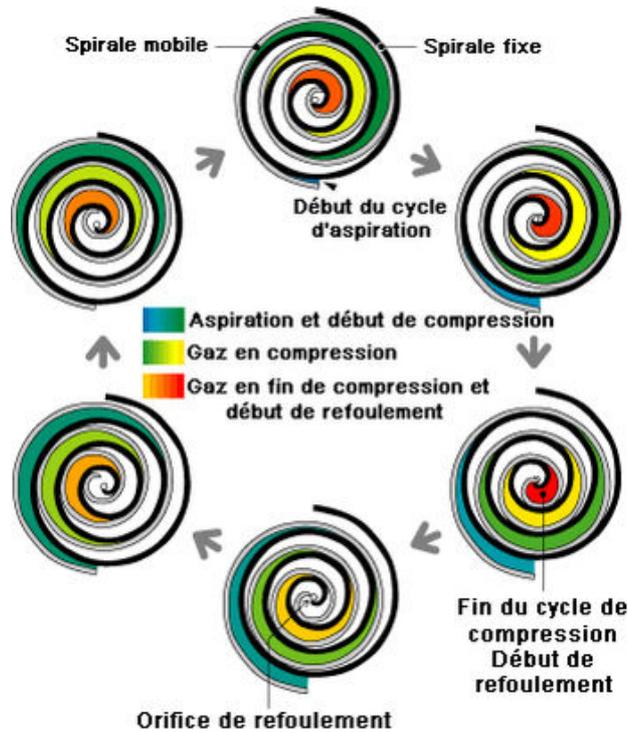


Figure 5.18 : Cycle de compression d'un système spiro-orbitale (compresseur scroll)

Souvent, une des spirales est fixe, alors que l'autre se déplace excentriquement sans tourner, de sorte à pomper puis emprisonner et enfin comprimer des poches de fluide entre les spirales comme montré ci-dessous.

La vanne d'inversion de cycles comme montré schématiquement dans la figure 5.19 (vanne quatre voies) permet de changer le sens de fonctionnement du circuit frigorifique afin d'obtenir du chaud ou du froid. La vanne à quatre voies est constituée d'une vanne principale (1) et d'une vanne pilote (2) montées sur le corps de la vanne principale. La vanne pilote est actionnée électriquement par une bobine qui permet de libérer du gaz par de petits capillaires (non représentés) vers la vanne principale et de faire coulisser un tiroir (5) qui inverse les tuyauteries. Le refoulement (3) et l'aspiration (4) du compresseur sont raccordés à l'opposé.

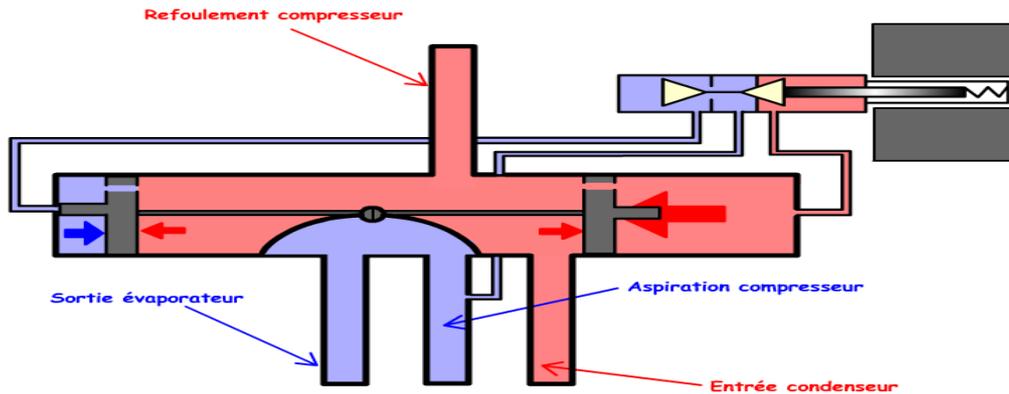


Figure 5.19 : La vanne d'inversion de cycles

Le vase d'expansion (de volume 12 L) est un dispositif capable d'absorber les variations de volume d'eau d'un circuit de chauffage en fonction de la température. L'eau se dilate en chauffant, créant un accroissement de pression dans le circuit de chauffage. Le vase d'expansion permet d'absorber ce surplus de pression pour éviter une détérioration du circuit tout en le maintenant étanche, contrairement à une soupape de sécurité qui déleste l'installation en laissant le fluide surcomprimé s'échapper.

Le condenseur est un échangeur thermique qui permet la transformation des vapeurs surchauffées par le travail de compression en liquide sous-refroidi, il est constitué d'un serpentin intimement lié à des ailettes pour favoriser l'échange, le tout refroidi par un ventilateur comme montré dans la figure 5.20.



Figure 5.20 : Le condenseur de la PAC Ciatesa

La figure 5.21 montre les changements de phase du fluide frigorigène (R 410A) dans le condenseur. Le repère (1) montre que les vapeurs surchauffées quittent le compresseur et entrent dans le condenseur, les premières gouttelettes de liquide apparaissent à partir du repère (2) arrivant jusqu'au repère (3) petit à petit les molécules de gaz se condensent, la proportion de vapeur diminue remplacée par du liquide, à partir du repère (3) la dernière molécule de gaz ayant disparue il n'y a donc que du liquide, jusqu'au repère (4) le liquide continu à se refroidir au contact du médium de refroidissement (air,eau). A partir du repère (4) c'est la sortie du condenseur où le changement d'état se termine, le liquide retourne au détendeur.

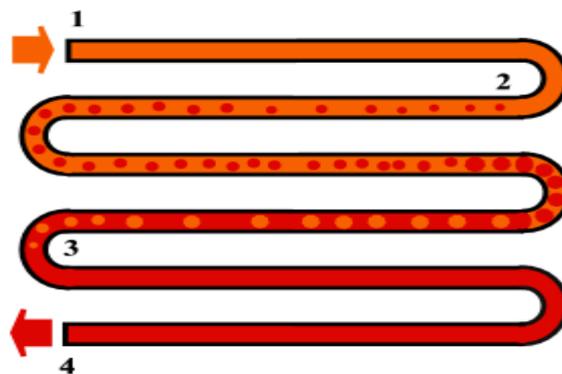


Figure 5.21: Principe de fonctionnement du condenseur

L'emplacement des 5 capteurs de type K, l'appareil d'acquisition de données le KEITHLY, et le principe de fonctionnement de la pompe à chaleur réversible Ciatesa, sont représentés dans le schéma donné par la figure 5.22.

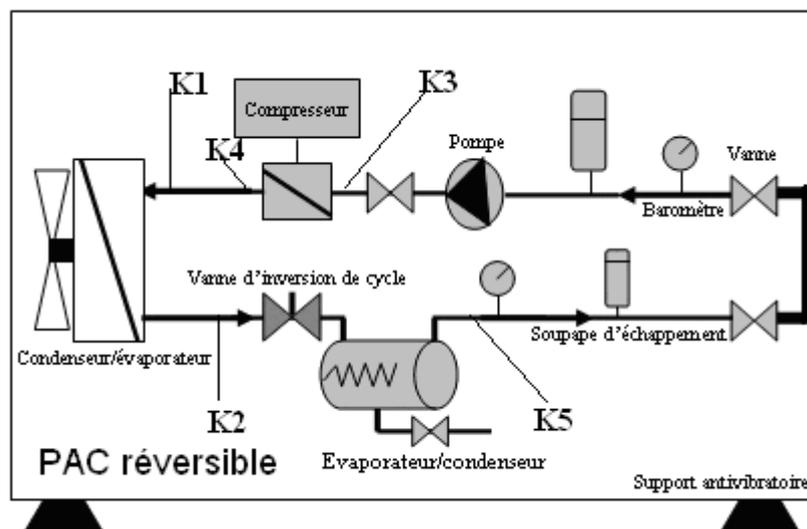


Figure 5.22 : Schéma de la pompe à chaleur réversible CIATESA

Comme nous pouvons voir dans le schéma 5.22, tous les accessoires hydrauliques sont incorporés par la pompe à chaleur. Le ballon d'inertie de 150 litres à une résistance électrique anti-gèle.

Le tableau 5.1 montre la répartition des équipements et leurs consommations ainsi que le débit d'eau circulant dans l'installation.

Tableau 5.1. Profil de charge électrique de la salle de cantine

Accessoires	Charges (W)	Débit (m <sup>3</sup> /h)
Lampes	45	-
Pompes	1530.49	-
Ventilo-convecteur	1500	3500
L'eau circulant dans le ventilo-convecteur	-	6
Compresseur (pompe à chaleur) R 410A	10500	-
Ventilateur de la pompe à chaleur	490-780	-
Echangeur à chaleur à plaques	-	4
Eau de source géothermale	-	25

Des essais ont été effectués sur différentes parties de l'installation. Cette étude a conduit à des résultats très concluants quand à l'utilisation des eaux géothermales pour la climatisation. La salle de cantine à climatiser est isolée thermiquement.

### V.3. RESULTATS EXPERIMENTAUX OBTENUS

Les principaux résultats expérimentaux auxquels nous avons abouti ont été présentés et interpréter sous formes de graphes pour les deux modes de fonctionnement, le mode chauffage et le mode climatisation.

#### V.3.1. Mode chauffage

Des essais expérimentaux ont été effectués en mode chauffage, en jouant sur les deux composants importantes du système : le système de récupération de la chaleur géothermale et le système ventilo-convecteur.

### V.3.1.1. Sous-système de récupération de la chaleur géothermale

Dans ce système il y'a deux parties importantes à étudier : l'échangeur à plaques et le RST.

#### a. Echangeur à plaques

Les résultats expérimentaux du fonctionnement de l'échangeur à chaleur à plaques (sous-système de récupération de la chaleur) en mode chauffage, utilisant l'eau thermale à une température de 47 °C, sont montrés dans la figure 5.23.

Le point (1) représente l'entrée d'eau chaude provenant de la source thermale, la courbe montre une température autour de 44.5 °C, le point (2) représente la température entrant au RST, elle évolue de 31 à 44°C.

Le point (3) est le point de sortie d'eau chaude refroidie variant entre une température de 33 et 36.5 °C, en mode climatisation, l'eau revient vers le puits du Hammam, et en mode chauffage cette eau est utilisée pour refroidir la PEMFCs. Le point (4) représente la sortie d'eau chaude ; Nous notons que la température initiale est à 30 °C et atteint les 44 °C en 40 min.

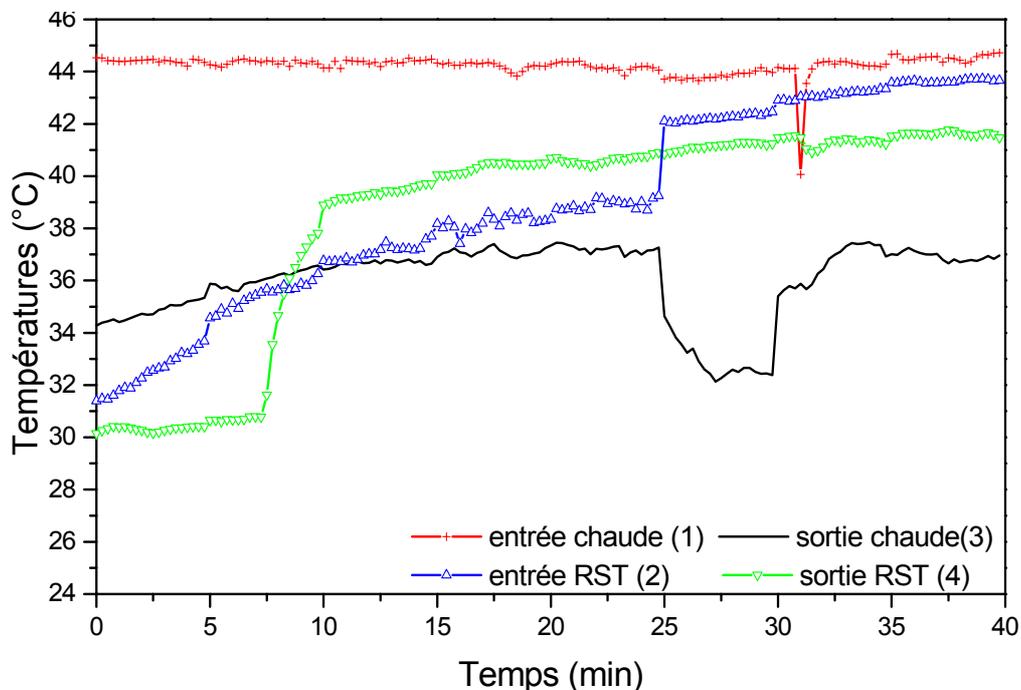


Figure 5.23 : Fonctionnement de l'échangeur de chaleur à plaques (sous-système de récupération de la chaleur) mode chauffage

L'échangeur à plaques (système de récupération de la chaleur) fonctionne uniquement en mode chauffage, l'eau chaude stocker dans le RST est transporté à travers des conduites d'eau isolées thermiquement vers la salle de cantine à une distance de 16 m.

### b. Le réservoir de stockage thermique

Après déclenchement de la pompe (1) à une pression de 1.5 bars, pour pomper l'eau thermique à une température de 46°C, la pompe (2) aspire l'eau du RST et la fait retourner vers l'échangeur à plaques ; la pompe 3 aspire l'eau chauffée du RST vers la cantine, ou plus précisément vers le ventilo-convecteur qui chauffe la cantine par convection forcée.

L'évolution de la température dans le RST montre l'efficacité de l'échangeur à chaleur à plaques CIATESA pouvant maintenir cette température même en cours de fonctionnement du ventilo-convecteur.

Dès que la température atteint les 46 °C, nous déclanchant la pompe (3) pour faire circuler l'eau chaude dans le circuit du ventilo-convecteur.

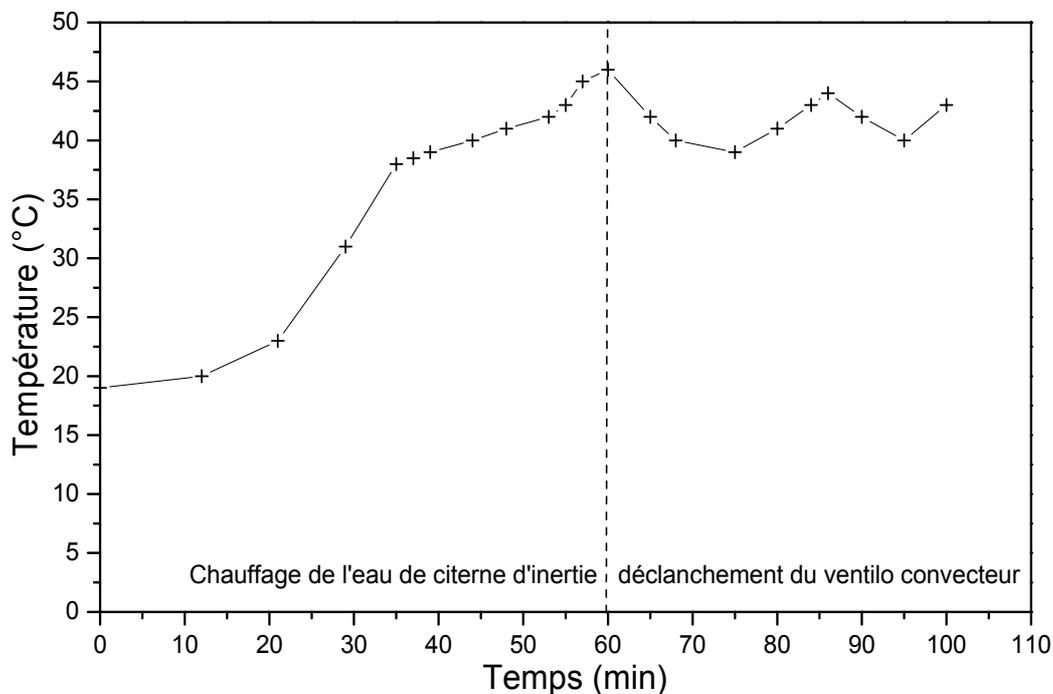


Figure 5.24: Evolution de la température dans le RST en mode chauffage

### V.3.1.2. Le ventilo – convecteur

La figure 5.25 montre les températures de fonctionnement du ventilo-convecteur, nous pouvons voir qu'au début l'eau circule à 42.5 °C et diminue jusqu'à 32 °C en 30 min ; la température de la cantine augmente de 20.5 à 29.5 °C, ce qui représente une quantité de chaleur approximativement de 35 kW, ce qui peut chauffer la cantine dans les meilleurs conditions.

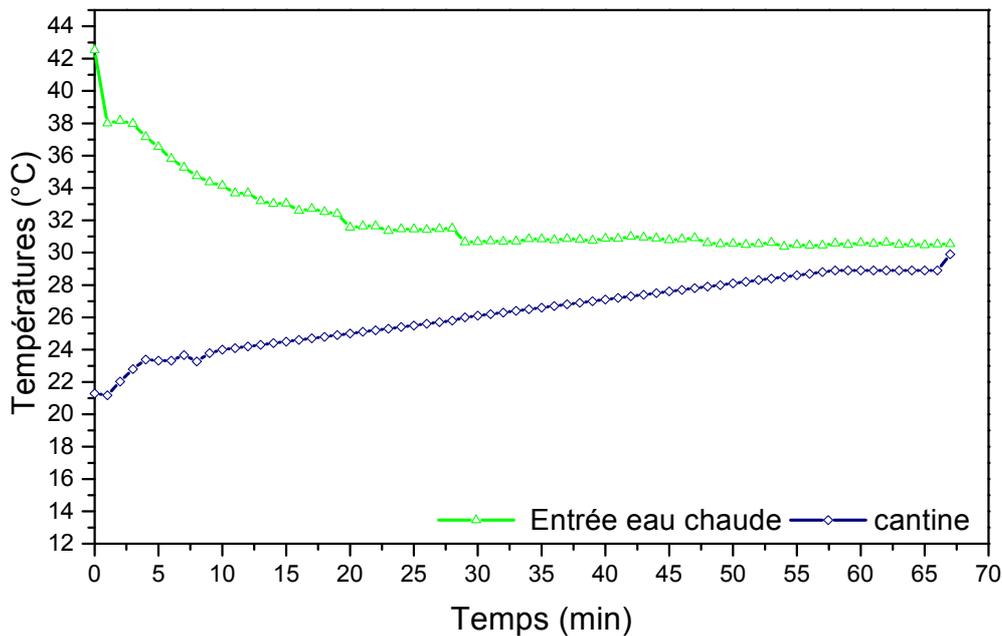


Figure 5.25: Fonctionnement du ventilo-convecteur en mode chauffage

L'efficacité du système en mode chauffage a été calculée en utilisant les données du tableau 5.1 et a été trouvée de l'ordre de 3.34, et de tout le système a été évalué à 2.49.

### V.3.2. Mode rafraîchissement

En considérant le mode rafraîchissement, nous avons fait appel à un troisième système très important qui est la pompe à chaleur, nous n'avons pas utilisé la source de chaleur géothermale.

### V.3.2.1. La pompe à chaleur CIATESA

Les températures de fonctionnement de la pompe à chaleur air/eau en mode refroidissement sont représentées par la figure 5.26.

Le condenseur et l'évaporateur sont des échangeurs de chaleurs où circule le fluide frigorigène qui est le R 410A du condenseur vers l'évaporateur.

En mode climatisation, l'eau dans la citerne d'inertie est initialement à 22 °C, comme le fluide frigorigène circulant dans l'évaporateur est à 7°C, il absorbe la chaleur de la citerne d'inertie qui est initialement à 22°C, et la refroidie jusqu'à ce qu'elle atteigne les 7°C, une fois cette température atteinte, le compresseur s'arrêtera. Lorsque la température de la citerne d'inertie atteint les 20°C le compresseur se déclenche, la température du réfrigérant à la sortie du compresseur atteint les 74 °C et entre dans le condenseur à 62°C. Lorsque l'eau de la citerne est refroidie à 8°C, nous déclenchant la pompe 3 qui fait circuler l'eau du RST refroidie vers le circuit du ventilo convecteur.

