



## UFR SCIENCES ET TECHNOLOGIES

Département de Physique

Mention : Physique et Applications

### MEMOIRE DE MASTER

Spécialité : Énergies Renouvelables et Efficacité Énergétique

Option : Énergie Solaire et Bioénergie

#### SUJET :

**ETUDE ENERGETIQUE ET EXERGETIQUE DANS LES  
CONDITIONS CLIMATIQUES DU SENEGAL D'UNE  
MACHINE FRIGORIFIQUE A ABSORPTION ALIMENTEE  
PAR ENERGIE SOLAIRE**

Présenté et soutenu publiquement par

**Mamadou SOW**

Le 14/11/2022 devant le jury composé de :

Nom Prénom	Grade	Qualité	Etablissement
KOBOR Diouma	Professeur Titulaire	Président de jury / Directeur	UASZ/UFRST
DIATTA Joseph Sambasene	Maitre de Conférences titulaire	Rapporteur	UASZ/UFRST
THIAME Moustapha	Professeur Assimilé	Examineur	UASZ/UFRST
GROSU Lavinia	Maitre de Conférences HDR	Co-Encadrant	IUT Ville d'Avray
THIAO Sérigne	Maitre de Conférences titulaire	Co-Encadrant	UASZ/UFRST
MAILLIER Loic	Professeur Agrégé	Co-Encadrant	IUT Ville d'Avray

## ***REMERCIEMENTS***

Je remercie le bon Dieu de m'avoir donné la santé, le courage, la volonté et la patience de mener à terme mes études.

Je tiens à remercier vivement Dr Sérigne THIAO, enseignant chercheur au département de physique de l'université Assane Seck de Ziguinchor et Lavinia GROSU, maître de conférences HDR à l'IUT Ville d'Avray de l'Université Paris Nanterre, qui m'ont encadré et ont su me guider durant ce travail. Leurs compétences ainsi que leurs expériences dans le domaine m'ont été d'une grande utilité.

Je tiens à adresser mes plus sincères reconnaissances aux membres du jury.

Mes pensées vont également à l'endroit de mes camarades de la première promotion du MIER, à mes frères et amis Saidou Ibrahima Ba et Abdoul Khoudouss Diallo.

J'aimerais aussi adresser mes remerciements à tous mes professeurs de l'UASZ pour les connaissances que j'ai reçues d'eux. J'exprime donc ici ma profonde gratitude à Moustapha THIAME, Lat Grad NDIAYE, Diouma KOBOR, Joseph Sambasene DIATTA et Modou TINE, pour ne citer que ceux-ci.

Ce travail a été réalisé à l'IUT Ville d'Avray, une partie de l'université Paris Nanterre il est donc évident de remercier toute l'équipe pédagogique et administrative de cet établissement pour l'accueil chaleureux qui nous a été réservé lors de notre séjour à Paris. Un grand merci à Loic Maillier, Karine HOUE et Laurent Onténiente, qui n'ont ménagé aucun effort pour nous mettre dans les meilleures conditions de séjour.

En fin Je voudrais remercier tous ceux qui ont, de près ou de loin, contribué à la réalisation de ce travail.

## ***DEDICACES***

Par la grâce du Tout-Puissant, je dédie ce modeste travail à :

Mes parents

Toute la famille SOW

Mes amis et camarades de promotion

Mes encadreurs Sérigne THIAO et Lavinia GROSU

Mon frère et ami Saidou Ibrahima Ba et tonton Saidou Baldé

Toute personne qui m'a encouragé et aidé de près ou de loin pour parachever mes études.

## ***RESUME***

Ce travail est la réalisation d'une étude énergétique et exergetique d'une machine frigorifique à absorption simple effet fonctionnant avec le couple  $H_2O - LiBr$  alimentée par l'énergie solaire thermique. Le comportement du cycle dans les conditions météorologiques du Sénégal a été prédit avec finesse à l'aide d'un modèle mathématique développé avec le logiciel EES. Pour maximiser les performances du système, nous avons choisi d'optimiser les paramètres de fonctionnement de la machine en tenant compte des limites de cristallisation du bromure de lithium. L'autre approche consiste à proposer des modifications de la conception de certains dispositifs comme l'absorbeur et le générateur pour mieux les adapter aux réalités climatiques du pays.