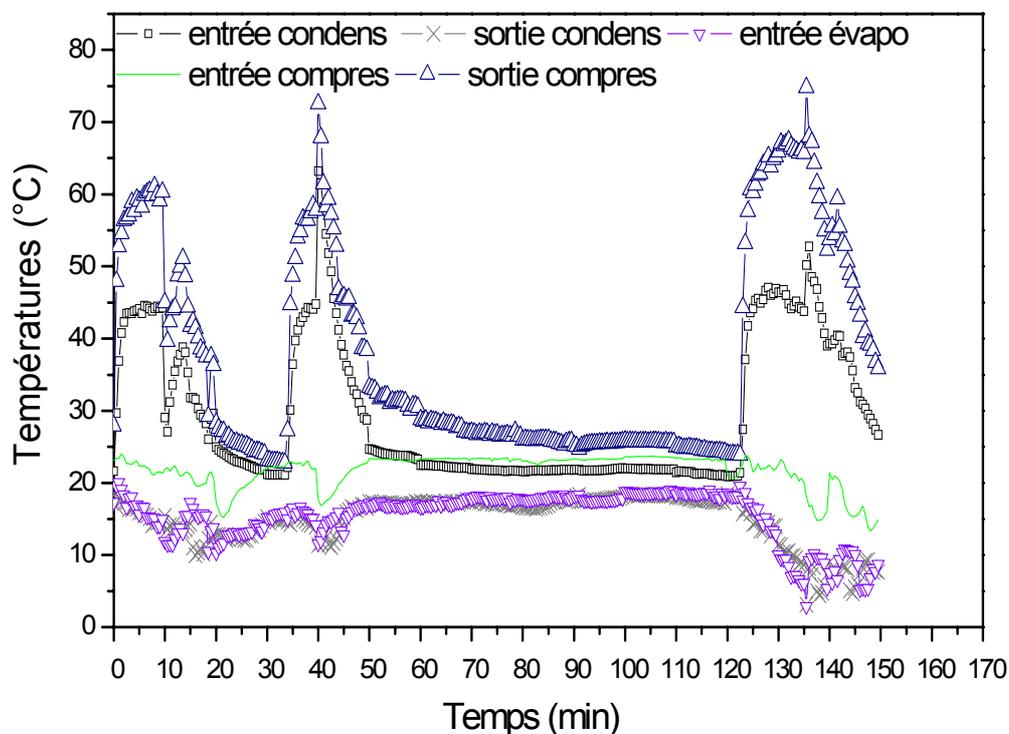


Figure 5.26 : Fonctionnement de la pompe à chaleur air/eau en mode refroidissement

Le coefficient de performance en mode climatisation a été calculé en utilisant les données présentées dans le tableau 5.1. Il a été trouvé égale à 11.5.

### V.3.2.2. Fonctionnement du ventilo – convecteur

L'étude de l'effet du fonctionnement du ventilo convecteur sur la climatisation de la salle de cantine est présentée dans la figure 5.27.

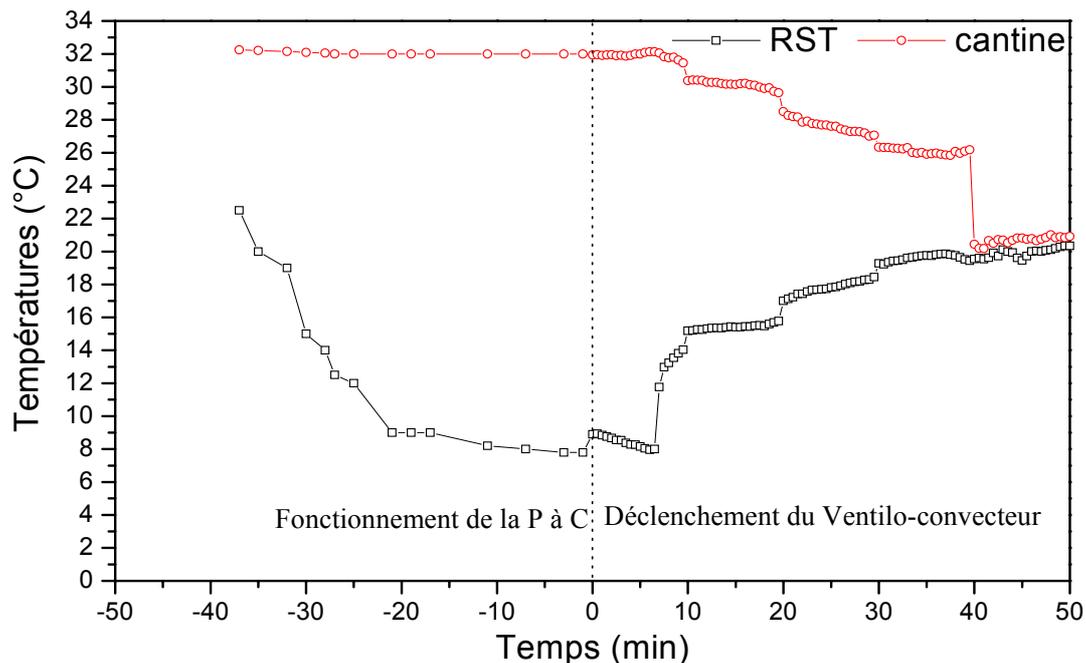


Figure 5.27 : Evolution des températures de la citerne et de la cantine en mode climatisation

La température initiale de la cantine est à 32 °C. Elle diminue au bout de 50 min jusqu'à 20°C. Nous pouvons également voir le refroidissement de l'eau de citerne d'inertie par la PAC, la température de l'eau diminue de 22°C jusqu'à 7°C au bout de 35 min. La pompe 3 se déclenche ainsi que le ventilo convecteur, la température de la salle de cantine diminue jusqu'à atteindre les 20 °C.

## V.4. CONCLUSION

La première expérience en Algérie dans le domaine de la climatisation par pompe à chaleur utilisant l'eau chaude issue d'une source géothermale a été dans une école primaire Si Ben Salah, située à Sidi Aissa, dans la wilaya de Saida.

Une étude expérimentale approfondie a été effectuée pour l'installation de climatisation géothermique située à Sidi Aïssa wilaya de Saida, des résultats satisfaisants ont été obtenus montrant l'efficacité énergétique des pompes à chaleur en alimentant par l'eau chaude géothermale le système.

L'efficacité du système en mode chauffage a été trouvée de l'ordre de 3.34. Pour tout le système, elle a été trouvée de l'ordre de 2.49. En mode refroidissement, le EER est égal à 11.5, ce qui montre l'efficacité de ce système installé en Algérie.

Dans ce qui suit nous comparerions deux types de configuration. La PEMFCs couplée à un système à absorption ou à une PAC à compression avec et sans hybridation de la source thermique de Sidi Aïssa avec une température qui avoisine les 47 °C. Nous déterminerons l'efficacité du système pour chaque cas et la quantité du méthane CH<sub>4</sub> consommée et ceci en régime instationnaire. Cette étude fera l'objet du chapitre VI.

---

# **CHAPITRE VI**

***Conception d'un Système Hybride***

***Pile à Combustible PEMFC/ Géothermie***

---

## **VI.1. INTRODUCTION**

Les piles à combustible se différencient selon la nature de leur électrolyte. Leur température de fonctionnement dépend également des matériaux employés : il existe des piles capables de fonctionner à température ambiante, d'autres fonctionnent à 1000°C. La température caractérise généralement le type d'application : Il existe des piles à basse et à haute température. Les piles à haute température sont intéressantes pour les systèmes de cogénération pour lesquelles la demande thermique est importante. La pile à combustible peut être couplée à d'autres systèmes d'énergie renouvelable (solaire, géothermie, ...). Ce qui pourra constituer une démarche intéressante dans plusieurs applications en particulier le domaine de la climatisation [15].

L'Algérie dispose d'un potentiel géothermique important. La première expérience d'utilisation des sources géothermales dans le domaine du chauffage et de la climatisation était à l'école primaire Sidi Aïssa à la wilaya de Saïda.

Dans le cadre de ce chapitre, on s'est intéressé à la conception d'un système pour l'étude de la climatisation par hybridation d'une pile à combustible PEMFC (basse température) et d'une source géothermale. L'installation, objet de l'étude, est située à Sidi Aïssa, wilaya de Saïda. Elle est composée d'un système de chauffage géothermique par ventilo convecteur et de refroidissement par une PAC et un ventilo convecteur de modèle Ciatesa destiné à la climatisation d'une salle de cantine d'une école primaire constituée de 240 élèves.

## **VI.2. DIFFERENTES CONFIGURATIONS DU SYSTEME ENERGETIQUE ETUDIE A BASE D'UNE PILE A COMBUSTIBLE**

Un système de pile à combustible génère environ la même quantité d'énergie thermique que l'énergie électrique [77]. L'énergie thermique disponible peut être utilisée pour le chauffage de l'eau sanitaire, le chauffage ou la réfrigération par le biais d'un système de climatisation. Plusieurs configurations du système peuvent être envisagées, dans le cadre de notre étude on s'est intéressé à deux systèmes. Les figures 6.1 et 6.2 montrent les représentations schématiques de ces systèmes. La PAC à compression produit du froid en consommant de l'énergie électrique produite par la PEMFCs, car les pompes et les ventilateurs fonctionnent avec des moteurs électriques.

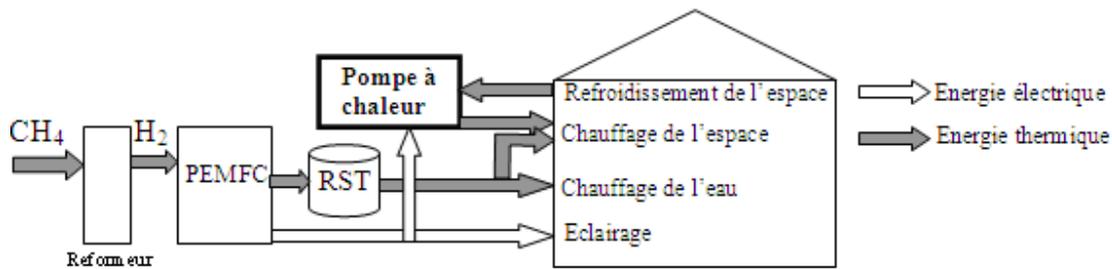


Figure 6.1 : Système avec pompe à chaleur (configuration 1)

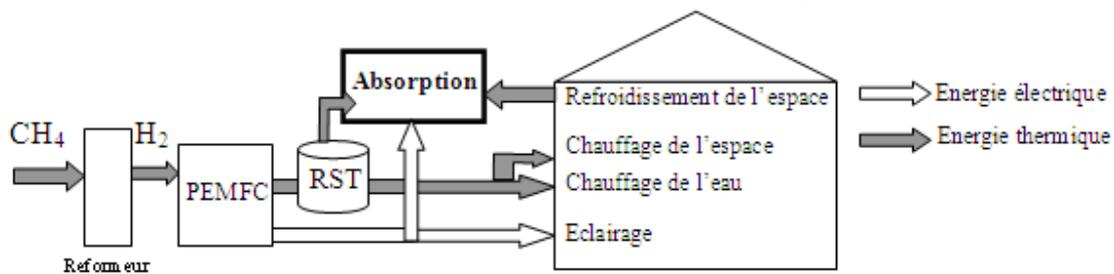


Figure 6.2: Système avec un système à absorption (configuration 2)

La production de froid par le procédé d'absorption est basée sur l'évaporation du réfrigérant (l'eau) dans l'évaporateur à très basse pression. La vapeur d'eau est alors « aspirée » dans l'absorbeur, contribuant à la dilution de la solution H<sub>2</sub>O/LiBr. L'efficacité du processus d'absorption nécessite un refroidissement de la solution. Cette dernière est pompée en continu dans le réservoir de stockage thermique (RST) où elle est chauffée (chaleur motrice). La vapeur d'eau ainsi générée est envoyée dans le condenseur, où elle se condense. L'eau liquide, après passage dans une vanne de détente, retourne ensuite à l'évaporateur. La compression thermique est obtenue en utilisant un couple réfrigérant/liquide absorbant et une source de chaleur (RST) qui remplace la consommation électrique du compresseur mécanique.

Ces systèmes (absorption, compression) vont être intégrés dans un Système Énergétique qui peut fournir de l'énergie électrique et thermique nécessaire pour satisfaire les besoins énergétiques d'une habitation. Il est constitué par plusieurs sous-systèmes :

- PEMFC ;
- Réservoir de Stockage Thermique (RST) ;
- Système à absorption LiBr/H<sub>2</sub>O à simple étage) ou une pompe à chaleur.

Les figures 6.3 et 6.4 montrent respectivement les schémas de principe de système à absorption et à compression par PAC.

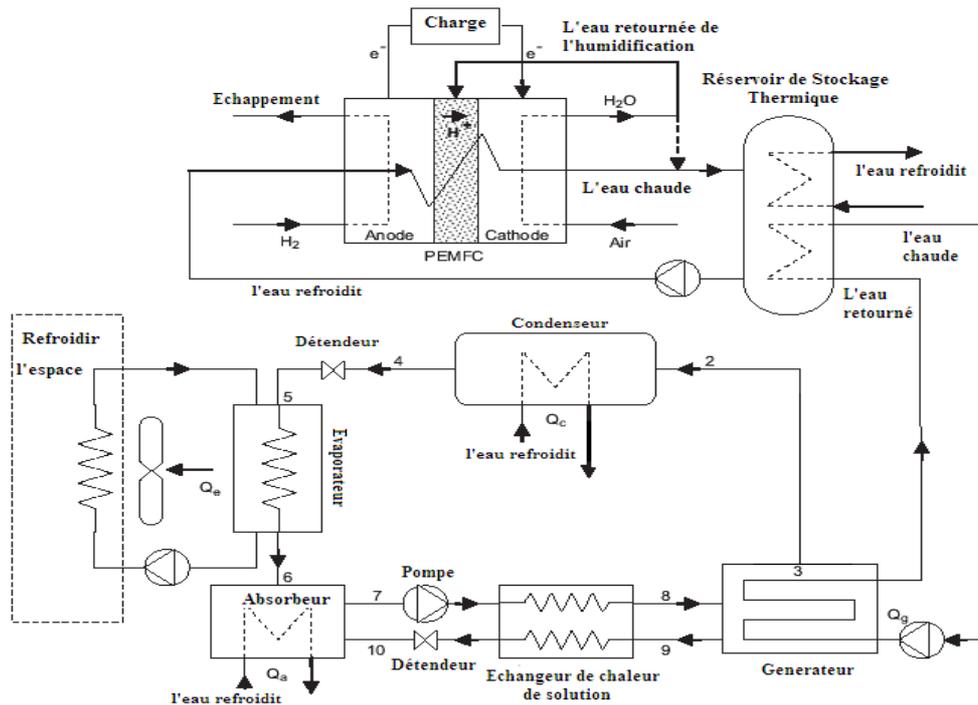


Figure 6.3 : Schéma descriptif du système énergétique pour la production du froid par absorption.

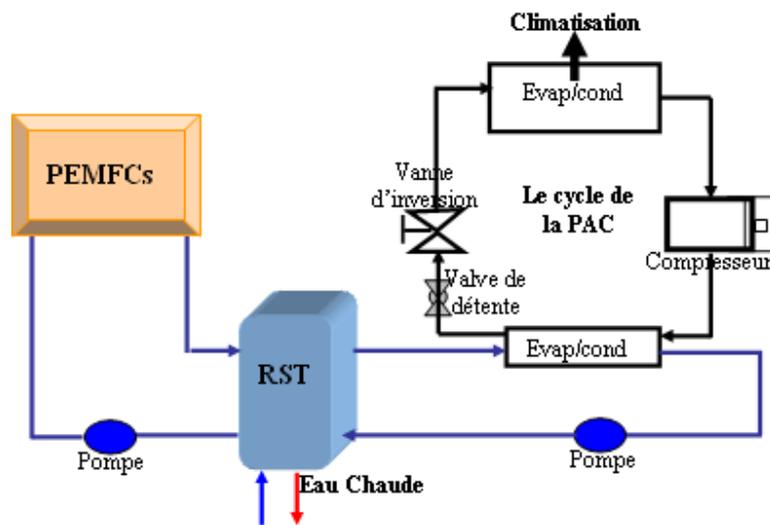


Figure 6.4 : Schéma descriptif du système énergétique pour la climatisation par pompe à chaleur.

### VI.3. DESCRIPTION DU SYSTEME SEH

Le Système Energétique Hybride (SEH) est une nouvelle conception des applications stationnaires permettant la génération d'énergie électrique et thermique. Il est basé principalement sur la technologie PEMFC et il est constitué par plusieurs sous systèmes :

- Sous système PEMFC (PEMFCs);
- Système de récupération de la chaleur géothermique;
- Réservoir de Stockage Thermique (RST);
- Système à absorption ou pompe à chaleur (PAC) pour le chauffage et la réfrigération;
- Ventilateur-convecteur;
- Espace à chauffer ou à rafraîchir.

Les figures 6.5, 6.6 et 6.7, montrent respectivement les représentations schématiques du système hybride global (PEMFC/géothermie) en mode chauffage, en mode climatisation en utilisant une PAC et en mode climatisation en utilisant un système à absorption.

En mode chauffage, l'eau chaude sortant de l'échangeur à plaques par le point (2) (figure 6.5) entre dans le réservoir de stockage thermique (RST) jusqu'à ce qu'il atteigne une certaine température ; une fois cette température est atteinte, la pompe 3 se déclenche et fait circuler l'eau du RST vers le ventilateur-convecteur qui se trouve dans la cantine. Cette dernière chauffée, les calories de l'eau chaude seront transmises par convection dans la salle de cantine, l'eau revient ainsi dans les conduites vers le RST où il sera chauffé et le processus continu.

En mode climatisation (figure 6.6), le circuit de récupération de l'eau thermale n'est pas mis en marche. L'eau douce froide est initialement à 21°C, la PAC est mise en marche pour baisser la température de l'eau jusqu'à 7.9 °C ; cette eau refroidie est transmise vers le ventilateur-convecteur qui assure le refroidissement de la salle de cantine par convection forcée. L'eau retourne vers le réservoir à une température approximativement égale à 22 °C, la pompe à chaleur se déclenche pour la refroidir et le cycle continu.

Dans la situation d'hybridation (figures 6.5 et 6.6), le sous système PEMFC (PEMFCs) sert d'une part à générer l'énergie électrique nécessaire pour alimenter les charges électriques et d'autre part comme agent appoint d'énergie thermique dans le cas du système à absorption (figure 6.7). Dans le cas du système à PAC, la chaleur récupérée de la PEMFCs sera évacuée vers le Hammam pour usage de balnéothérapie, car, dans le système de la station thermale de la figure 4, l'eau thermale retourne au Hammam à 37 °C, ce qui n'est pas très bénéfique pour l'usage balnéothérapeutique.

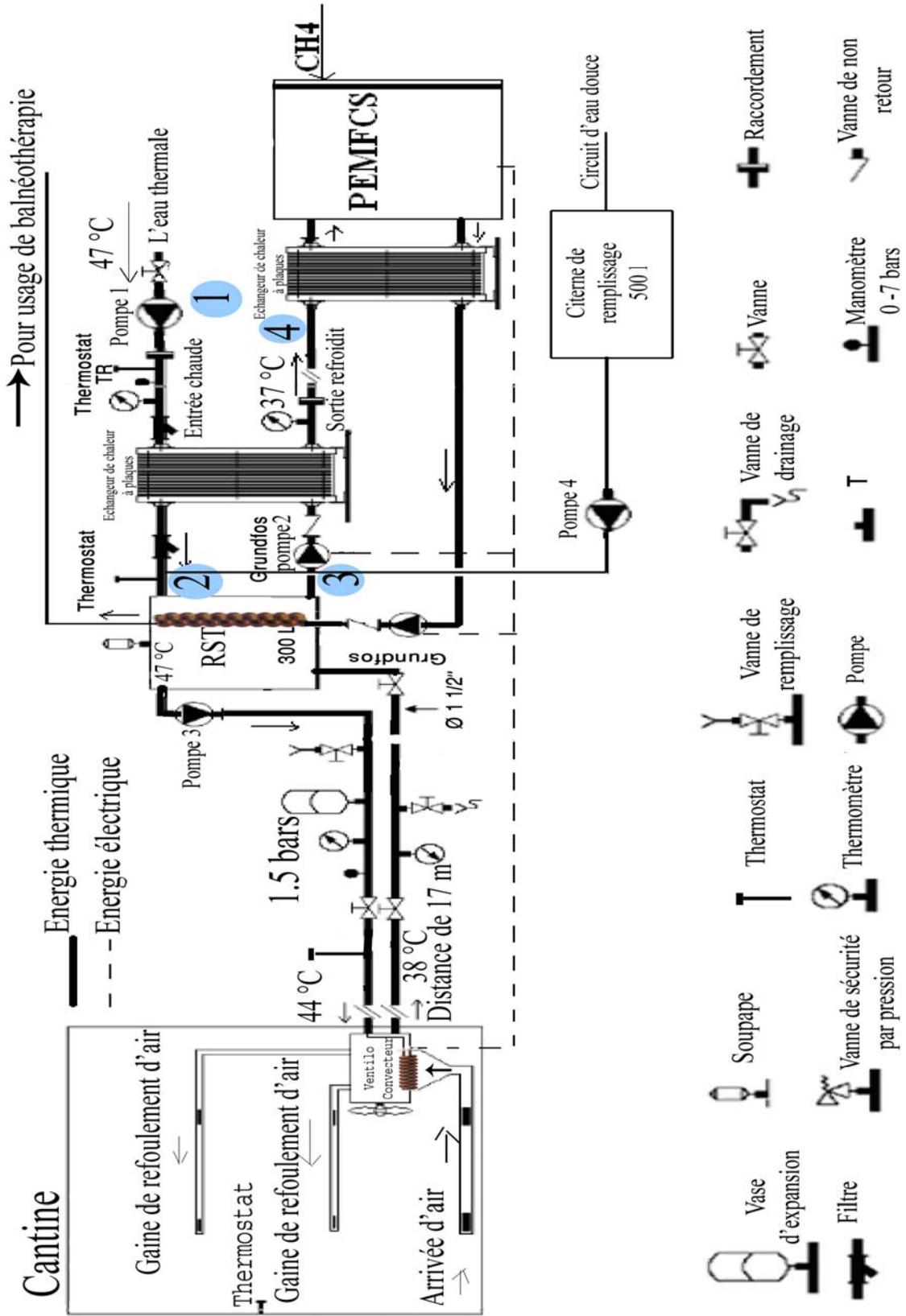


Figure 6.5: Représentation schématique du système énergétique hybride (PEMFC/géothermie) en mode chauffage.