**Mots clés :** machine frigorifique ; absorption ; étude énergétique ; étude exergetique ; solaire thermique ; bromure de lithium.



## ***ABSTRACT***

This work is the realization of an energy and exergy study of a single-effect absorption refrigeration chiller operating with the couple  $H_2O - LiBr$  powered by thermal solar energy. The behaviour of the cycle in the weather conditions of Senegal was predicted with finesse using a mathematical model developed with the EES software. To maximize the performance of the system, we chose to optimize the operating parameters of the machine taking into account the crystallization limits of lithium bromide. The other approach consists in proposing modifications to the design of certain devices as the absorber and the generator to better adapt them to the climatic realities of the country.

**Keywords:** refrigeration machine; absorption; energy study; exergy study; solar thermal; lithium bromide.

## TABLE DES MATIERES

REMERCIEMENTS .....	i
DEDICACES.....	i
RESUME .....	ii
ABSTRACT .....	ii
LISTE DES TABLEAUX .....	v
LISTE DES FIGURES.....	v
NOMENCLATURE .....	vi
INTRODUCTION GENERALE .....	1
I PRESENTATION DE L'INSTALLATION DE RAFRAICHISSEMENT SOLAIRE COMPORTANT UNE MACHINE FRIGORIQUE A ABSORPTION .....	2
I.1 Introduction.....	2
I.2 Présentation générale de l'installation .....	2
I.3 Composition de l'installation.....	4
I.4 Principe de la régulation.....	5
I.4.1 Mode été .....	5
I.4.2 Mode hiver .....	6
I.5 Caractéristiques des capteurs solaires thermiques .....	6
I.6 Présentation simplifiée de l'installation.....	7
I.7 Composantes de la machine frigorifique à absorption .....	7
I.8 Principe de fonctionnement de la Machine frigorifique à absorption.....	9
I.8.1 Sélection des fluides de travail.....	9
I.8.2 Les deux paires de fluides de travail couramment utilisées .....	9
I.9 Conclusion .....	10
II REVUE BIBLIOGRAPHIQUE CONCERNANT LE FROID SOLAIRE PAR ABSORPTION.....	11
II.1 Introduction.....	11
II.2 Historique de la machine frigorifique à absorption .....	11
II.3 Marché des équipements à absorption solaire.....	12
II.4 Installations de climatisation solaire .....	13
II.5 Installations de climatisation solaire au Sénégal.....	15
II.6 Quelques travaux de recherches portant sur les systèmes à absorption solaires .....	15
II.7 Classification des refroidisseurs à absorption solaire .....	20
II.8 Diagrammes thermodynamiques utilisés pour un cycle à absorption.....	21
II.8.1 Le diagramme Oldham .....	21
II.8.2 Diagramme de Merkel.....	22

II.8.3	Le diagramme de Mollier ou bien du réfrigérant.....	24
II.9	Conclusion .....	25
III	ANALYSE THERMODYNAMIQUE DE LA MACHINE FRIGORIFIQUE SOLAIRE A ABSORPTION DANS LES CONDITIONS CLIMATIQUES DU SENEGAL.....	26
III.1	Introduction.....	26
III.2	Utilité des analyses énergétiques et exergetiques.....	26
III.2.1	Procédure à suivre pour réaliser les analyses énergétiques et exergetiques .....	27
III.2.2	Environnement de référence .....	27
III.2.3	Estimation de l'exergie des fluides de travail.....	28
III.3	Modélisation thermodynamique .....	28
III.3.1	Analyse énergétique.....	29
III.3.2	Analyse exergetique .....	31
III.4	Résultats et Discussions .....	33
III.4.1	Représentation du cycle frigorifique avec des conditions opératoires.....	33
III.4.2	Validation du modèle de simulation .....	33
III.5	Effets de la Température des composants sur le système.....	35
III.5.1	Effet de la variation de la température de l'absorbeur sur les débits massiques des solutions forte, faible et du réfrigérant.....	35
III.5.2	Variation du COP et l'Efficacité exergetique en fonction de la température de la source de chaleur à l'entrée du générateur .....	36
III.5.3	Influence de la température de générateur sur le facteur de circulation .....	37
III.5.4	Effet de l'augmentation de la température du générateur sur le COP et l'efficacité exergetique.....	38
III.5.5	Effet de l'augmentation de la température de l'eau glacée à l'entrée de l'évaporateur sur le COP et l'efficacité exergetique .....	39
III.6	Effets de la température ambiante sur les performances du système .....	40
III.6.1	Variation de la destruction d'exergie par composant en fonction de la température ambiante 40	
III.6.2	Rendement exergetique des composants en fonction de la température ambiante... 41	
III.6.3	Potentiel d'amélioration de l'absorbeur par rapport à la température ambiante ..... 43	
III.6.4	Variation du COP et de l'efficacité exergetique du système en fonction de la temperature ambiante .....	44
III.7	Variation de la destruction d'exergie par l'absorbeur et le condenseur en fonction du débit de l'eau de refroidissent.....	45
III.8	Recommandations pour mieux adapter le système au climat du Sénégal .....	47
III.9	Conclusion .....	47
	CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES .....	48
	BIBLIOGRAPHIE.....	49