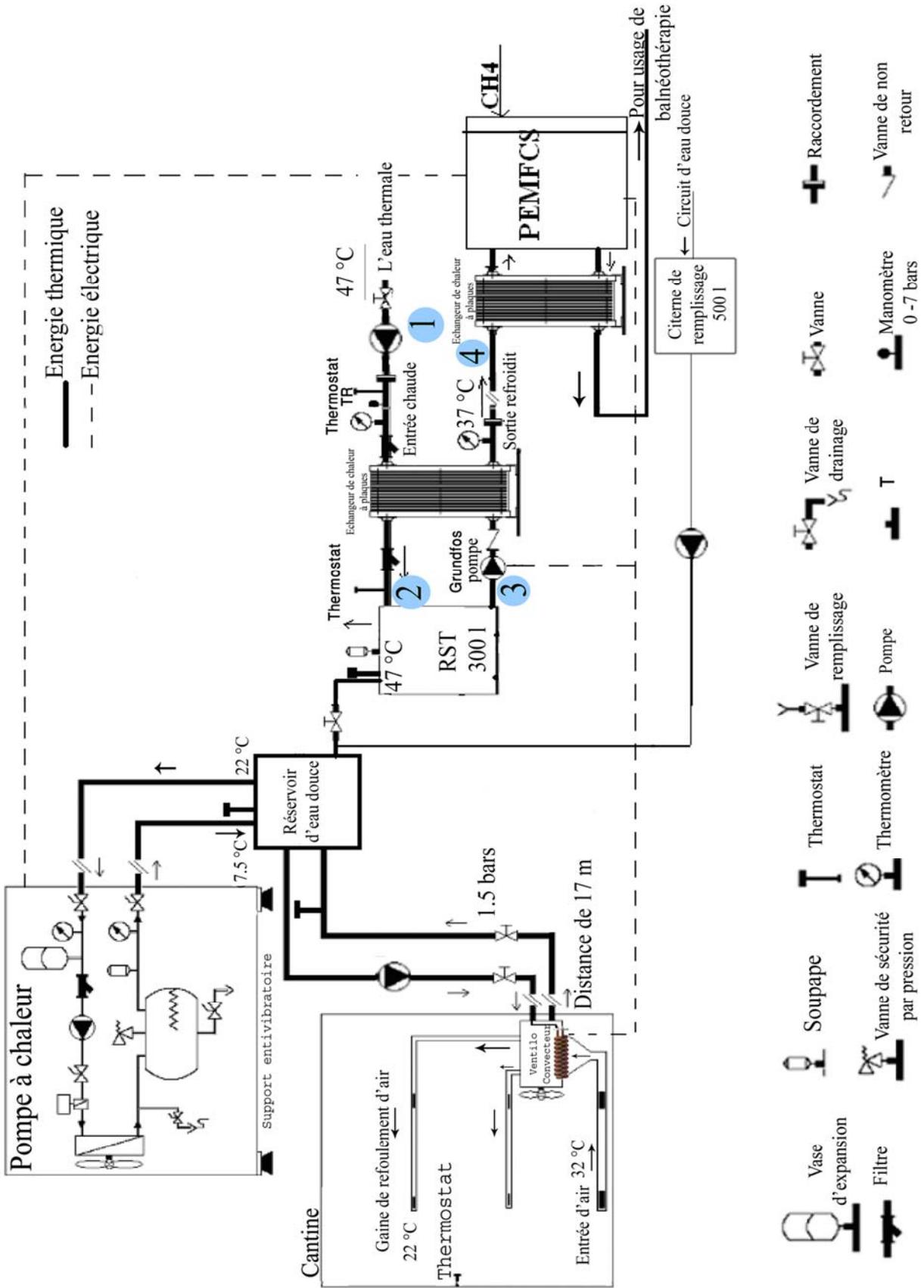


Figure 6.6: Représentation schématique du système énergétique hybride (PEMFC/géothermie) en mode climatisation en utilisant une PAC.

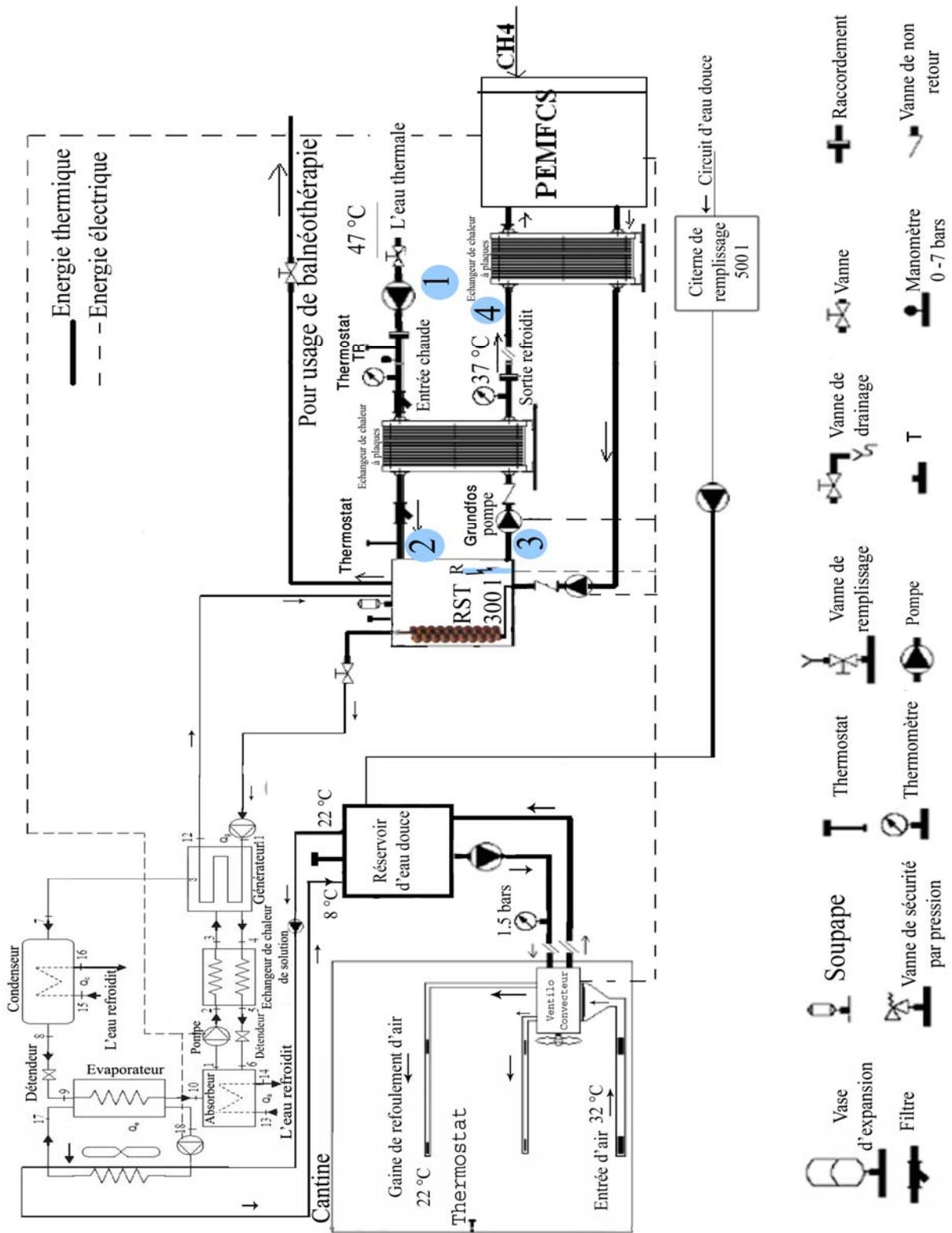


Figure 6.7: Représentation schématique du système énergétique hybride (PEMFC/géothermie) en mode climatisation en utilisant un système à absorption.

### VI.3.1. Sous-système PEMFC

Le sous-système PEMCF est basé principalement sur la pile à combustible à membrane échangeuse de proton (PEMFC) Stack (figure 1.2). Le bon fonctionnement d'une PEMFC dans une application stationnaire nécessite un ensemble de dispositifs. Ces dispositifs dépendent fortement de l'application et de la localisation du système.

Afin d'installer la PEMFC Stack dans une application stationnaire, nous avons besoin d'un reformeur pour carburant, d'un sous-système de gestion thermique et d'eau dégagée par la PEMFC Stack, d'un sous-système d'entrée d'air, d'un convertisseur et d'un conditionneur de puissance (figure 6.8).

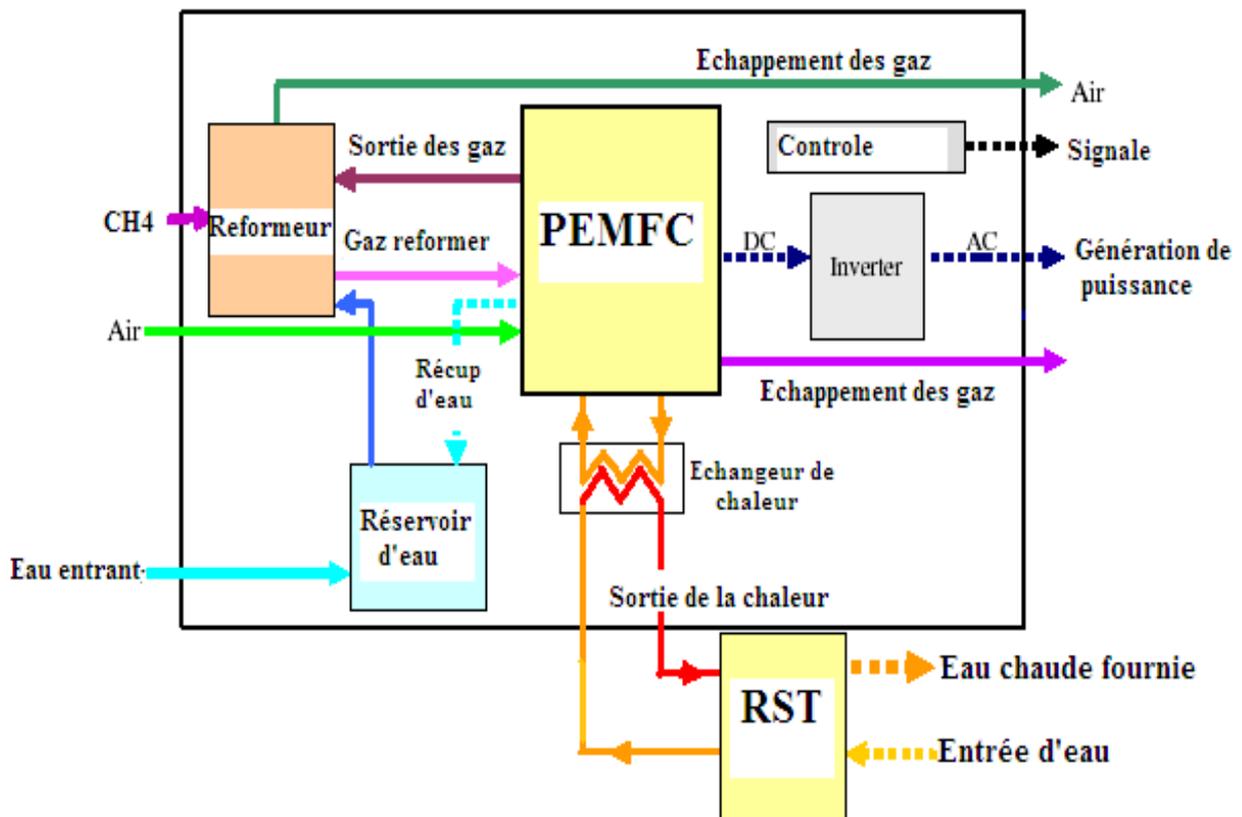


Figure 6.8 : Cogénération par sous système PEMFC alimenté par reformage de méthane [78].

Nous avons choisi un reformeur à vapeur (figure 6.9) qui utilise des hydrocarbures pour produire de l'hydrogène. Le combustible considéré dans ce travail de recherche est le gaz naturel, qui est un mélange de gaz, dont la grande proportion est constituée de méthane.

Le processus de reformage consiste à convertir ce carburant en un gaz riche en hydrogène prêt à être utilisé dans la PEMFC.

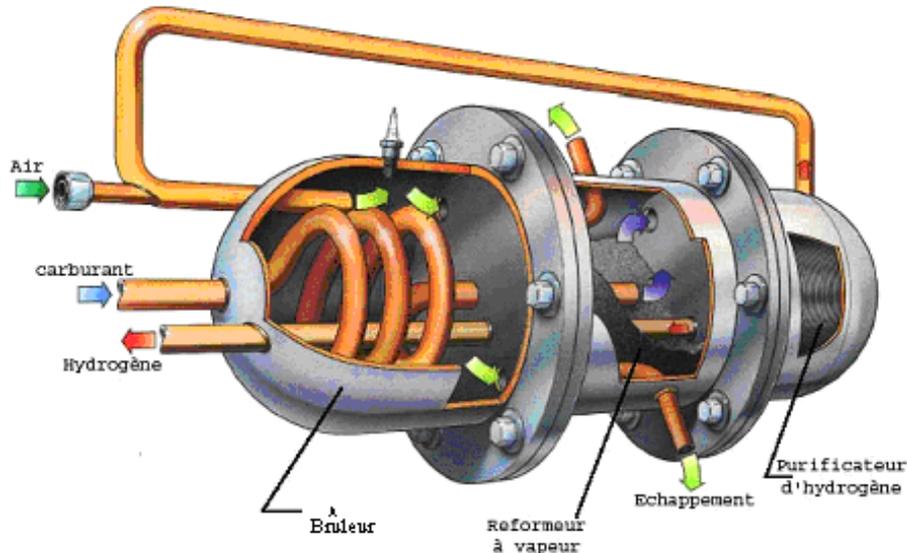


Figure 6.9 : Photo du reformeur à vapeur [26]

Le reformeur du carburant est utilisé pour transformer un hydrocarbure, tel que le méthane, en un gaz riche en hydrogène qui peut être oxydé dans la PEMFC Stack. Dans ce processus, les hydrocarbures réagissent avec la vapeur d'eau à haute température.

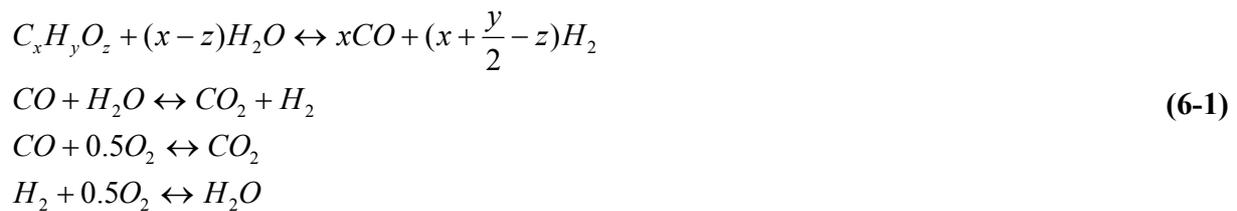
Le reformeur du carburant se divise en quatre parties agissant séparément [46] : l'hydrocarbure et la vapeur traversent en premier un réacteur à haute température, c'est le reformeur où la majeure partie de combustible est convertie en un mélange d'hydrogène et de monoxyde de carbone CO. Une partie du CO produit dans le reformeur peut réagir avec l'eau pour former du dioxyde de carbone CO<sub>2</sub>. La température de fonctionnement du reformeur dépend du combustible utilisé, elle est de 250 °C pour le méthanol et plus de 700° C pour le méthane.

Dans le cas de l'utilisation du méthane comme carburant, le post- réacteur haute température d'eau (HTWS) convertit le CO en CO<sub>2</sub>. Il opère à des températures qui varient entre 260° C et 320°C.

Le post- réacteur à eau basse température (LTWS) est utilisé pour convertir le CO restant en dioxyde du carbone. Il opère à des températures qui varient entre 200°C et 260°C.

Le PROX (Preferential Oxidation Reactor) est le quatrième composant du reformeur du carburant, son rôle est de transformer tout ce qui reste de CO en CO<sub>2</sub> en introduisant un taux d'oxygène adéquat au reformeur à vapeur. En effet, si un taux de CO supérieur à 10 parts par million (ppm) est absorbé par le platine ou rentre dans la partie d'hydrogène vers le catalyseur, il pourra affecter les performances de la PEMFCs.

Les quatre réactions ayant lieu dans le reformeur de carburant sont :



La première équation exprime la conversion directe d'un combustible,  $C_xH_yO_z$ , en un mélange d'hydrogène et de monoxyde de carbone ; cette réaction a lieu dans le reformeur.

La deuxième équation décrit la réaction qui correspond à ce que le monoxyde de carbone produit dans le reformeur réagit avec la vapeur d'eau pour produire de l'hydrogène et du dioxyde de carbone. Cette réaction est exothermique et se produit dans le reformeur, HTWS et le LTWS.

La troisième et la quatrième réaction se produisent dans le PROX où le reste du monoxyde de carbone est transformé en dioxyde de carbone au moyen d'une réaction chimique avec de l'oxygène. L'oxygène qui rentre dans le PROX et n'oxyde pas le monoxyde de carbone va réagir avec l'hydrogène pour former de la vapeur d'eau.

Un schéma simplifié du reformeur de carburant est montré dans la figure 6.10 ci-dessous.

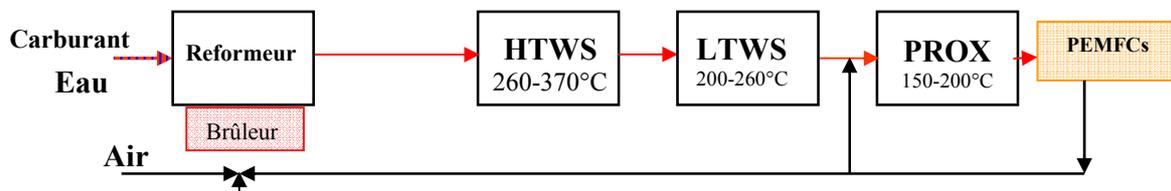


Figure 6.10: Schéma simplifié du reformeur à vapeur [79].

Le sous-système de cogénération à base d'une PEMFC contient plusieurs dispositifs auxiliaires nécessaires au bon fonctionnement du système. Compte tenu que la tension électrique de la PEMFC varie avec le courant, le courant continu (DC) produit par la PEMFC doit être converti en courant alternatif (AC) par le biais d'un convertisseur (onduleur). Ce conditionneur de puissance est nécessaire pour réguler la tension de sortie.

L'humidificateur et l'échangeur de chaleur sont des organes très importants, leur rôle est de garantir la régulation du flux d'air à une température et une humidité adéquates pour la PEMFC : nous avons appelé ses organes les sous-systèmes de gestion de l'eau et de l'entrée d'air. Ces derniers utilisent de l'eau issue d'un réservoir pour l'humidification et le chauffage à partir de la boucle du caloporteur qui sort de la PEMFC. Dans la PEMFCs, les températures issues des sous systèmes doivent être soigneusement contrôlées.

Le sous-système de la gestion thermique est très important, son rôle principal est de maintenir une température constante et optimale de fonctionnement de la PEMFC, ce qui pourra être assuré à partir des échangeurs de chaleur qui utilisent comme fluide caloporteur de l'eau.

#### **A. Performances du sous système PEMFC**

Les performances de la PEMFCs sont liées aux paramètres de fonctionnement. En effet, le rendement électrique total du système PEMFC est de 40%, si on prend la puissance maximale de fonctionnement, pour la plus petite partie de la charge (PLR) nous aurons un rendement légèrement plus élevé. Cependant, à un PLR (rapport de la partie de la charge) très bas (PLR <10%), les pertes augmentent considérablement et les performances du système baissent considérablement.

Le rendement électrique de la PEMFCs est représenté dans la figure 6.11. L'usage du combustible dans le PEMFCs peut être calculé avec le profil montré ci-dessous.