## ***LISTE DES TABLEAUX***

<b>Tableau I-1:</b> Composants de l'installation.....	4
<b>Tableau I-2:</b> Comparaison des deux couples de travail fréquemment utilisés .....	10
<b>Tableau III-1:</b> Comparaison des résultats de ce travail aux résultats d'autres auteurs .....	34
<b>Tableau III-2:</b> Destruction en (kW) dans les composants du système avec l'approche proposée par d'autres, celle de ce travail et avec l'équation de Gouy-Stodola.....	34
<b>Tableau III-3:</b> Comparaison du COP, le facteur de circulation et l'efficacité exergetique de ce travail et ceux d'autres travaux.....	35

## ***LISTE DES FIGURES***

<b>Figure I-1:</b> Schéma de principe de l'installation de production de chauffage et de climatisation de l'IUT Ville d'Avray .....	3
<b>Figure I-2:</b> Photo du champ solaire thermique de l'installation de l'IUT Ville d'Avray .....	6
<b>Figure I-3:</b> Présentation simplifiée de l'installation de l'IUT Ville d'Avray .....	7
<b>Figure I-4:</b> Schéma d'une machine frigorifique à absorption simple effet.....	8
<b>Figure II-1:</b> Ventes de Machines frigorifiques à absorption aux USA et au Japon de 1965 [11] .....	12
<b>Figure II-2:</b> niveaux de COP pour les refroidisseurs à absorption à simple, double et triple effet LiBr-H <sub>2</sub> O en fonction de la température d'alimentation en chaleur.....	21
<b>Figure II-3:</b> Diagramme de Oldham du couple (H <sub>2</sub> O - LiBr).....	22
<b>Figure II-4:</b> Diagramme de Merkel du couple ( H <sub>2</sub> O - LiBr) .....	23
<b>Figure II-5:</b> Diagramme de Mollier pour l'eau pure.....	24
<b>Figure III-1 :</b> Schéma illustratif du cycle avec numérotation des entrées/sorties de ses principaux éléments.....	29
<b>Figure III-2:</b> Représentation du cycle d'absorption avec les conditions de fonctionnement .	33
<b>Figure III-3:</b> Influence de la température de l'absorbeur sur débits massiques des solutions et du réfrigérant.....	36
<b>Figure III-4:</b> Variation du COP et l'Efficacité exergetique en fonction de la température de la source de chaleur.....	37
<b>Figure III-5:</b> Variation du facteur de circulation en fonction de la température du générateur .....	38
<b>Figure III-6:</b> Evolution du COP et l'Efficacité exergetique en fonction de la température du générateur .....	39
<b>Figure III-7:</b> Variation du COP et de l'efficacité exergetique en fonction de la température d'entrée de l'eau glacée.....	40
<b>Figure III-8:</b> Variation de la destruction d'exergie par composant en fonction de la température ambiante .....	41
<b>Figure III-9:</b> Variation des Rendements exergetiques des composants avec en fonction de la température ambiante avec $T_{ev} = 9\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; $T_G = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; $T_{ab} = 27\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $T_{cd} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ .	42
<b>Figure III-10 :</b> Rendements exergetiques des composants en fonction de la température ambiante avec $T_{ev} = 9\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; $T_G = 85\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; $T_{ab} = 37\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $T_{cd} = 36\text{ }^{\circ}\text{C}$ .....	43

<b>Figure III-11:</b> Evolution du potentiel d'amélioration de l'absorbeur par rapport à la température ambiante .....	44
<b>Figure III-12:</b> Variation du COP et l'efficacité exergetique du système en fonction de la température ambiante .....	45
<b>Figure III-13:</b> Variation de la destruction d'exergie dans l'absorbeur et le condenseur en fonction du débit de l'eau de refroidissement .....	46

## NOMENCLATURE

### Nomenclature

$a_1$	Coefficient de déperdition thermique par conduction	$[W.m^{-2}.K]$
$a_2$	Coefficient de déperdition thermique par convection	$[W.m^{-2}.K^{-2}]$
<b>ACS</b>	Système de réfrigération par absorption	[-]
<b>COP</b>	Coefficient de performance	[-]
<b>E</b>	Energie totale	[J]
<b>ex</b>	Exergie spécifique	[J/kg]
<b>EES</b>	Solveur d'équation pour l'ingénieur	[-]
$\dot{E}x$	Flux exergetique	[W]
<b>f</b>	Facteur de circulation	[-]
<b>F</b>	Fioul exergetique	[W]
<b>g</b>	Pesanteur	$[kg/m.s^2]$
<b>h</b>	Enthalpie spécifique	[J/kg]
<b>H<sub>2</sub>O</b>	Formule chimique de l'eau	[-]
<b>I</b>	Perte exergetique	[W]
<b>LiBr</b>	Formule chimique du Bromure de Lithium	[-]
<b>m</b>	Masse	[kg]
$\dot{m}$	Débit massique	[kg/s]
<b>NH<sub>3</sub></b>	Formule chimique de l'ammoniac	[-]
<b>P</b>	Pression	[Pa]
<b>P<sub>r</sub></b>	Produit exergetique	[kW]
<b>q</b>	Energie thermique spécifique	[J/kg]
$\dot{Q}$	Puissance thermique	[W]
<b>s</b>	Entropie spécifique	[J/kg.K]
<b>T</b>	Température	[°C]

$t$	Temps	[s]
$v$	Vitesse	[m/s]
$\dot{W}$	Puissance mécanique	[W]
$X$	Titre de l'absorbant dans la solution	[%]

#### Caractères grecs

$\Delta$	Ecart	---
$\eta_{ex}$	Efficacité exergetique, rendement	---
$\epsilon$	Potentiel d'amélioration	---

#### Indices

$ab$	Absorbeur	---
$amb$	Ambiant	---
$cd$	Condenseur	---
$ev$	Evaporateur	---
$G$	Générateur	---
$SHE$	Echangeur de solution	---
$s$	Solution forte	---
$w$	Solution faible	---
$ref$	Réfrigérant	---



## ***INTRODUCTION GENERALE***

Dans le contexte actuel de la crise énergétique et des perturbations environnementale liées à l'utilisation des énergies fossiles, le Sénégal a tendance à faire recours au mixte énergétique pour combler ses besoins énergétiques en contribuant à préserver l'environnement. Cependant, jusqu'ici l'énergie solaire, une source inépuisable et disponible dans la totalité de son territoire n'a été exploitée que pour la conversion photovoltaïque, le séchage et l'eau chaude sanitaire. Etant donné que la demande de froid et l'ensoleillement sont simultanés, il est envisageable de produire du froid à partir du soleil. Les procédés utilisés sont divers mais ont une importance relative très inégale. Les groupes frigorifiques à absorption alimentés par énergie solaire thermique occupent une place de choix dans la vaste gamme de systèmes de climatisation solaire en raison de leurs avantages d'utiliser une source de chaleur de faible qualité, un faible bruit de fonctionnement, une large gamme de régulation de la capacité de réfrigération, une forte adaptabilité au changement dans des conditions extérieures et au respect de l'environnement. En effet ce travail, va porter sur l'analyse des performances énergétiques et exergétiques d'un groupe frigorifique à absorption solaire utilisant le couple Eau-LiBr avec le logiciel EES. Il est question de proposer d'éventuelles améliorations pour mettre en évidence l'intérêt de l'exploitation de l'énergie solaire thermique dans la climatisation par absorption au Sénégal.