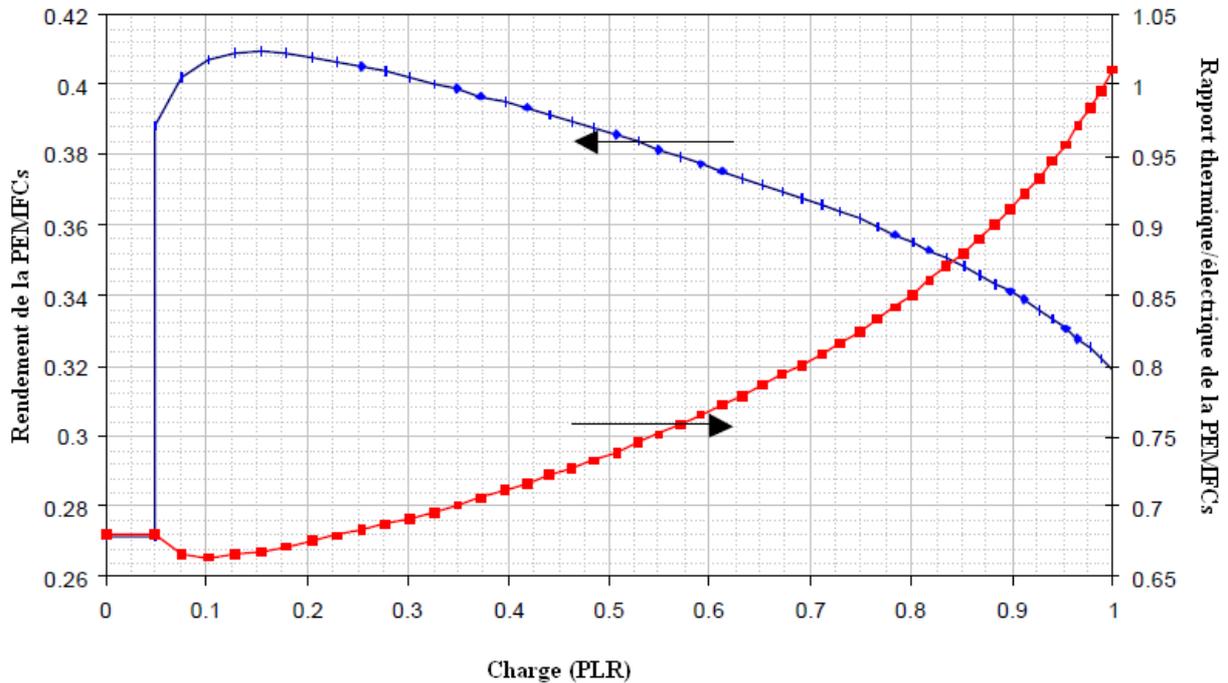


Figure 6.11 : Performances de la PEMFCs en fonction de PLR [4]

Dans le cas de notre étude, nous avons considéré le sous-système PEMFC comme une boîte noire (figure 6.12) ayant comme entrée le gaz naturel et comme sortie l'électricité et la production d'énergie thermique. Des relations empiriques sont utilisées pour faire le lien entre l'entrée et la sortie [4].

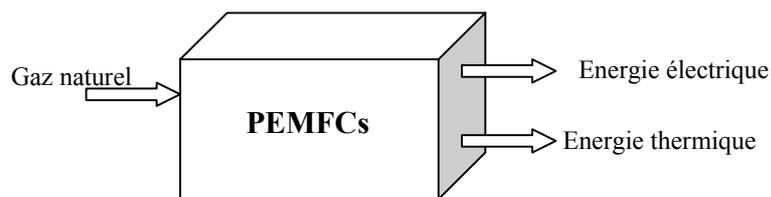


Figure 6.12 : Schéma du sous système PEMFC (PEMFCs) comme boîte noire

La partie de la charge ou le taux de charges est calculé par :

$$PLR = \frac{\dot{E}_{PC}}{\dot{E}_{PC,cap}} \quad (6-2)$$

Où :

$\dot{E}_{PC, cap}$  : désigne la puissance électrique maximale (capacité max) produite de la PEMFCs ;

$\dot{E}_{PC}$  : désigne la puissance électrique produite de la PEMFCs.

Le rapport entre la production d'énergie, électrique thermique, et du sous- système PEMFC ( $r_{TE}$ ) est montré dans la figure 3.7. Ce rapport est donné par [4, 75, 85]:

$$r_{TE} = 0.6801 \quad \text{Pour } PLR < 0.05 \quad (6-3)$$

$$r_{TE} = 1.0785PLR^4 - 1.9739PLR^3 + 1.5005PLR^2 - 0.2817PLR + 0.6838 \quad \text{Pour } PLR > 0.05 \quad (6-4)$$

L'énergie thermique totale disponible du PEMFCs est donnée par :

$$\dot{Q}_{PC} = r_{TE} \dot{E}_{PC} \quad (6-5)$$

Où:

$\dot{Q}_{PC}$  : la chaleur produite par la PEMFCs ;

$r_{TE}$  : le rapport des sortie thermique/électrique de la PEMFCs.

Avec :

$$r_{TE} = \frac{\eta_{thermique}}{\eta_{électrique}} \quad (6-6)$$

Le rendement de cogénération de la PEMFCs peut être exprimé par [4, 75, 85]:

$$\eta_{cogénération} = \eta_{électrique} + \eta_{thermique} = \eta_{électrique}(1 + r_{TE}) \quad (6-7)$$

$$\text{Pour } PLR < 0.05 \quad \eta_{électrique} = 0.2716$$

$$\text{Pour } PLR > 0.05 \quad (6-8)$$

$$\eta_{électrique} = 0.9033PLR^5 - 2.9996PLR^4 + 3.6503PLR^3 - 2.0704PLR^2 + 0.4623PLR + 0.3747.$$

### VI.3.2. Le sous-système pompe à chaleur PAC

La pompe à chaleur (PAC) est une machine thermique constituée essentiellement d'un compresseur, d'une valve de détente, d'une vanne d'inversion de cycle et de deux échangeurs de chaleur (évaporateur et condenseur).

Ces composants sont connectés pour former un circuit fermé comme le montre la figure (6.13). Un fluide caloporteur (réfrigérant) circule à travers les quatre composants. Dans l'évaporateur, la température du fluide caloporteur reste inférieure à la température de la source de la chaleur, un transfert de chaleur se produit entre le fluide chaud et le fluide caloporteur qui cause l'évaporation du fluide caloporteur, ce dernier est comprimé dans le compresseur afin d'augmenter sa pression et sa température, la vapeur chaude entre dans le condenseur où elle libère l'énergie emmagasinée. Finalement, le fluide actif comprimé est détendu à la pression et à la température de l'évaporateur dans la valve d'expansion. Le fluide caloporteur revient à son état initial et le système fini son cycle.

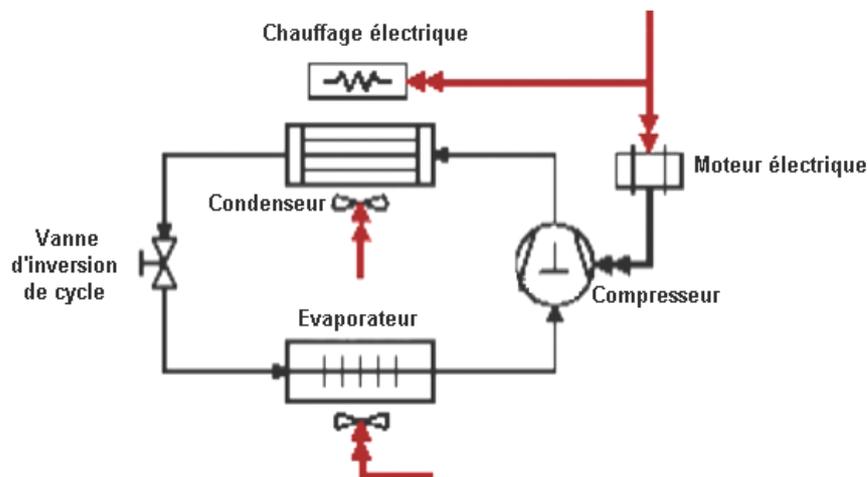


Figure 6.13 : Représentation schématique du système de réfrigération à compression mécanique.

Ce cycle thermodynamique combine deux fonctions essentielles : la production de froid au niveau de l'évaporateur, par absorption de calories à la source froide (machine frigo) et la production de chaleur au niveau du condenseur, par dégagement de calories à la source chaude (pompe à chaleur).

On dispose donc, d'une machine capable de produire du froid (réfrigérateur, congélateur, chambre froide, salle d'ordinateur...), de produire de la chaleur pour chauffer un local, un bâtiment et d'assurer à la fois le chauffage et le refroidissement d'un local (climatisation) en utilisant une vanne d'inversion, qui intervertit le rôle des échangeurs selon les saisons.

La PAC fonctionnant sur la base d'un cycle de compression de la vapeur est donnée par la figure (6.14) montrant le cycle thermodynamique dans diagramme température- entropie (T-S). Le réfrigérant entre dans le compresseur (point A) où il est comprimé, ce qui élève sa température et sa pression (point B).

Dans le condenseur, la chaleur est prélevée du réfrigérant avec un fluide externe froid (point C) et la cède au milieu extérieur. Au point D, le réfrigérant entre dans une soupape d'expansion où sa pression et sa température diminuent (point E), puis dans l'évaporateur à une basse température. Il absorbe ensuite de la chaleur du fluide externe plus chaud ce qui cause son évaporation en revenant au point A et le cycle recommence du début.

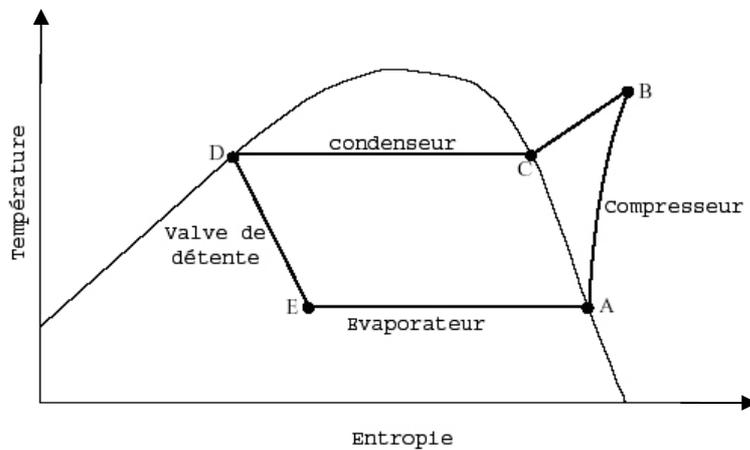


Figure 6.14 : Diagramme température - entropie du cycle de la vapeur d'eau.

Pendant la saison chaude, l'évaporateur qu'est un échangeur de chaleur (fluide frigorigène /air) est à l'intérieur du milieu à rafraîchir, il absorbe de la chaleur et extrait l'humidité de l'intérieur du milieu à climatiser, le condenseur est situé à l'extérieur et rejette une quantité de chaleur tel que :

$$Q_c = Q_e + W_c \quad (6-9)$$

Pour chauffer, l'évaporateur est situé à l'extérieur où il absorbe une quantité de chaleur du milieu extérieur, le condenseur cède à l'air une quantité de chaleur égale à :

$$Q_c = Q_e + W_c \quad (6-10)$$

En mode chauffage, les performances du cycle de compression de vapeur sont estimées avec un coefficient de performance COP ; pour le refroidissement, elles sont estimées avec un rapport d'efficacité d'énergie (EER) [85, 86] :

$$COP = \frac{Q_c}{W_{comp}} \quad (6-11)$$

$$EER = \frac{Q_e}{W_{comp}} \quad (6-12)$$

Les pompes à chaleur (PAC) sont des appareils de chauffage efficaces comparativement aux systèmes de chauffage électriques conventionnels qui utilisent des résistances électriques pour chauffer de l'air.

La performance du cycle à compression de vapeur est sensible aux températures de l'évaporateur et du condenseur. Une baisse dans la température de l'évaporateur, ou une augmentation dans la température du condenseur, baisse le COP du cycle. Cela peut être montré en utilisant le cycle de réfrigération idéal de Carnot montré dans la figure 6.15.  $T_C$  est la température de condensation et  $T_F$  est la température d'évaporation.

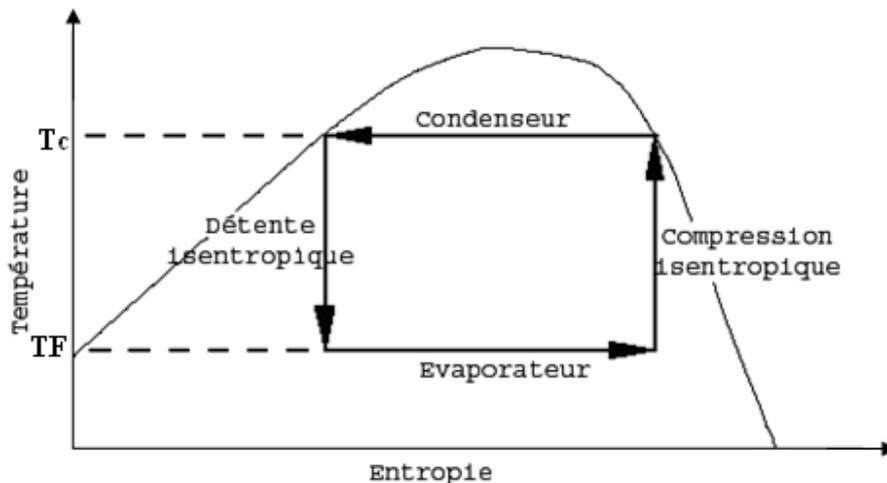


Figure 6.15 : Cycle de Carnot

Le COP peut être calculé comme suit :

$$COP = \frac{T_C}{T_C - T_F} \quad (6-13)$$

Si la différence de température entre l'évaporateur et le condenseur ( $T_H - T_C$ ) diminue, le COP diminue également, ce qui réduit la masse volumique du réfrigérant qui entre dans le compresseur c-à-d le débit de masse du réfrigérant dans tout le système. L'énergie consommée par le compresseur ainsi que flux thermique transporté de l'évaporateur au condenseur diminuent également.

#### VI.4. ETUDE THERMIQUE DU SEH

Le bilan thermique du SEH est établi en considérant les différentes possibilités de distribution d'énergie électrique et thermique qui pourront exister entre l'alimentation et les charges.

L'énergie totale générée par la PEMFCs pour alimenter les différentes charges d'une habitation est donnée par :

$$\dot{E}_{PC} = \dot{E}_E + \dot{E}_{VC} + \dot{E}_{Comp} + \dot{E}_V + \dot{E}_p \quad (6-14)$$

Où :

$\dot{E}_E$  : l'énergie électrique consommée par l'éclairage des lampes ;

$\dot{E}_{VC}$  : l'énergie électrique consommée par le ventilo convecteur ;

$\dot{E}_C$  : l'énergie électrique consommée par le compresseur de la PAC ;

$\dot{E}_V$  : l'énergie électrique consommée par le ventilateur de la PAC ;

$\dot{E}_p$  : l'énergie électrique consommée par les pompes.

Le refroidissement de l'espace est assuré par la PAC, alimentée électriquement par la PEMFCs.

La puissance du compresseur est donnée par :

$$\dot{E}_{PAC} = f(T_{db}) \dot{Q}_{PAC} \quad (6-15)$$

La relation entre le rapport électrique d'entrée en fonction de la température sèche, représentant la température ambiante prise avec un thermomètre à bulbe sec ( $T_{db}$ ) est donnée comme suit [4]:

$$f_{eir}(T_{db}) = \frac{1}{COP} (2.057025 - 0.0332229T_{db} + 0.0002284T_{db}^2) \quad (6-16)$$

Le bilan thermique autour du réservoir de stockage (RST) thermique donne [85]:

$$\dot{Q}_{PC} - \dot{Q}_{RST} - \dot{Q}_P = m_{RST} C_P \frac{dT_{RST}}{dt} \quad (6-17)$$

Où :

$\dot{Q}_P$  : le flux de chaleur représentant les pertes thermiques du RST vers le milieu extérieur. Il est pratiquement négligeable.

$\dot{Q}_{RST}$  : le flux de chaleur transmis du RST vers la boucle du ventilateur convecteur.

$\dot{Q}_{PC}$  : le flux de chaleur cédée par la PEMFCs ;

$m_{RST}$  : la masse d'eau thermique contenu dans le RST ;

$C_p$  : la chaleur spécifique de l'eau thermique.

Le flux de chaleur cédée par la PEMFCs est:

$$\dot{Q}_{PC} = r_{TE} \dot{E}_{PC} \quad (6-18)$$

$r_{TE}$  : représente le rapport entre l'énergie thermique et l'énergie électrique de la PEMFCs. Il est donné par les équations (6-3,6-4).

Les pertes de chaleur du RST sont données par [87]:

$$\dot{Q}_P = U_P A_P (T_{ST} - T_{ext}) \quad (6-19)$$

En combinant les équations (6-17) et (6-18), on aura :

$$m_{RST} C_P \frac{dT_{RST}}{dt} = r_{TE} (\dot{E}_E + \dot{E}_{VC} + \dot{E}_C + \dot{E}_V) - U_P A_P (T_{ST} - T_{ext}) \quad (6-20)$$

Après un arrangement algébrique, l'équation (6-20) peut être mise sous la forme suivante :

$$\alpha - \beta T_{RST} = m_{RST} C_P \frac{dT_{RST}}{dt} \quad (6-21)$$

Avec :

$$\alpha = r_{TE} \left( \dot{E}_E + \dot{E}_{CA} + \dot{E}_{VC} \right) - \dot{m}_C C_P (T_C - T_F) + U_P A_P T_{ext} \quad (6-22)$$

$$\beta = U_P A_P \quad (6-23)$$

La résolution de l'équation différentielle de la température du RST en fonction du temps donne :

$$T_{RST,t_2} = \frac{\alpha}{\beta} + \left( T_{RST,t_1} - \frac{\alpha}{\beta} \right) \exp\left( -\frac{3600\beta}{m_{RST} C_P} (t_2 - t_1) \right) \quad (6-24)$$

L'énergie électrique délivrée par la PEMFCs, l'énergie thermique et la quantité du combustible (méthane) consommé sont calculées comme suit :

$$E_{PC} = (\dot{E}_E + \dot{E}_{VC} + \dot{E}_C + \dot{E}_V + \dot{E}_P)(t_2 - t_1) \quad (6-25)$$

L'énergie thermique est donnée par l'équation (6-20).

La quantité du combustible consommée par la PEMFCs est calculée par :

$$F_{PC} = \frac{E_{PC}}{\eta_{\text{électrique}}} \quad (6-26)$$

Où :  $\eta_{\text{électrique}}$  : est le rendement électrique de la PEMFCs donné par l'équation (6-8).

La formulation que nous avons établie permet de déterminer les caractéristiques thermiques de tout le système pour les deux modes de fonctionnements (chauffage et climatisation).

## VI.5. CONCLUSION

La conception d'un système énergétique hybride (SEH) basé sur la technologie PEMFC a été faite et une description de la pile à combustible de type PEMFC avec présentation de toutes ses caractéristiques électriques, physiques et thermodynamiques a été établie.

Cette technologie PEMFC a été intégrée dans une conception d'un système de trigénération combinant l'énergie électrique et thermique délivrée par la PEMFCs pour une application stationnaire. Le SEH comprend un sous système de production d'énergie électrique et thermique (PEMFCs) alimenté par le gaz naturel (méthane) qui très abondant dans notre pays et un sous système de récupération de la chaleur géothermique (Hammam Sidi Aïssa). Afin de mieux exploiter cette énergie thermique, nous avons prévu un réservoir de stockage thermique.

Dans le chapitre qui suit, nous allons nous intéresser à une étude comparative des deux systèmes de production de froid : le système à compression mécanique et le système à absorption LiBr/H<sub>2</sub>O. L'hybridation de ses systèmes avec une source géothermique sera aussi abordée. Ces analyses seront appliquées à deux sites : Ghardaïa et Saïda, sur la base des données relatives à leurs charges thermiques et électriques.

---

## **CHAPITRE VII**

### ***Résultats et Discussions***

---

## **VII.1. INTRODUCTION**

Dans ce chapitre, nous allons étudier les deux modes de fonctionnement du système énergétique à base d'une pile à combustible PEMFC, en utilisant les deux configurations proposées dans le chapitre VI : la réfrigération par absorption LiBr/H<sub>2</sub>O et la climatisation par PAC à compression. Les résultats obtenus seront comparés au Système Energétique Hybride (PEMFC/géothermique) pour le cas de la wilaya de Saïda, considérée parmi les zones des hauts plateaux et le site de Ghardaïa au sud afin de voir le comportement du système étudié dans les zones semi-arides.

Nous avons utilisé pour notre simulation numérique des données météorologiques (température ambiante) et climatiques [88] ainsi que des données liées à la consommation de cette installation (charges électriques, thermiques et le nombre d'heures de consommation), aux caractéristiques thermiques de la salle de cantine de l'école primaire Si Ben Salah de 144 m<sup>2</sup> et à l'habitation individuelle de 65 m<sup>2</sup> de Ghardaïa.

## **VII.2. PRESENTATION DES CHARGES POUR SAÏDA**

La wilaya de Saida est située au Nord ouest de l'Algérie à une latitude de 34.86 N et une longitude de 0.15 E à une altitude de 752 m. Elle représente un grand besoin en climatisation, comme le montre la figure 7.1. Le tableau 6.1 montre la répartition des équipements et leurs consommations.

Il est à noter que la température moyenne est entre 4 et 12 °C en hiver ; elle varie de 10 à 27°C en automne, de 5 à 19 °C en printemps, en été la température peut aller de 20 °C jusqu'à 37 °C. Ce qui montre la nécessité de climatiser.

La figure 7.2 montre la distribution des charges électriques en mode chauffage et climatisation de la cantine scolaire pendant 50 min, représentant l'heure de pointe, en utilisant le système à absorption LiBr/H<sub>2</sub>O.