## CHAPITRE I



### *I PRESENTATION DE L'INSTALLATION DE RAFRAICHISSEMENT SOLAIRE COMPORTANT UNE MACHINE FRIGORIQUE A ABSORPTION*

#### **I.1 Introduction**

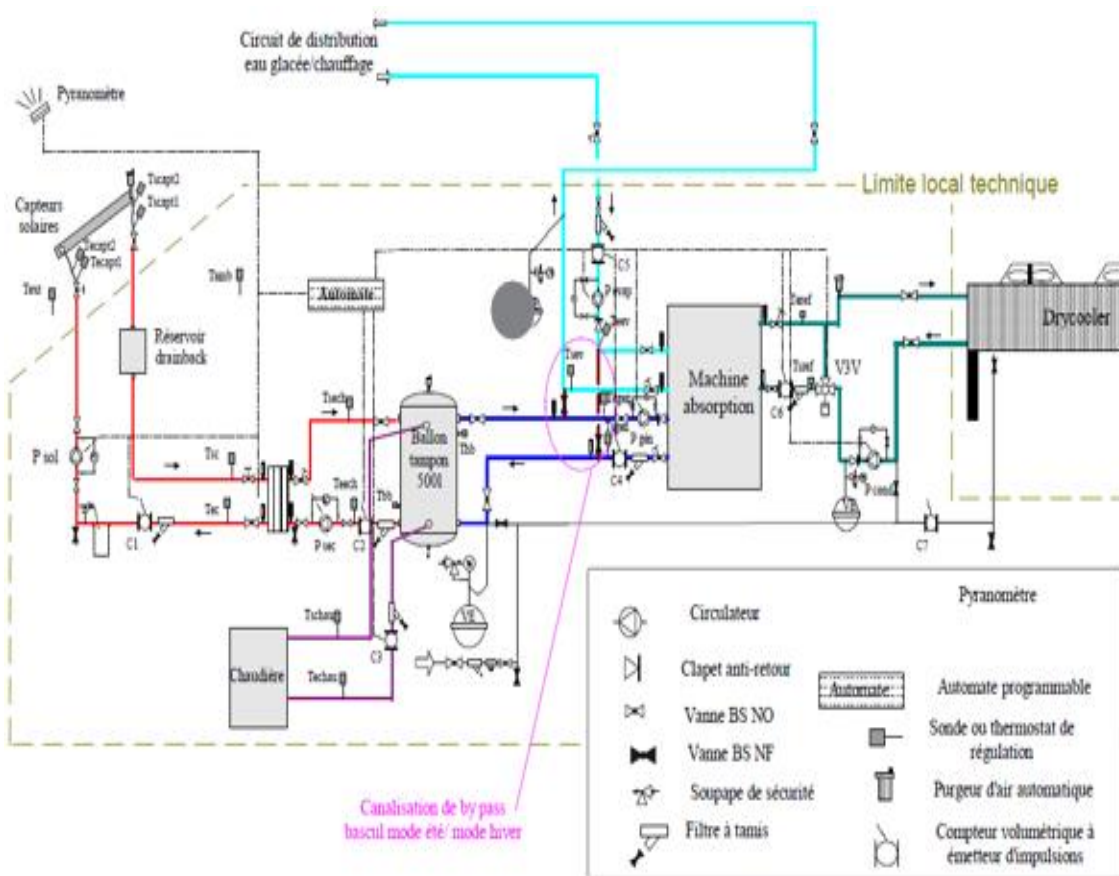
Dans ce chapitre, il s'agit de présenter l'installation du système de refroidissement à absorption composée d'un champ solaire générateur de l'énergie thermique associé à un échangeur de chaleur et d'une machine à absorption (Yazaki) fonctionnant avec le couple H<sub>2</sub>O – LiBr .