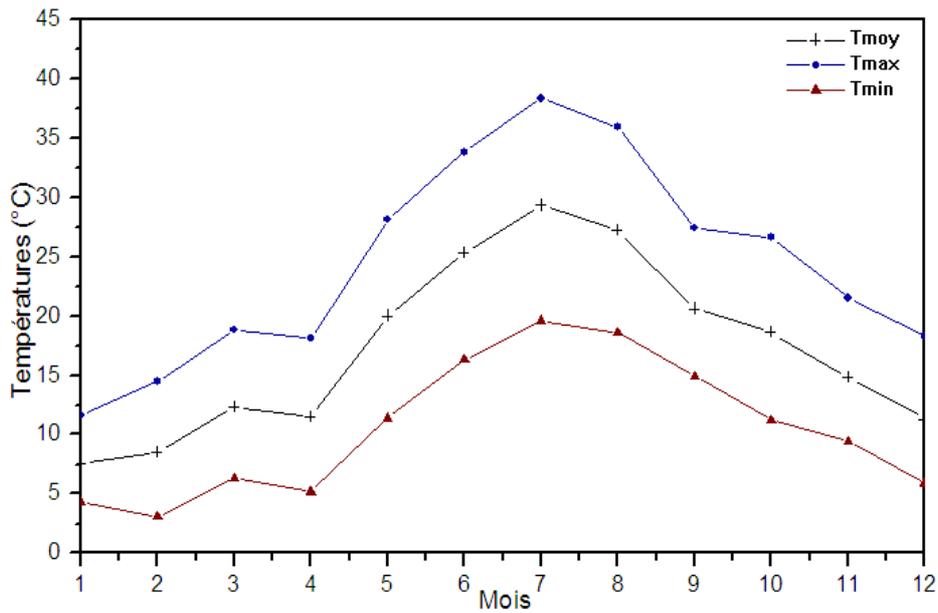


Figure 7.1 : Evolution des températures moyennes mensuelles [88]

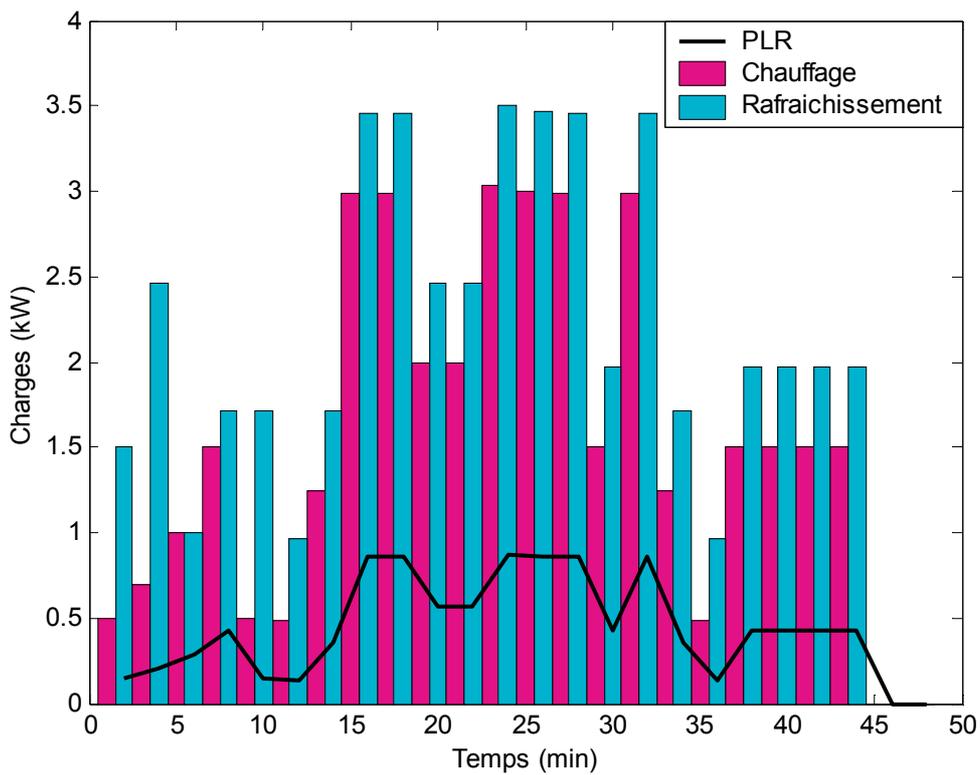


Figure 7.2 : Charges électriques pour les deux modes de fonctionnement  
Pour le cas du système à absorption

Nous notons que pour le cas du système de climatisation à absorption, nous avons une consommation maximale en énergie électrique de 3.5 kW en mode climatisation, ce qui est dû à la consommation des pompes de circulation de l'eau. En mode chauffage, la consommation

maximale est de 2.9 kW. Le rapport de demande d'énergie (PLR) en mode climatisation atteint la valeur 1, qui représente le maximum de charges.

La figure 7.3 montre les charges électriques en mode chauffage et climatisation par compression en utilisant la PAC CIATISA de la cantine scolaire pendant 50 min.

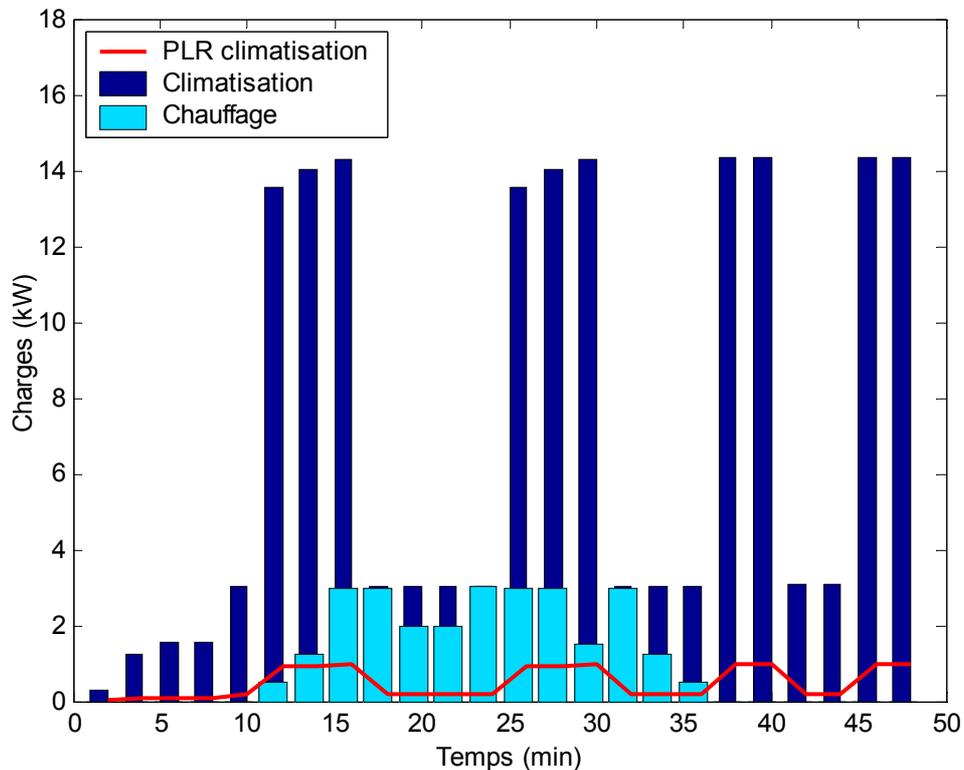


Figure 7.3 : Charges électriques pour le cas de PAC à compression

Le ratio de demande d'énergie PLR représente la quantité d'énergie consommée divisée par la charge totale. Il est à souligner que lorsque le compresseur se déclenche, la charge atteint le maximum.

En mode climatisation, le maximum d'énergie consommée est 14.36 kW ; lorsque l'eau du RST atteint 7.5 °C, le compresseur s'arrête.

En mode chauffage, le maximum d'énergie consommée est 3.03 kW ; ce qui correspond à la consommation des pompes (1, 2, 3), du ventilo convecteur et des lampes pendant l'heure de pointe de la cantine scolaire.

### VII.3. PRESENTATIONS DES CHARGES DE GHARDAÏA EN ETE

La wilaya de Ghardaïa est située au Sud d'Algérie à une latitude de 32.4 N et une longitude de 3.80 E à une altitude de 468.5 m. Nous avons présenté les données réelles pour une habitation d'une surface de 65 m<sup>2</sup>. Ces données varient en fonction du temps (heure) pour une journée du 27 Août 2008 [88]. La figure 7.4 montre la variation de la température ambiante ainsi que la température d'entrée d'eau froide.

Il est à souligner que la température ambiante mesurée pendant la journée du 27 d'Août 2008 à l'Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables de Ghardaïa augmente sensiblement à partir de 6 h du matin jusqu'au soir. De plus, la température d'entrée d'eau froide commence à augmenter à partir de 9h et se stabilise légèrement en fin de journée.

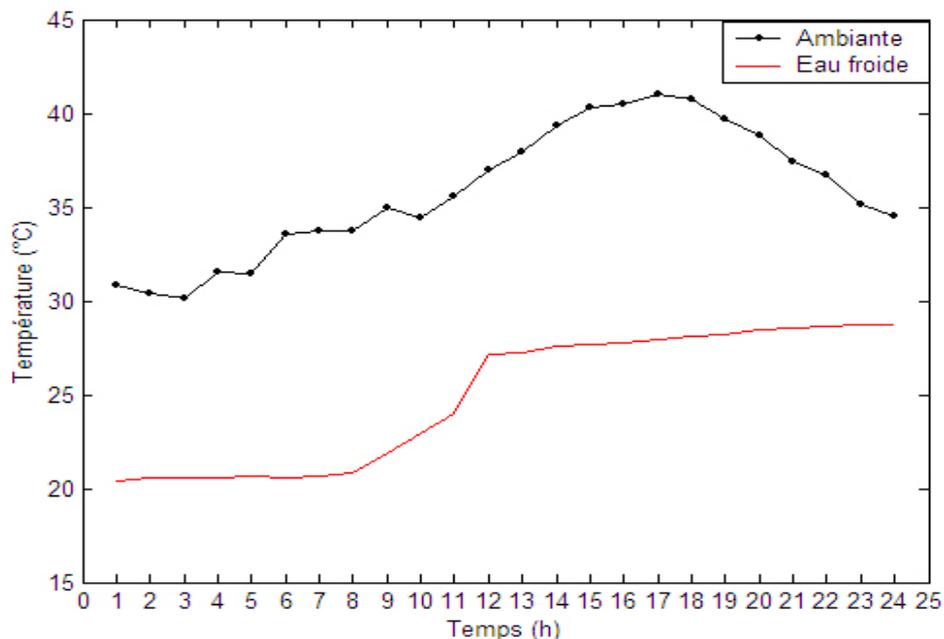


Figure 7.4 : Variation de la température ambiante et de l'eau d'entrée en fonction du temps [89]

La figure 7.5 montre la variation des charges électriques pour le fonctionnement en mode climatisation en utilisant l'absorption et la PAC à compression en fonction du temps.

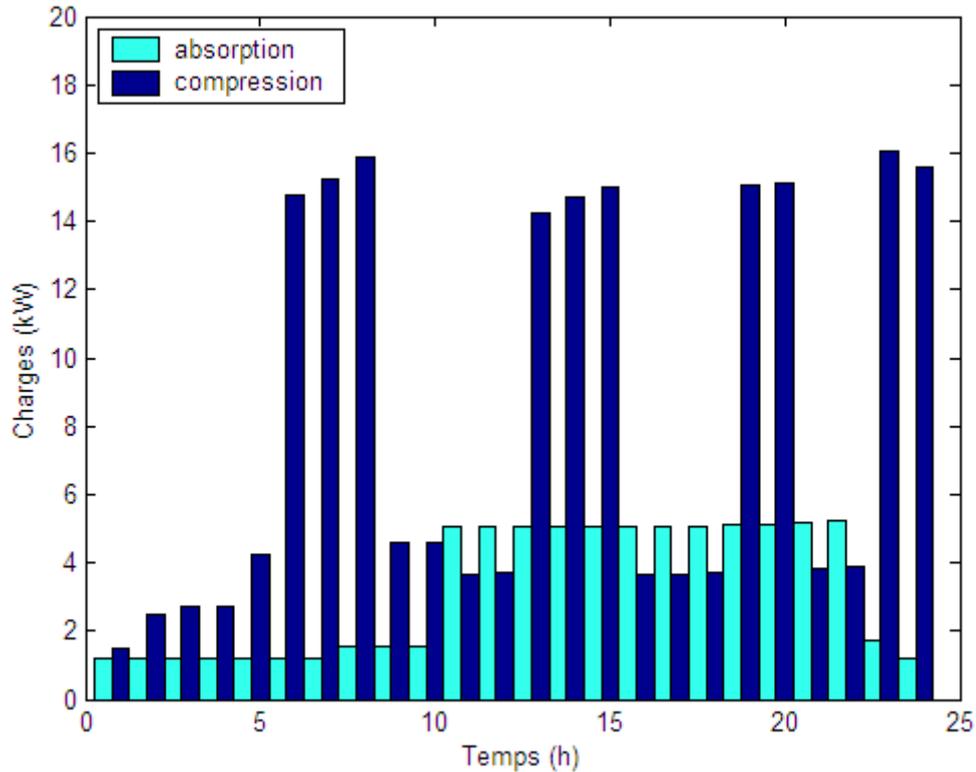


Figure 7.5 : Evolution des charges électriques pour le mode climatisation en fonction du temps

La variation des charges électriques peut être expliquée par la mise en marche de la PAC qui correspond aux hautes valeurs de la température ambiante en ses moments (voir figure 7.4).

#### VII.4. ORGANIGRAMME DE LA SIMULATION NUMERIQUE

Dans la simulation numérique, nous avons utilisé les logiciels Matlab 7 conjointement à l'organigramme donné ci-dessous.

Cet organigramme permet de tracer avec le Matlab 7 l'évolution de l'énergie électrique et thermique générée par la PEMFCs, la quantité du méthane consommée, l'évolution de la température dans le RST, l'évolution du rendement de la PEMFCs et du SEH pour les deux cas étudiés en fonction du temps (min).

Nous avons pris une journée type pour chaque régime de fonctionnement ainsi que les données moyennes qui nous ont permis d'éviter le surdimensionnement de la pile à combustible PEMFC.

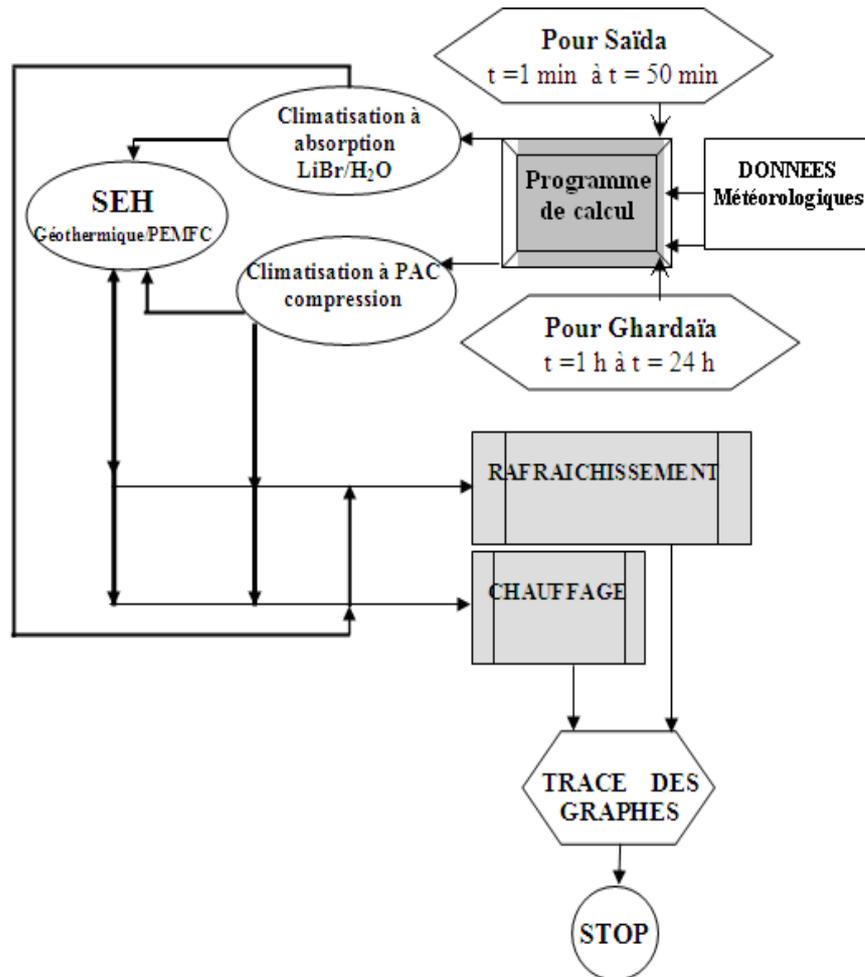


Figure 7.6 : Organigramme de la simulation numérique du SEH

L'utilisation du logiciel MATLAB 7 nous a permis de résoudre numériquement les équations décrivant notre système énergétique basé sur la pile à combustible de type PEMFC pour les deux sites étudiés.

Quatre situations ont été étudiées relatives à la wilaya de Saïda:

- 1- Cogénération par PEMFCs destinée au chauffage et à la climatisation par un système à absorption LiBr/ H<sub>2</sub>O ;
- 2- Cogénération par PEMFCs destinée au chauffage et à la climatisation par un système à absorption LiBr/ H<sub>2</sub>O hybride avec une source thermique de 47 °C ;
- 3- Cogénération par PEMFCs destinée au chauffage et à la climatisation par une PAC à compression ;
- 4- Cogénération par PEMFCs destinée au chauffage et à la climatisation par une PAC à compression hybride avec une source thermique de 47 °C.

Le cinquième cas représente une étude comparative pour la wilaya de Ghardaïa qui représente les zones semi-arides :

- 5- Cogénération par PEMFCs destinée à la climatisation par un système à absorption LiBr/ H<sub>2</sub>O en le comparant à une PAC à compression.

Les résultats du programme de calcul ont été présentés sous formes de graphes et une comparaison entre l'efficacité des différents systèmes étudiés a été établie.

## **VII.5. RESULTATS OBTENUS**

Les résultats obtenus sont répartis sur plusieurs parties, chaque partie contient un cas bien précis pour les deux sites étudiés : une zone des hauts plateaux (Saïda) et une autre zone semi-arides (Ghardaïa).

### **VII.5.1. Résultats obtenus pour Saïda**

Dans ce qui suit, nous allons considérer en premier lieu le site relatif à la wilaya de Saïda en étudiant quelques cas possibles pour une meilleure utilisation.

#### **VII.5.1.1. Cogénération par PEMFC en utilisant un système à absorption**

Nous avons simulé numériquement le fonctionnement du système à base de la PEMFC destinée au chauffage et à la climatisation par un système à absorption LiBr/H<sub>2</sub>O. L'énergie électrique délivrée par la PEMFC doit satisfaire les besoins de l'installation, l'énergie électrique ainsi que l'énergie thermique générées par la PEMFCs pour les deux modes de fonctionnement (chauffage et climatisation) sont données par la figure 7.7.

Nous notons que la puissance thermique générée par le sous-système pile à combustible PEMFCs pour les deux modes de fonctionnement est très proche de la puissance électrique, ce qui est dû au fonctionnement à charge partielle (PLR) proche à 1 comme c'est montré dans la figure 7.2.

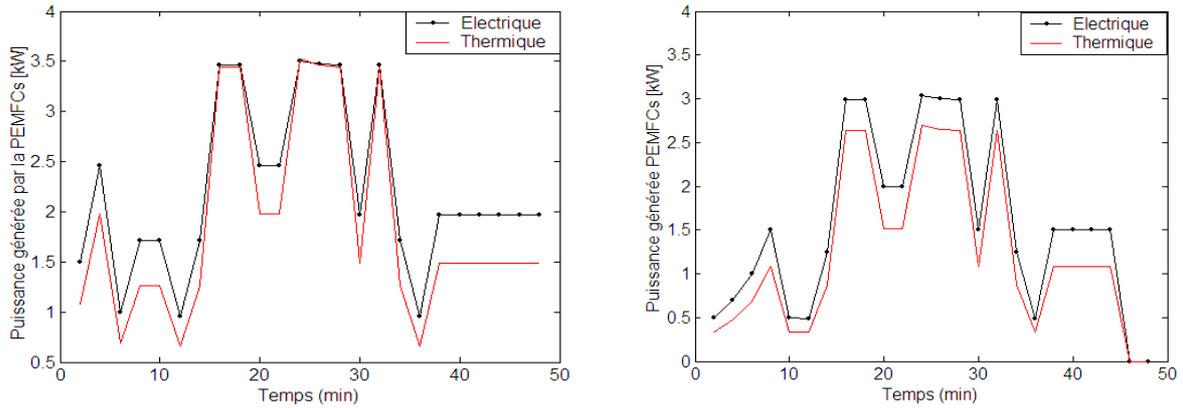


Figure 7.7 : Energie électrique et thermique générées par la PEMFCs (gauche : mode climatisation, à droite : mode chauffage).

La figure 7.8 montre que la quantité du méthane consommée par la PEMFCs pour satisfaire les charges, électrique et thermique varie entre 0.01 à 0.05 kmole/h.

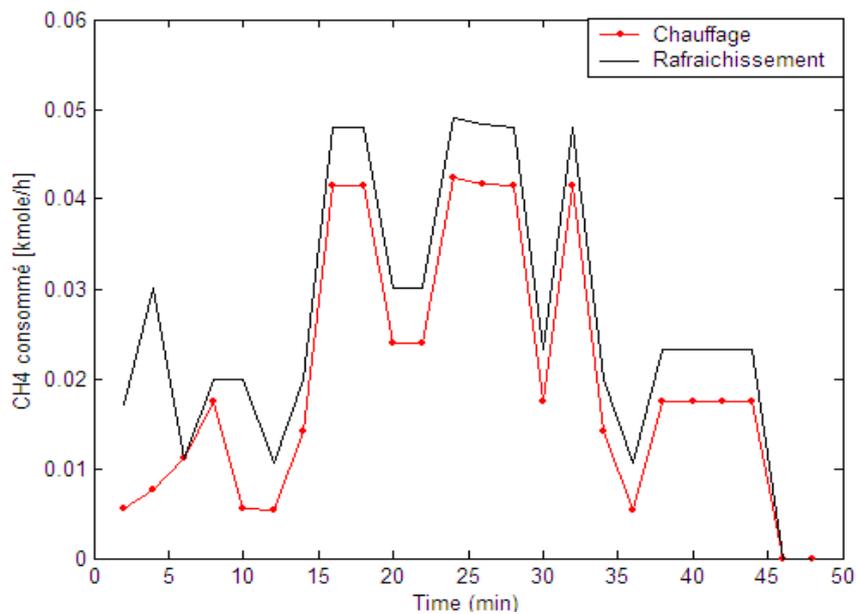


Figure 7.8 : Quantité du méthane consommée par la PEMFCs pour les deux modes de fonctionnement.

Le rendement de la PEMFCs est présenté par la figure 7.9. Il est de l'ordre de 50% en mode climatisation et varie entre 58 et 83 % en mode chauffage. Ce résultat est conforme à celui obtenu par Mihai Radulescu et al. [32].

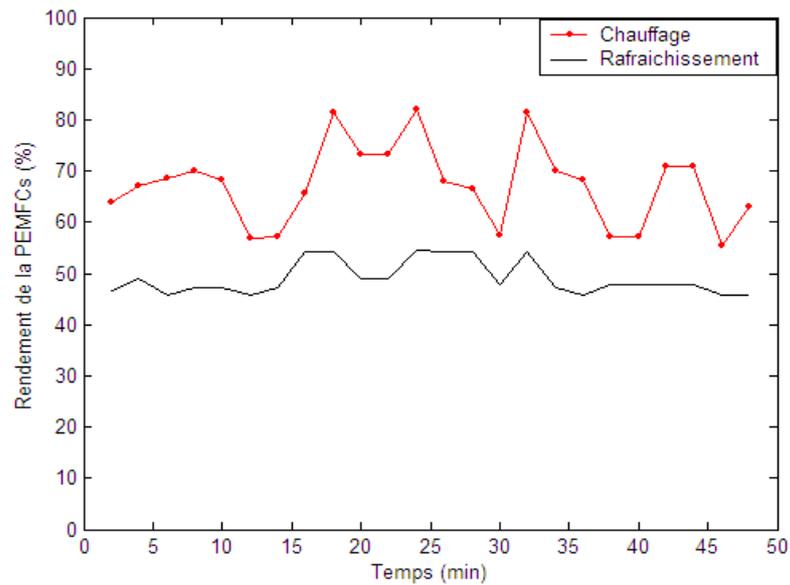


Figure 7.9 : Rendement de la PEMFCs pour les deux modes de fonctionnement.

La figure 7.10 représente donne le rendement du système PEMFCs pour les deux modes de fonctionnement. Nous notons qu'en mode chauffage, le rendement est très élevé, il atteint les 93% : ce qui est fourni en chaleur est utilisé pour le chauffage avec le minimum de consommation en énergie électrique.

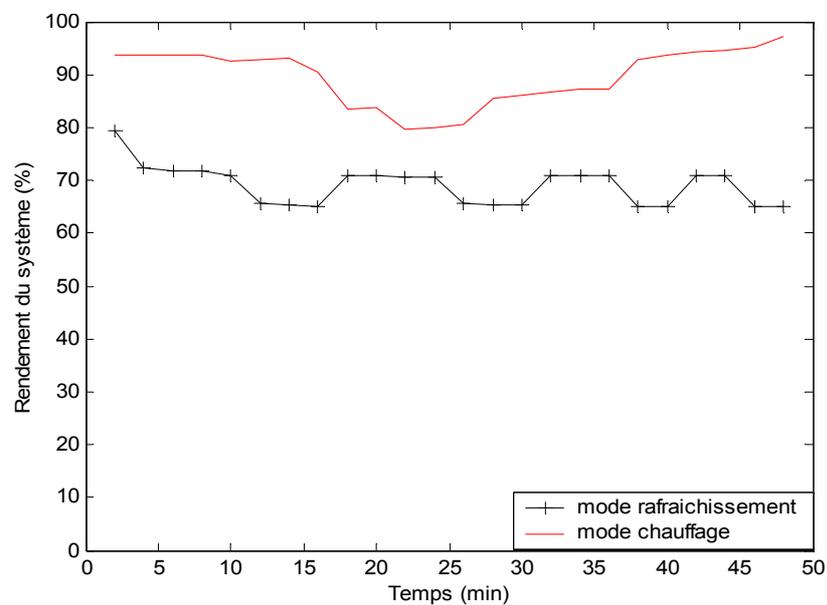


Figure 7.10 : Rendement du système en deux modes de fonctionnement.

En mode climatisation, le rendement est légèrement inférieur, car il y' a une consommation supplémentaire par les pompes de circulation. Le rendement varie entre 65 et 72% ; au début du fonctionnement, il atteint une valeur maximale de 80%.

### VII.5.1.2. SEH à base d'une PEMFC/géothermique en utilisant un système à absorption

Le système de cogénération basé sur la pile à combustible de type PEMFCs génère de l'énergie électrique pour satisfaire les besoins de la charge étudiée (cantine scolaire). L'énergie thermique générée par la PEMFCs est récupérée et stockée dans un RST couplé à une source thermique de température 47°C. Ce qui correspond à ce que nous avons vu au chapitre V.

La possibilité d'hybridation a été simulée numériquement, et les résultats obtenus sont montrés dans les figures 7.11 et 7.12.

Afin de voir l'influence de l'hybridation, nous avons choisi de tracer le rendement du système et l'évolution de la température du RST en fonction du temps.

En ce qui concerne la température du RST, la figure 7.11 montre que malgré la chute significative de l'énergie générée par la PEMFCs, la température du RST reste toujours au-delà de 55 °C, ce qui permet son utilisation dans un système à absorption.

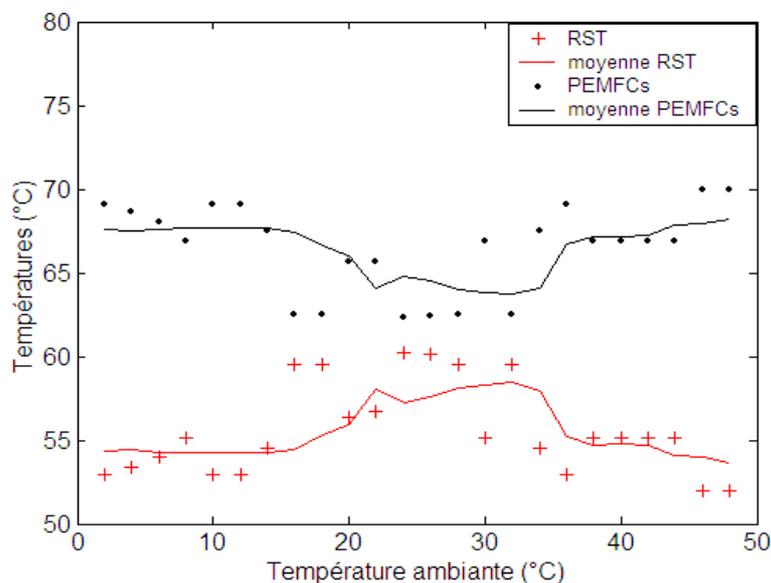


Figure 7.11 : Evolution de la température du RST en fonction de la température ambiante.

Ces résultats montrent que l'hybridation d'une PEMFCs avec une source thermique nécessite que la température de cette dernière dépasse de préférence les 60 °C pour que la chaleur générée par la pile à combustible ne soit pas réduite.

Nous notons également que le rendement du système a légèrement diminué, il est de l'ordre de 70 % en mode climatisation et de 80 % en mode chauffage.

Ce résultat est prévisible compte tenu que la température de la source thermique est inférieure à la température générée par la PEMFCs : le chauffage et la climatisation peuvent être assurés par la PEMFCs sans excès de dépense en énergie électrique ou surdimensionnement du système.

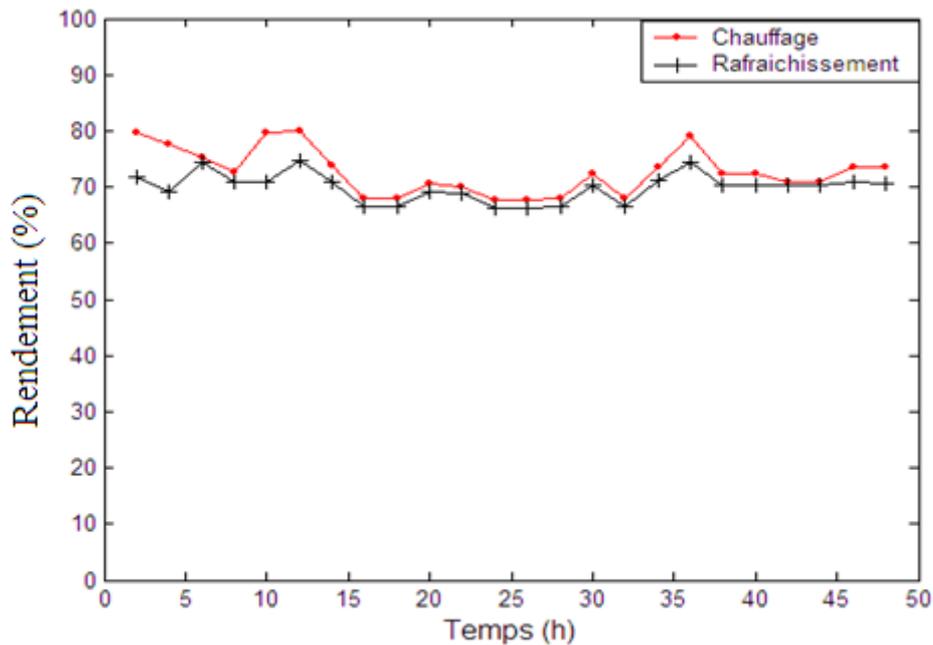


Figure 7.12 : Rendement du système en deux modes de fonctionnement

### VII.5.1.3. Cogénération par PEMFC avec une PAC à compression

Le fonctionnement du système à base de la PEMFC destinée au chauffage et à la climatisation par une PAC à compression a été simulé numériquement, l'énergie électrique délivrée par la PEMFC doit satisfaire les besoins de l'installation. L'énergie électrique et l'énergie thermique générées par la PEMFCs est montrées dans la figure 7.13.

L'énergie thermique générée représente 82% de l'énergie électrique, Nous notons également que l'augmentation de l'énergie électrique correspond à l'augmentation de l'énergie thermique et que cette augmentation est proportionnelle aux fluctuations de la charge [90, 91].

En mode chauffage, l'énergie générée par la PEMFCs représente le 1/3 de la capacité totale, car le chauffage est assuré par les sous systèmes de récupération de la chaleur géothermique et du ventilo convecteur, la PAC est à l'arrêt. La figure 7.14 montre la quantité du méthane reformé pour alimenter la PEMFCs.

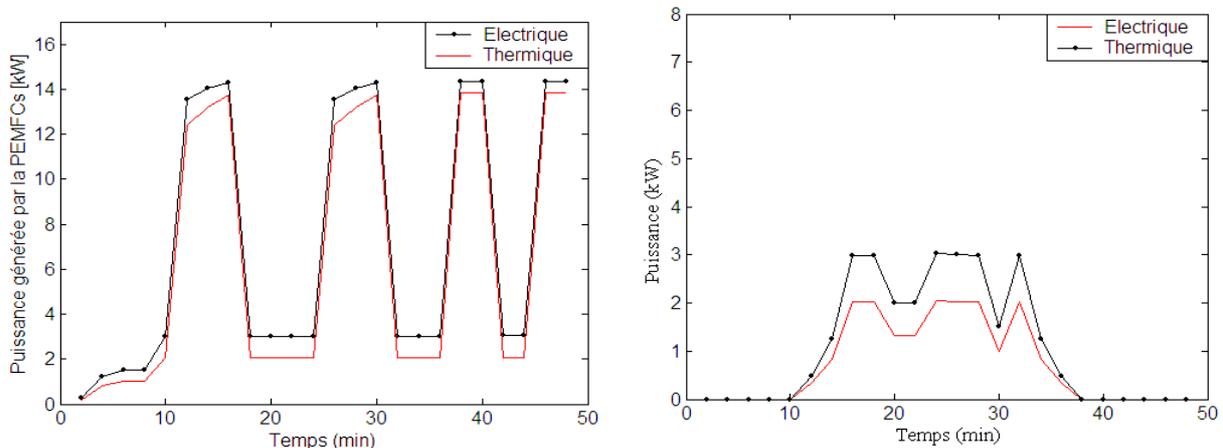


Figure 7.13 : Energie, électrique et thermique, délivrée par la PEMFCs pour les deux modes de fonctionnement (gauche : climatisation, droite : chauffage).

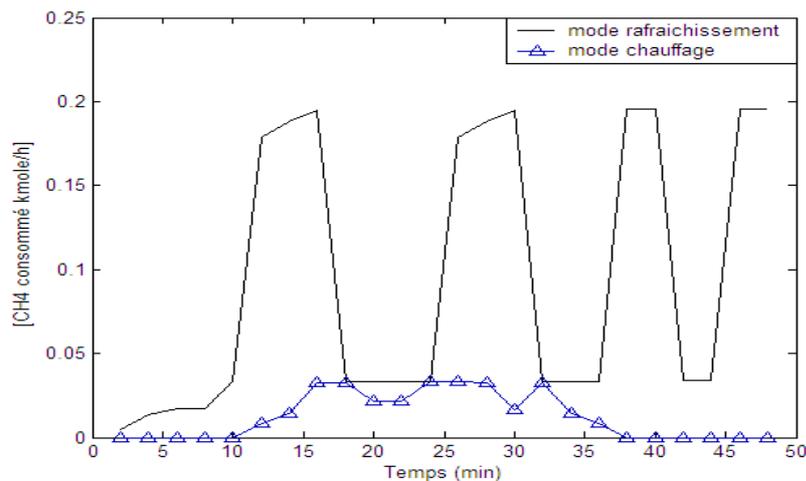


Figure 7.14 : Quantité du méthane consommé par la PEMFCs pour les deux mode de fonctionnement.

La consommation de gaz naturel augmente avec l'augmentation de l'énergie électrique délivrée par la PEMFCs. En mode climatisation, pour délivrer la puissance maximum de 14.36 kW, il faudra 0.19 kmol/h de gaz. En mode chauffage, la consommation maximale est de 0.033 kmole/h pour une puissance électrique délivrée de 3.03 kW. L'allure est relative à la variation de la charge (figure7.3).

La figure 7.15 montre le rendement de cogénération de la PEMFCs pour les deux modes de fonctionnement. Nous notons que le rendement de cogénération en mode climatisation est 70% ce qui est conforme au résultat obtenu par de Mihai Radulescu [92], le pouvoir calorifique du reformeur est de 94% [4], le carburant est utilisé à 80%, le reste sera brûler pour donner de la chaleur au reformeur [4]. L'analyse thermodynamique de la PEMFCs montre que le rendement maximum de cogénération peut être 80,6% [4].

En mode chauffage, le rendement de cogénération devient 45%, ce qui est dû au surdimensionnement de la PEMFCs.

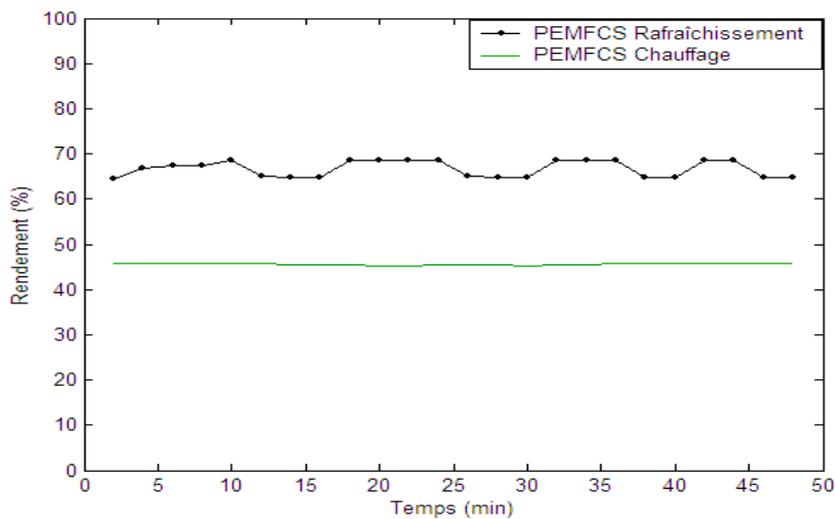


Figure 7.15 : Rendement de la PEMFCs pour les deux modes de fonctionnement.

La figure 7.16 montre l'efficacité du système en modes, chauffage et climatisation, où nous notons que le rendement en mode chauffage varie entre 65 et 75 %.

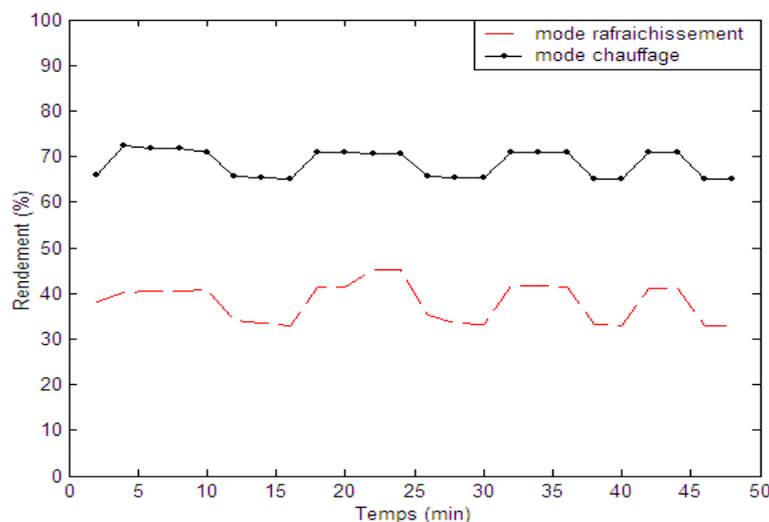


Figure 7.16 : Rendement du système en deux modes de fonctionnement

En mode climatisation, l'efficacité du système diminue considérablement (40 à 46%). Ce qui est dû à la grande consommation en énergie électrique.

**VII.5.1.4. SEH (PEMFC/géothermique) avec PAC à compression**

La figure 7.17 montre l'évolution de la température moyenne du RST en mode chauffage et la température récupérée par la PEMFCs, en fonction de la température de sortie du RST.

Nous notons que la température du RST augmente au-delà de 47°C jusqu'à atteindre 53°C et ceci par l'effet d'énergie thermique générée par la PEMFCs. Ce qui augmente l'efficacité du système en mode chauffage.

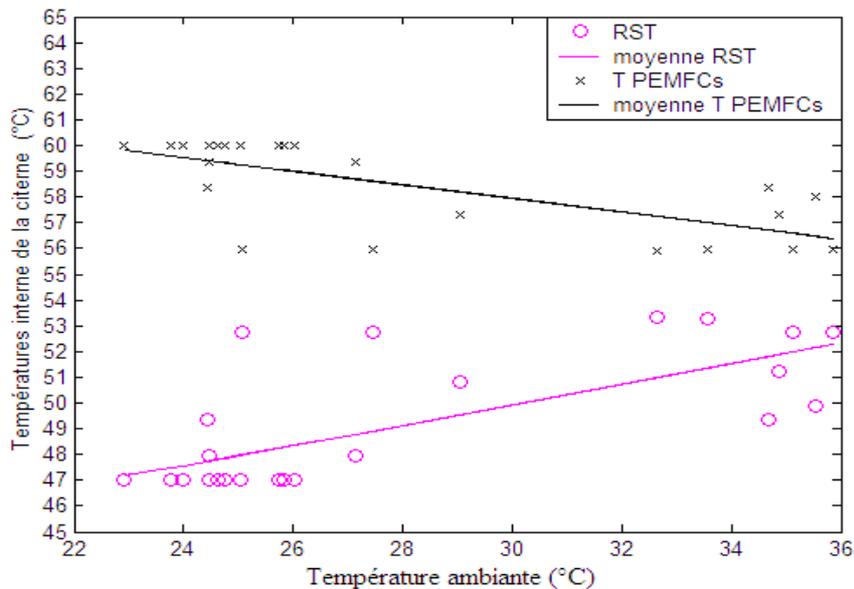


Figure 7.17 : Evolution de la température récupérée par la PEMFCS et du RST en fonction de la température ambiante

En mode climatisation, ce qui est bénéfique c'est l'augmentation de la chaleur de la source thermique par l'apport de la chaleur générée par la PEMFCs, ce qui serait très bénéfique pour un meilleur traitement des maladies au hammam Sidi Aïssa.

La figure 7.18 montre l'évolution du système énergétique hybride en modes, chauffage et climatisation. Il est à souligner qu'en mode chauffage, l'efficacité du système est supérieure à 90% , ce qui est assez important.

En mode climatisation, le rendement du système ne change pas comparativement au système sans hybridation, car le système n'utilise pas l'eau chaude issue de la PEMFCs et de la source géothermale, autrement dit le système est indépendant du RST ; il utilise la citerne d'eau froide pour refroidir l'eau par la PAC, le faire circuler dans le circuit du ventilateur convecteur et ainsi refroidir la salle de cantine, autrement dit, le compresseur consomme de l'énergie électrique.

En mode chauffage, lorsque la température du RST augmente, il y a un apport supplémentaire assez important d'énergie thermique, d'où l'efficacité du système augmente.

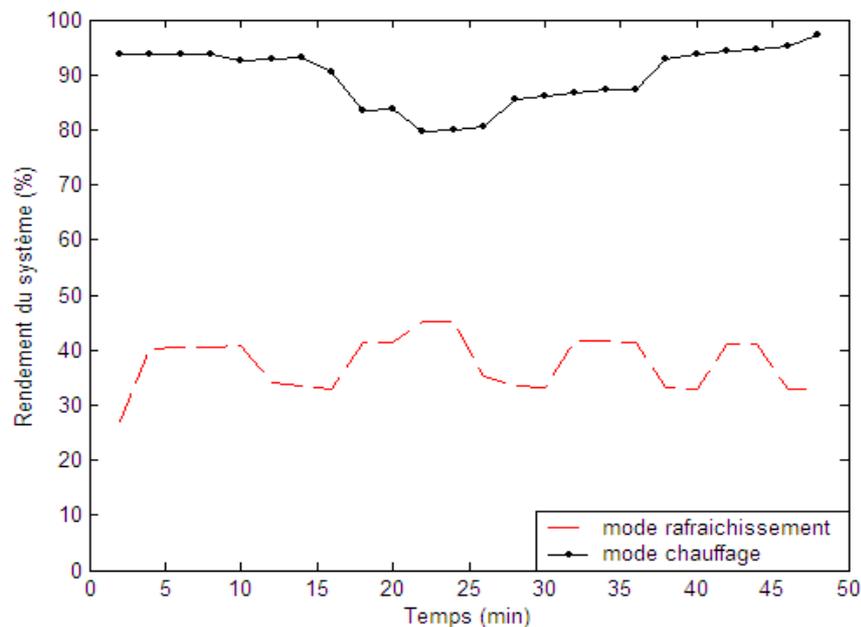


Figure 7.18 : Rendement du SEH pour les deux modes de fonctionnement

#### VII.5.1.5. Etude comparative entre les performances du SEH en utilisant un système à absorption ou à compression

Nous avons simulé le comportement énergétique du SEH appliqué à la cantine de l'école primaire Si Ben Salah dans le site de Saida. Nous avons pris le régime froid qui représente la saison d'été.

La simulation effectuée a permis de déterminer le rendement de cogénération du SEH pour les deux configurations du système énergétique étudié ; les résultats obtenus ont montré que le rendement du SEH en utilisant le système à absorption est plus important que celui du même système utilisant la PAC à compression, la différence est de l'ordre de 30%.

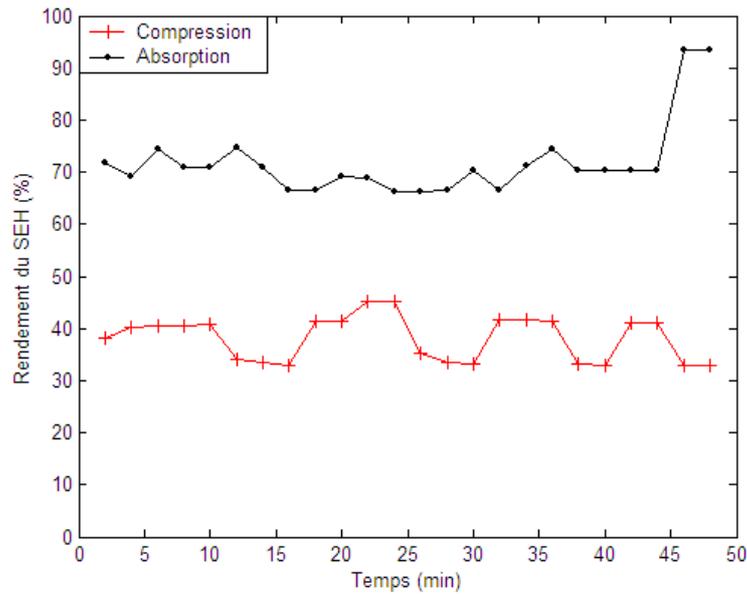


Figure 7.19 : Rendement du SEH pour les deux configurations

Pour le cas du système à absorption le rendement varie de 68 à 95 % au lieu de 35 à 45 % pour la configuration à compression.

Nous notons également que la quantité du méthane consommée en utilisant le système à absorption est beaucoup moins importante que dans le cas de la compression.

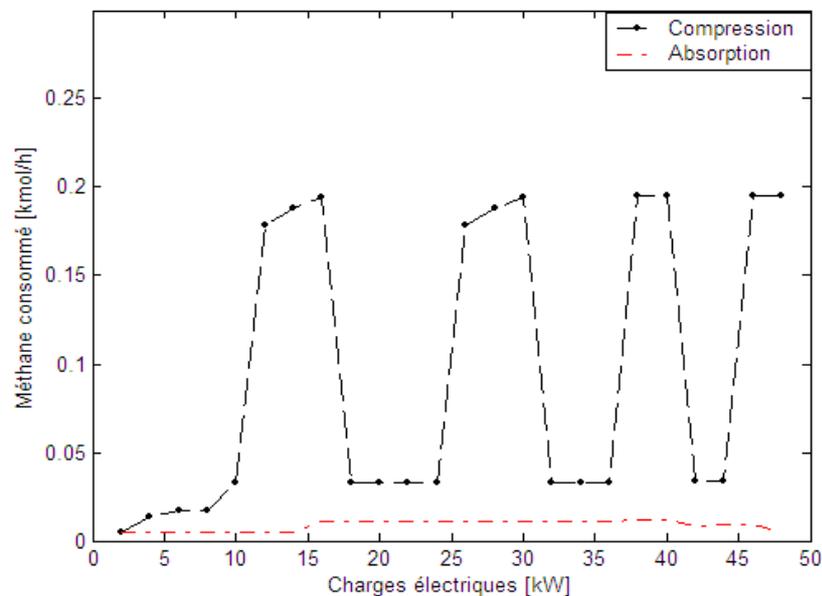


Figure 7.20 : Méthane consommé pour les deux configurations

Dans le cas de l'utilisation du SEH avec système à absorption H<sub>2</sub>O/LiBr, la PEMFC est dimensionnée à 3.5 kW pour fonctionner en mode chauffage et climatisation.

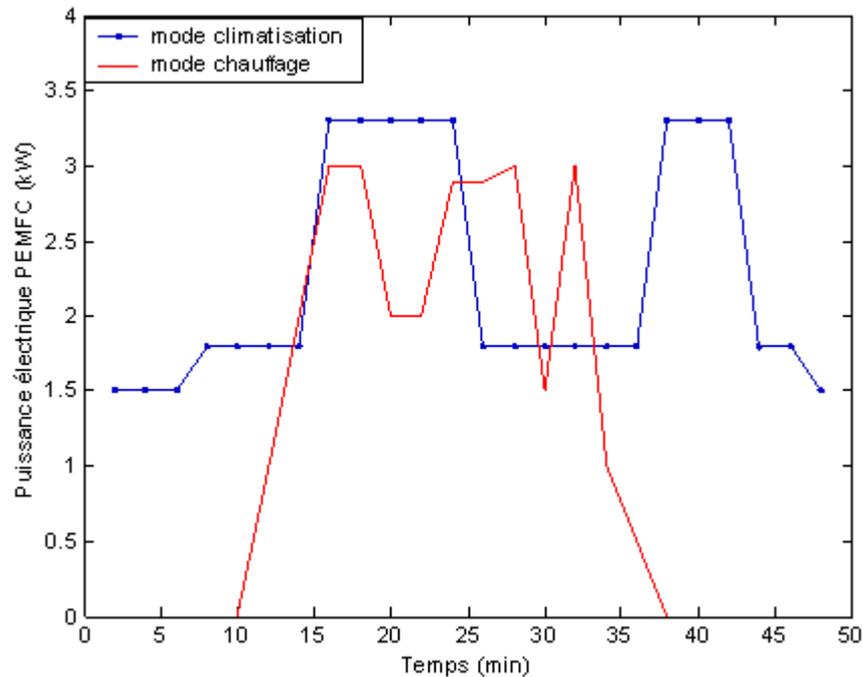


Figure 7.21 : Puissance électrique générée par la PEMFCs pour la configuration à absorption

En mode chauffage, la puissance électrique nécessaire est de l'ordre de 3 kW et en mode climatisation la consommation est de l'ordre de 3.3 kW. Donc il y' a eu un dimensionnement optimale de l'installation du SEH.

### VII.5.2. Résultats obtenu pour Ghardaïa

Nous avons simulé le comportement des systèmes étudiés pour les deux configurations étudiées (absorption et compression) pour une zone semi-aride qui est Ghardaïa ; nous avons sélectionné comme résultats le rendement énergétique du système et l'évolution de la température du RST en la comparant à celle de la PEMFCs générée.

La figure 7.22 présente le rendement du système énergétique à base d'une PEMFCs destinée au chauffage et à la climatisation d'une habitation de 65 m<sup>2</sup>.

Nous notons que l'efficacité du système s'est considérablement améliorée dans le cas de l'utilisation d'un système à absorption, spécialement en mode climatisation ; ce qui est représente un résultat prévisible d'après l'étude que nous avons effectuée, par rapport au système installé dans les zones des hauts plateaux.

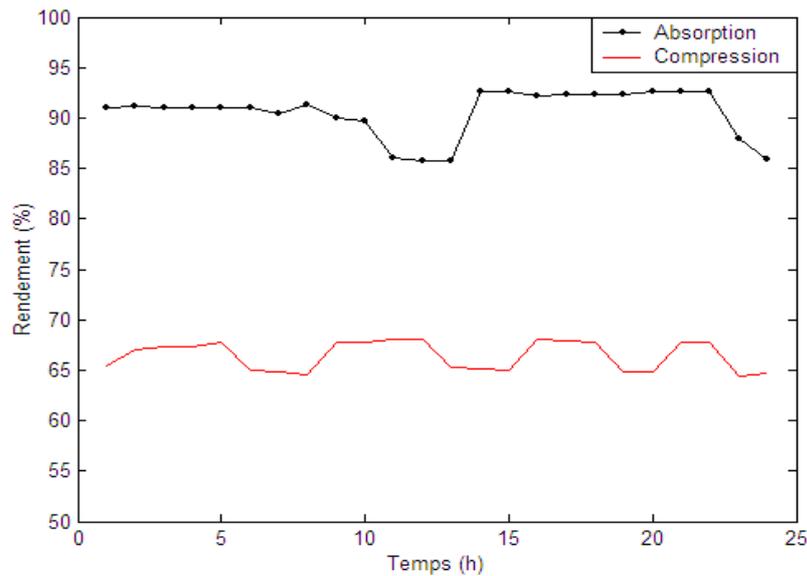


Figure 7.22 : Rendement du système pour les deux configurations

Dans le cas de la configuration à PAC à compression, le rendement est de l'ordre de 65 % ; pour la configuration à absorption, le rendement du système va au-delà de 90%, ce qui est assez important.

La figure 7.23 représente l'évolution de la température correspondant à la quantité de chaleur récupérée par la PEMFCs et transférée vers le RST en fonction de la température ambiante. Nous notons qu'à l'augmentation de la température dans le RST correspond le refroidissement de la PEMFCs.

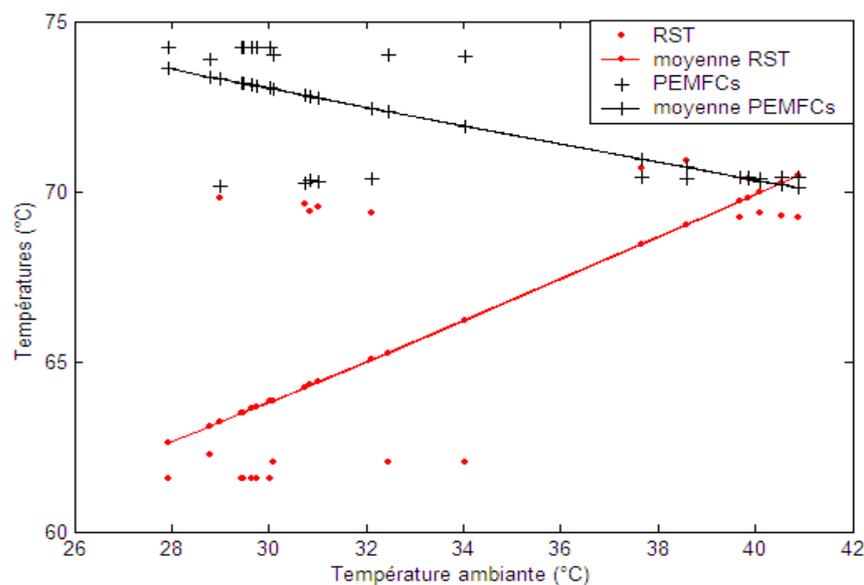


Figure 7.23 : Evolution de la température récupérée par la PEMFCs et le RST en fonction de la température ambiante

## VII.6. CONCLUSION

L'étude de faisabilité de l'utilisation de la PEMFC alimentée en hydrogène issue du reformage du gaz naturel pour l'alimentation en énergie électrique et thermique une installation de chauffage et de climatisation d'une salle de cantine scolaire située à la wilaya de Saïda a montré l'efficacité de ce système en mode chauffage et refroidissement dans le cas de l'utilisation d'une PAC à compression. Un sur-dimensionnement de la PEMFCs a été observé en mode climatisation.

Pour une utilisation optimale de ce système, nous avons proposé un système à absorption LiBr/H<sub>2</sub>O qui remplacera la PAC à compression Clatesa, ce qui va homogénéiser la consommation en énergie électrique en mode chauffage et climatisation qui sera de l'ordre de 3.5 kW. Dans ces conditions nous aurons un système plus performant avec un minimum de consommation en énergie électrique en saison estivale, l'eau chaude thermique et l'eau chaude provenant de la PEMFC seront utilisées dans le système à absorption comme générateur (chaleur). Le principe est de produire du froid à partir de la chaleur.

Une amélioration considérable dans le rendement du système par utilisation d'un système à absorption hybride avec une source géothermique a été observée à condition que la température de la source dépasse les 55 °C. L'efficacité du système à absorption augmente en allant du Nord vers Sud de l'Algérie.

---

## ***CONCLUSION GENERALE***



## **Conclusion Générale**

L'objectif du travail présenté dans cette thèse est relatif à l'étude d'un système énergétique de trigénération basé sur la technologie PEMFC. La PEMFC constitue l'élément de cogénération (production d'énergie électrique et thermique) et la production de froid est assurée par un des deux systèmes : la PAC à compression ou le système à absorption LiBr/H<sub>2</sub>O.

La simulation numérique d'un système de réfrigération par absorption H<sub>2</sub>O/LiBr à simple effet utilisant la pile à combustible PEMFC comme source d'énergie pour une utilisation dans le domaine de l'habitat a été élaborée et les performances du système ont été analysées. Les résultats obtenus ont permis de conclure que les meilleures performances, COP, seraient obtenues en travaillant sous un générateur basse température et haute pression. L'augmentation de la température du condenseur (température ambiante) diminue la quantité de froid produit par la machine à absorption et l'énergie électrique consommée par la pompe augmente.

La conception d'un système énergétique hybride (SEH) basé sur la technologie PEMFC a été faite. Nous avons intégré cette technologie PEMFC dans une conception d'un système de trigénération qui combine l'énergie électrique et l'énergie thermique délivrées par la PEMFCs pour une application stationnaire. Le SEH comprend un sous système de production d'énergie électrique et thermique (PEMFCs) alimenté par le gaz naturel (méthane) qui très abondant dans notre pays et un sous système de récupération de la chaleur géothermique d'une température de 47 °C (Hammam Sidi Aïssa de Saïda). Afin de mieux exploiter cette énergie thermique, nous avons prévu un réservoir de stockage thermique. En mode climatisation, nous nous sommes intéressé en premier lieu à la production de froid par pompe à chaleur à compression CIAT, en second lieu on s'est intéressé à des résultats comparatifs avec le système à absorption LiBr/H<sub>2</sub>O.

La première expérience en Algérie dans le domaine de la climatisation par PAC à compression de marque CIATESA qui utilise l'eau chaude issue par une source géothermale a été installée dans une école primaire Si Ben Salah situé à Sidi Aïssa dans la wilaya de Saïda.

Une étude expérimentale approfondie a été effectuée sur l'installation de climatisation géothermique située à Sidi Aïssa wilaya de Saïda, des résultats satisfaisant ont été obtenus montrant l'efficacité énergétique de PAC CIATISA alimentée par l'eau chaude géothermale. L'efficacité du système en mode chauffage a été trouvée de l'ordre de 3.34 ; pour tout le système, elle est de l'ordre de 2.49. En mode climatisation, le EER est égal à 11.5, ce qui montre l'efficacité de ce système pour son installation en Algérie.

L'échangeur à plaque (système de récupération de la chaleur) fonctionne uniquement en mode chauffage, l'eau chaude stockée dans la citerne d'inertie ou le RST est transportée à travers des conduites d'eau isolées thermiquement vers la salle de cantine à une distance de 16 m. La température de la citerne qui est de l'ordre de 46 °C peut être maintenue même en cours de fonctionnement du ventilo-convecteur.

En mode chauffage, l'évolution de la température dans la citerne d'inertie a montré l'efficacité de l'échangeur de chaleur à plaque CIATISA. Au début, l'eau circule à 42.5 °C, sa température diminue jusqu'à 32 °C en 30 min; la température de la cantine augmente de 20.5 à 29.5 °C, ce qui représente une quantité de chaleur approximative de 35 kW qui peut chauffer la cantine dans les meilleurs conditions.

En mode climatisation, la température initiale de la cantine était de 32 °C et diminue au bout de 50 min jusqu'à 20°C, la température de l'eau de citerne d'inertie diminue pour la PAC à compression CIATESA, de 22°C jusqu'à 7°C au bout de 35 min.

L'étude de faisabilité de l'utilisation de la PEMFC alimentée en hydrogène issu du reformage du gaz naturel (méthane) pour l'alimentation en énergie électrique et thermique d'une installation de chauffage et de climatisation de la salle de cantine scolaire a montré l'efficacité de ce système en mode chauffage et climatisation dans le cas de l'utilisation d'une PAC à compression. Un surdimensionnement de la PEMFCs a été observé en mode climatisation.

Pour une meilleur utilisation de ce système, nous avons proposé un système à absorption LiBr/H<sub>2</sub>O qui remplacera la PAC à compression CIATESA, ce qui réduira la consommation en énergie électrique en mode chauffage et climatisation qui sera de l'ordre de 3.5 kW. Dans ces conditions nous aurons un système plus performant avec un minimum de consommation en énergie électrique en saison estivale, l'eau chaude thermique et l'eau chaude provenant de la PEMFC seront utilisées dans le système à absorption comme générateur (chaleur).

Nous avons étudié les deux modes de fonctionnement du système énergétique à base d'une pile à combustible PEMFC basse température en utilisant les deux configurations proposées dans le chapitre VI : la production de froid par absorption LiBr/H<sub>2</sub>O et par PAC à compression. Les résultats obtenus ont été comparés au Système Energétique Hybride (PEMFC/géothermique) étudié pour la wilaya de Saïda située au Nord Ouest d'Algérie, qui est considérée parmi les zones des hauts plateaux et le site de Ghardaïa, afin de voir le comportement du système étudié dans les zones semi-arides.

Une amélioration considérable dans le rendement du système en utilisant le système a absorption et en faisant l'hybridation géothermique à condition que la température de la source thermique dépasse les 55°C qui est la température minimale pour assurer le fonctionnement du système à absorption en mode climatisation.

En mode climatisation et pour le cas du système à absorption LiBr/H<sub>2</sub>O le rendement varie de 68 à 95 % au lieu de 35 à 45 % pour la configuration à compression.

Nous avons déduit aussi que la quantité du méthane consommée en utilisant le système à absorption est beaucoup moins importante que dans le cas de la compression.

En mode chauffage, la puissance électrique nécessaire est de l'ordre de 3 kW et en mode climatisation la consommation est de l'ordre de 3.3 kW. Il y'a alors un dimensionnement optimal de l'installation du SEH.

Nous avons simulé également le comportement des systèmes étudiés pour deux configurations (absorption et compression) pour une zone semi-aride qui est Ghardaïa destinée au chauffage et au rafraîchissent d'une habitation de 65 m<sup>2</sup>.

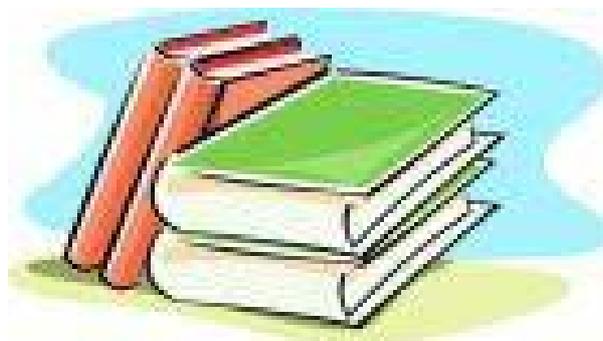
L'efficacité du système est améliorée considérablement dans le cas de l'utilisation d'un système à absorption, spécialement en mode climatisation, ce qui est prévisible d'après l'étude que nous avons effectué par rapport au système installé dans les zones des hauts plateaux.

Des résultats issus de la simulation numérique, nous avons déduit que l'efficacité du système énergétique PEMFC/absorption augmente en allant du Nord vers le Sud de l'Algérie. Ce qui est dû à la température ambiante extérieure en saison estivale qui est très importante et au même temps au manque de disponibilité de l'énergie électrique pour la climatisation conventionnelle. Avec le système de climatisation par absorption, nous pouvons obtenir du froid à partir d'un RST où sa température dépasse les 55 °C et qui consomme beaucoup moins d'énergie électrique (pompes de circulations). Nous avons observé un bon accord entre nos résultats et ceux des références [21, 27, 28].

Comme perspective, et afin de compléter ce travail, nous proposons une étude expérimentale sur le système à absorption installé dans les zones arides ou même hyper-arides.

---

## ***REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES***



- [1] **K. Chakib**, développement des énergies renouvelables ». *Bulletin des Energies Renouvelables*, Semestriel N° 6, 2004, pp. 2- 5.
- [2] **R.Wurster**, PEM Fuel Cells in Stationary and Mobile Applications: Infrastructural Requirements, Environmental Benefits, Efficiency Advantages, and Economical Implications, Ludwig-Bölkow-Systemtechnik GmbH (LBST), Ottobrunn, Germany, 1997.
- [3] **I. Pilatowsky**, R.J. Romero, C.A. Isaza, S.A. Gamboa, W. Rivera, P.J. Sebastian, J. Moreira, Simulation of an air conditioning absorption refrigeration system in a co-generation process combining a proton exchange membrane fuel cell, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol.32, 2007, pp. 3174 – 3182.
- [4] **M. B. Gunes**, “Investigation of a Fuel Cell Based Total Energy System for Residential Applications”. Master of Science in Mechanical Engineering, Blacksburg, Virginia, USA, 2001.
- [5] **M. Echigo**, N. Shinke, S. Takami, T. Tabata, Performance of a natural gas fuel processor for residential PEFC system using a novel CO preferential oxidation catalyst, *J. Power Sources*, Vol.132, 2004, pp. 29-35.
- [6] **G. Gigliucci**, L. Petruzzi, E. Cerelli, A. Garzisi, A. La Mendola, Demonstration of a residential CHP system based on PEM fuel cells, *Journal of Power Sources*, Vol.131, 2004, pp. 62-68.
- [7] **A. Ferguson**, V. I. Ugursal, Fuel Cell modelling for building cogeneration applications, *Journal of Power Sources*, Vol. 137, 2004, pp. 30-42.
- [8] **A. Heinzl**, B. Vogel, P. Hubner, Reforming of natural gas- hydrogen generation for small scale stationary fuel cell systems, *J. Power Sources*, Vol.105, 2002, pp. 202–207.
- [9] **J. J. Hwang**, M. L. Zou, Development of a proton exchange membrane fuel cell cogeneration system, *Journal of Power Sources*, Vol.195, 2010, pp. 2579-2585.
- [10] **K. Maeda**, K. Masumoto, A. Hayano, A study on energy saving in residential PEFC cogeneration systems, *Journal of Power Sources*, Vol.195, 2010, pp. 3779-3784.

- [11] **N.G. Georgopoulos**, "Application of a decomposition strategy to the optimal synthesis/design and operation of a fuel cell based total energy system", Master of Science in Mechanical Engineering, Blacksburg, Virginia, 2002.
- [12] **L. F. Goldberg**, H. H. Ottesen, J. P. Licari, "Integration of a geothermal heat pump with a low-grade heat storage system, hybrid energy systems study (HESS), PHASE II". Final report, University of Minnesota, Rochester, 2009.
- [13] **A. Fekraoui**, F-Z. Kedaïd, M. Rezig, M. Abouriche, "Atlas des ressources géothermiques du nord de l'Algérie". Internal report, CDER Algiers, 2000.
- [14] **H.Torio**, A. Angelotti, D. Schmidt, Exergy analysis of renewable energy-based climatisation systems for buildings: A critical view, *Energy and Buildings*, vol. 41, 2009, pp. 248–271.
- [15] **M.T. Gencoglu**, Z. Ural , Design of a PEM fuel cell system for stationary application, *Int J Hydrogen Energy* , Vol. 34, 2009, pp. 5242-5248.
- [16] **L. Kairouani**, E. Nehdi, Cooling performance and energy saving of a compression–absorption refrigeration system assisted by geothermal energy, *Applied Thermal Engineering*, vol.26 , 2006, pp. 288–294.
- [17] **Inéva**, "Rapport de synthèse sur les piles à combustible", Université de technologie de Belford , Montbéliard, 2002.
- [18] **Mark C. Williams**, "Fuel Cell Handbook". EG and G Technical Services Inc Science Applications International Corporation (Sixth Edition), 2002.
- [19] **L. Sungho**, J. Heeseok, A. Byungki, L. Taewon, S.Youngjin, Parametric study of the channel design at the bipolar plate in PEMFC performances, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol.33, 2008, pp. 5691-5696.
- [20] [http://ec.europa.eu/research/rtdinfo/42/01/article\\_1317\\_fr.html](http://ec.europa.eu/research/rtdinfo/42/01/article_1317_fr.html)
- [21] <http://pilecombustible.free.fr/dossier.php>.
- [22] **F. Cipitý**, L. Pino, A. Vita, M. Lagana, V. Recupero, Performance of a 5 kWe fuel processor for polymer electrolyte fuel cells, *Int J Hydrogen Energy* , Vol. 33, 2008, pp. 3197-203.

- [23] **N. Bussayajarn**, H. Ming, K. Kian Hoong, W. Y. Ming Stephen, C. S. Hwa, Planar air breathing PEMFC with self-humidifying MEA and open cathode geometry design for portable applications, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol.34, 2009, pp.7761-7767.
- [24] **A. Ersöz**, Investigation of hydrocarbon reforming processes for micro-cogeneration systems, *Int J of hydrogen energy*, Vol.33, 2008, pp. 7084-7094.
- [25] **C.E. Hubert**, P. Achard, R. Metkemeijer, Study of a small heat and power PEM fuel cell system generator, *Journal of Power Sources*, Vol.156, 2006, pp. 64–70.
- [26] **J.M. Andújar**, F. Segura, Fuel cells: History and updating. A walk along two centuries, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol.13, 2009, pp. 2309–2322.
- [27] **P.B.L Chaurasia**, Y. Ando, T. Tanaka , Regenerative fuel cell with chemical reactions, *Energy Conversion and Management*, Vol.44, 2003, pp.611–28.
- [28] **C. Stone**, AE. Morrison, From curiosity to power to change the world. *Solid State Ionics* 2002; 152–153:1–13.
- [29] **S. Thomas**, M. Zalbowitz, Fuel Cells – Green Power, Los Alamos National Laboratory, Los Alamos, New Mexico, 2000.
- [30] **J. Larminie**, A. Dicks, Fuel Cell Systems Explained, Second Edition, Oxford Brookes University, UK, 2003.
- [31] **H.S. Chu**, F. Tsau, Y.Y. Yan, K.L. Hsueh, F.L. Chen, The development of a small PEMFC combined heat and power system, *Journal of Power Sources*, Vol.176, 2008, pp. 499–514.
- [32] **M. Radulescu**, O. Lottin, M. Feidt, C. Lombard, D. Le Noc, S. Le Doze, Experimental results with a natural gas cogeneration system using a polymer exchange membrane fuel cell, *J Power Sources*, Vol.159, 2006, pp.1142-6.
- [33] **H.I. Onovwiona**, V.I. Ugursal, Residential cogeneration systems: review of the current technology Review Article, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol.10, 2006, pp. 389-431.

- [34] <http://www.plugpower.com>, 2005.
- [35] [http://www.alpha.com/upload/0747f\\_PEMFC.pdf](http://www.alpha.com/upload/0747f_PEMFC.pdf)
- [36] [http://www.viessmann.se/sv/energy-saving.DepartmentTeaserDownloadlist.Single.downloadlistitem.69837.FileRef.File.tmp/Domestic%20fuel%20cell%20energy%20centre%2003\\_07.pdf](http://www.viessmann.se/sv/energy-saving.DepartmentTeaserDownloadlist.Single.downloadlistitem.69837.FileRef.File.tmp/Domestic%20fuel%20cell%20energy%20centre%2003_07.pdf)
- [37] [www.afh2.org/uploads/memento/pdf/fiche\\_5\\_2\\_2.pdf](http://www.afh2.org/uploads/memento/pdf/fiche_5_2_2.pdf)
- [38] **S. Sibilio**, M. Sasso, R. Possidente, C. Roselli, Assessment of micro-cogeneration potential for domestic trigeneration, *Int J Environ Technol Manage*, Vol.7, 2007, pp.147–64.
- [39] **M. Wolfram**, F. Hellmuth, E. Markus, A. Kessler, Stationary fuel cells-Results of 2 years of operation at EnBW, *Journal of Power Sources*, Vol.155, 2006, pp. 77–82.
- [40] **Alan S. Feitelberg**, Donald F. Rohr Jr, Operating line analysis of fuel processors for PEM fuel cell systems, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol.30, 2005, pp. 1251 – 1257.
- [41] **Y. Wang**, K. S. Chen, J. Mishler, S. Chan Cho, X. C. Adroher, A review of polymer electrolyte membrane fuel cells: Technology, applications, and needs on fundamental research, *Applied Energy*, Vol. 88, 2011, pp. 981-1007.
- [42] World's largest 'hydrogen town project' starts in Japan; 2009. <<http://www.japanfs.org/en/pages/028694.html>>.
- [43] **Y. Qiang**, H. Toghiani, Heath Causey, Steady state and dynamic performance of proton exchange membrane fuel cells (PEMFCs) under various operating conditions and load changes, *Journal of Power Sources* 161 (2006) 492–502.
- [44] **V. Dorer**, R. Weber, A. Weber, Performance assessment of fuel cell micro-cogeneration systems for residential buildings, *Energy and Buildings* , Vol.37, 2005, pp. 1132–1146.
- [45] **G. Gigliucci**, L. Petrucci, E. Cerelli, A. Garzisi, AL. Mendola, Demonstration of a residential CHP system based on PEM fuel cells, *J Power Sources* , Vol. 131, 2004, pp.62–8.

- [46] **W. G. Colella**, Modelling results for the thermal management sub-system of a combined heat and power (CHP) fuel cell system (FCS), *Journal of Power Sources*, Vol.118, 2003, pp. 129–149.
- [47] **N. Briguglio**, M. Ferraro, G. Brunaccini, V. Antonucci, Evaluation of a low temperature fuel cell system for residential CHP, *International Journal of Hydrogen Energy*, article in press, 2011, pp. 1-7.
- [48] **Y. Hamada**, M. Nakamura, H. Kubota, K. Ochifuji, M. Murase, R.Goto, Field performance of a polymer electrolyte fuel cell for a residential energy system, *Renew Sust Energy Rev*, Vol. 9, 2004, pp. 345–62.
- [49] **C. Wang**, Z. Mao, F. Bao, X. Li, X. Xie, Development and performance of 5 kW proton exchange membrane fuel cell stationary power system, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 30, 2005, pp.1031–4.
- [50] **A. Hirohisa**, S. Yamamoto, J. Kondoh, T. Maeda, H.Yamaguchi, A. Murata, I. Ishii, Fuel cells and energy networks of electricity, heat, and hydrogen in residential areas, *International Journal of Hydrogen Energy*, 31(2006), pp. 967 – 980.
- [51] **M.Y. El-Sharkh**, A. Rahman, M.S. Alam, P.C. Byrne, A.A. Sakla, T. Thomas, A dynamic model for a stand-alone PEM fuel cell power plant for residential applications, *Journal of Power Sources* 138 (2004) 199–204.
- [52] **J. G. M. Furtado**, G. C. Gatti, E. T. Serra, S. C. A. Almeida, Performance analysis of a 5 kW PEMFC with a natural gas reformer, *Int J of Hydrogen Energy*, Vol.35, 2010, pp. 9990-9995.
- [53] **Y. Hamada**, R. Goto, M. Nakamura, H. Kubota, K. Ochifuji, Operating results and simulations on a fuel cell for residential energy systems, *Energy Conversion and Management*, Vol. 47, 2006, pp. 3562–3571.
- [54] **P. Mancarella**, Cogeneration systems with electric heat pumps: Energy-shifting properties and equivalent plant modelling, *Energy Conversion and Management*, Vol.50, 2009, pp. 1991–1999.

- [55] **W. Malinowska**, L. Malinowski, Parametric study of exergetic efficiency of a small-scale cogeneration plant incorporating a heat pump, *Applied Thermal Engineering*, 2003, pp. 459-472.
- [56] **J. L. Míguez**, S. Murillo, J. Porteiro and L. M. López, Feasibility of a new domestic CHP trigeneration with heat pump: I. Design and development, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 24, 2004, pp. 1409-1419.
- [57] **C. Gianfranco**, Pierluigi Mancarella, Trigeneration primary energy saving evaluation for energy planning and policy development, *Energy Policy* 35 (2007) 6132–6144.
- [58] **O. Erdinc**, M. Uzunoglu, Recent trends in PEM fuel cell-powered hybrid systems: Investigation of application areas, design architectures and energy management approaches, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* , Vol.14, 2010, pp. 2874–2884.
- [59] **S. Pedrazzi**, G. Zini, P. Tartarini, Complete modeling and software implementation of a virtual solar hydrogen hybrid system, *Energy Convers Manage*, Vol. 51, 2010, pp.122–9.
- [60] **P.L. Zervas**, H. Sarimveis, J.A. Palyvos, N.C.G. Markatos, Model-based optimal control of a hybrid power generation system consisting of photovoltaic arrays and fuel cells, *J Power Sources* , Vol.181, 2008, pp.327–38.
- [61] **J. Lagorse**, M.G. Simoes, A. Miraoui, P. Costerg, Energy cost analysis of a solar hydrogen hybrid energy system for stand-alone applications, *Int J Hydrogen Energy*, Vol. 2008, pp. 2871–9.
- [62] **M. Uzunoglu**, O.C. Onar, M.S.Alam, Modeling, control and simulation of a PV/FC/UC based hybrid power generation system for stand-alone applications, *Renewable Energy*, Vol. 34, 2009, pp.509–20.
- [63] **J. Samaniego**, F. Alija, S. Sanz, C. Valmaseda, F. Frechoso, Economic and technical analysis of a hybrid wind fuel cell energy system, *Renewable Energy* , Vol.33, 2008, pp.839-45.
- [64] **M.J. Khan**, M.T. Iqbal, Analysis of a small wind-hydrogen stand-alone hybrid energy system, *Applied Energy*, Vol.86, 2009, pp.2429–42.

- [65] **O.C. Onar**, M. Uzunoglu, M.S. Alam, Modeling, control and simulation of an autonomous wind turbine/photovoltaic/fuel cell/ultra-capacitor hybrid power system, *J Power Sources*, Vol. 185, 2008, pp.1273–83.
- [66] **A.K. Kaviani**, G.H Riahy, S.H.M.Kouhsari, Optimal design of a reliable hydrogen based stand-alone wind/PV generating system, considering component outages, *Renewable Energy*, Vol.34, 2009, pp.2380–90.
- [67] **C. Wang**, M.H. Nehrir, Power management of a stand-alone wind/photovoltaic/fuel cell energy system, *Energy Conversion*, Vol.23, 2008, pp. 957–67.
- [68] **M. Uzunoglu**, O.C. Onar, M.Y. El-Sharkh, N.S. Sisworahardjo, A. Rahman, M.S. Alam, Parallel operation characteristics of PEM fuel cell and microturbine power plants, *J Power Sources* , Vol. 168, 2007, pp. 469–76.
- [69] **M. A. Darwish**, Building air conditioning system using fuel cell: Case study for Kuwait, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, 2007, pp. 2869–2876.
- [70] **M. Burer**, K. Tanaka , D. Favrat, K. Yamada, Multi-criteria optimization of a district cogeneration plant integrating a solid oxide fuel cell–gas turbine combined cycle, heat pumps and chillers, *Energy* , Vol.28, 2003, pp. 497–518.
- [71] **H. H. Ottesen**, "Dynamic Performance of the Nexa Fuel Cell Power Module. Hybrid energy systems study (HESS), PHASE I". Final report, University of Minnesota Rochester, 2004.
- [72] **D. Semmar**, D. Lafri, A. Hamid, R. Kharchi et S. Sami, Chauffage des Bungalows de Hammam Chellala par Energies Géothermiques, *Rev. Energ. Ren* , 2002, pp. 75-85.
- [73] **R. Pablo**, K. Mohamed, Project du système de climatisation géothermique en Saida - l'Algérie, Geotermia Solar Technical Guide, Valence, Espagne, 2007.
- [74] **C. Wallmark**, "Design and evaluation of stationary polymer electrolyte fuel cell systems", Doctoral Thesis, Royal Institute of Technology, Sweden, 2004.
- [75] **W. Bendaikha**, S.Larbi , Simulation of Total Energy System based on the PEMFC for residential application in Ghardaia -Southern Algeria-, *World Renewable Energy Congress IX and Exhibition* ,19–25 August 2006, Florence – Italy.

- [76] **S. S. Ahmedullah**, “Integrated solar energy and absorption cooling model for HVAC (heating, ventilating, and air conditioning) applications in buildings”, Doctor of Philosophy, Mechanical Engineering, Michigan Technological University, 2006.
- [77] **W. Bendaikha**, S. Larbi, M. Bouziane, Hydrogen energy system analysis for residential applications in the southern region of Algeria, *article accepted for publication in International Journal of Hydrogen Energy*, 2011. Vol. 36, 2011, pp. 8159- 8166.
- [78] **B. Chaouachi**, S. Gabsi, Design and Simulation of an Absorption Diffusion Solar Refrigeration Unit, *American Journal of Applied Sciences*, Vol. 4, 2007, pp. 85-88.
- [79] **A. Osama** El Masry, Performance of waste heat absorption refrigeration system. The 6th Saudi Engineering Conference, KFUPM, Dhahran, December 2002, Vol. 5. 531.
- [80] **U. Björnsdóttir**, Use of Geothermal Energy for Cooling, A thesis for the degree of magister, Faculty of Engineering University of Iceland, 2004.
- [81] **Y. Hwang**, Ph.D. Heat driven cooling : absorption closed cycles and machines, January 2010, University of Maryland, Department of Mechanical engineering, Task 38, solar air conditioning:
- [http://www.iea-shc.org/task38/events/2010-01-27/presentations/04\\_Absorption\\_Hwang.pdf](http://www.iea-shc.org/task38/events/2010-01-27/presentations/04_Absorption_Hwang.pdf)
- [82] **R. Muhumuza**, Modelling, Implementation and Simulation of a Single-Effect Absorption Chiller in MERIT, Master of Science in Renewable Energy Systems and the Environment, University of Strathclyde engineering, Scotland, 2010.
- [83] **R. Radermacher** S.A. Klein D.A. Didion, Investigation of the Part-Load Performance of an Absorption Chiller, *ASHRAE Transactions*, 1985.
- [84] **Albers J**, Kühn A, Petersen S, Ziegler F. Control of absorption chillers by insight: the characteristic equation. [online]. 2008. Available from:  
[http://bc.biblos.pk.edu.pl/bc/resources/CT/CzasopismoTechniczne\\_5M\\_2008/AlbersJ/ControlAbsorption/pdf/AlbersJ\\_ControlAbsorption.pdf](http://bc.biblos.pk.edu.pl/bc/resources/CT/CzasopismoTechniczne_5M_2008/AlbersJ/ControlAbsorption/pdf/AlbersJ_ControlAbsorption.pdf) [Accessed 4th August 2010].
- [85] **E. Gillis**, J. O’Sullivan, Fuel Cells, Applications in Stationary Power Systems, *Encyclopedia of Physical Science and Technology*, 2004, pp. 235-251.

- [86] **M. Tanrioven**, M.S. Alam, Reliability modeling and assessment of grid-connected PEM fuel cell power plants, *Journal of Power Sources*, Vol.142, 2005, pp. 264–278.
- [87] **A. Ersöz**, Investigation of hydrocarbon reforming processes for micro-cogeneration systems, *Int J of Hydrogen Energy*, Vol. 33, 2008, pp. 7084-7094.
- [88] **W. Bendaikha**, S. Larbi, M. Bouziane, Feasibility study of hybrid fuel cell and geothermal heat pump used for air conditioning in Algeria, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 36, pp. 4253- 4261, 2011.
- [89] **M.R. Yaiche**, S.M.A. Bekkouche, Conception et Validation d'un Programme Sous Excel Pour l'Estimation du Rayonnement Solaire Direct en Algérie Cas d'un Ciel Clair, *Revue Internationale d'héliotechnique*, Vol. 39, 2009, pp. 50-55.
- [90] **O. Ozgener**, A. Hepbasli, Modeling and performance evaluation of ground source (geothermal) heat pump systems, *Energy and Buildings*, Vol. 39, 2007, pp. 66–75.
- [91] **S.C. Arora**, S. Domkundwar, "A course in Heat and Mass Transfer". 3<sup>rd</sup> édition, Delhi, 1990.
- [92] **M. Radulescu**, "Combined heat and power systems using proton exchange membrane fuel cells or solid oxide fuel cells and an external steam-reformer", Ph.D. Thesis. Nancy: Henri Poincare University; 2006.