#### **I.2 Présentation générale de l'installation**

L'installation solaire a d'abord un objectif pédagogique et est utilisée pour le chauffage et le rafraîchissement. Elle est assistée en chauffage et en climatisation par une chaudière à gaz murale.

L'installation solaire de type collective autovidangeable à échangeur séparé, est composée des éléments suivants (figure I-1) :

- ❖ un champ de capteurs sous vide inclinés à 30° implanté sur la zone en bordure du local technique à immédiate proximité de la voie ferrée. Les sous champs de capteurs sont orientés au maximum au sud.
- ❖ une machine à absorption implantée en local technique
- ❖ un système de refroidissement de type drycooler implanté à l'extérieur entre le champ de capteurs solaires et le local technique de la machine à absorption
- ❖ un ballon tampon solaire implanté en local technique
- ❖ l'ensemble des matériels hydrauliques permettant la circulation de l'eau, l'alimentation électrique, la sécurité, le contrôle et le suivi de l'installation dans le local technique
- ❖ un réseau de distribution 2 tubes eau chaude/eau glacée entre le local technique solaire et les ventilo-convecteurs positionnés dans le bâtiment A
- ❖ un ensemble de ventilo-convecteurs permettant de valoriser entre 15 kW frigorifiques et jusqu'à 25 kW thermiques.



**Figure I-1:** Schéma de principe de l'installation de production de chauffage et de climatisation de l'IUT Ville d'Avray

L'irradiation solaire est transformée en chaleur par des capteurs solaires thermiques de type capteurs à tubes sous vide et transportée par un fluide caloporteur (monopropylène glycol prêt à l'emploi) jusqu'à un ballon tampon (« ballon chaud solaire »).

Le circuit solaire est autovidangeable, il comprend un dispositif de sécurité qui permet de limiter le risque de surchauffe. Lorsque la température dans le ballon chaud solaire est trop élevée, la pompe primaire solaire est arrêtée. Les capteurs solaires se vidangent seul par l'action de la gravité, le fluide caloporteur est recueilli dans le réservoir d'autovidange. La pompe ne peut alors être remise en route que lorsque la température du ballon chaud solaire sera redescendue significativement.

La chaleur solaire est ensuite transférée à trois circuits, en fonction de la saison et des besoins :

- ❖ En été : la chaleur solaire est transférée à la machine à absorption et permet de rafraîchir le bâtiment. Lorsqu'il n'y aura pas de besoin de climatisation, l'énergie solaire ne sera pas valorisée.
- ❖ En hiver : l'énergie solaire est utilisée en chauffage et suivant la disponibilité de la ressource solaire.

Le fonctionnement de la machine à absorption est en fonction des conditions à ses différents échangeurs, notamment les niveaux de température. Pour fonctionner, la machine doit être alimentée en eau chaude à une température comprise entre 70 et 90°C, le retour du circuit de climatisation doit être supérieur à 12°C et le refroidissement doit être effectué entre 20 et 35°C.

La machine à absorption est connectée sur le circuit de distribution réversible.

La réversibilité chauffage/climatisation sur le circuit de distribution 2 tubes sera effectuée manuellement.

En hiver, la machine est totalement bipassée et la chaleur solaire est utilisée directement pour alimenter le circuit de distribution qui fonctionne en basse température (45/55°C).

### I.3 Composition de l'installation

L'entreprise a eu l'obligation de se conformer aux indications énumérées ci-après, pour éviter tout cas particulier pouvant être soumis à l'approbation du Maître d'œuvre.

**Tableau I-1:** Composants de l'installation

Aménagement et Composants	
Champ de capteurs	Type tubes sous vide à caloducs, <u>vidangeables</u> , d'une surface totale « entrée » de 13 m <sup>2</sup>
Ballon chaud solaire	Vertical type ballon tampon chaud, capacité 500 L
Machine à sorption	Machine à Absorption de puissance nominale frigorifique 17 kW
Système de refroidissement	Aéroréfrigérant adiabatique d'une puissance adaptée à la machine à absorption soit environ 45 kW
Appoint chaud	Chaudière murale gaz à ventouse modulante de puissance 35 kW
Réseau de distribution	Canalisations multicouche calorifugé Armaflex XG
Emetteurs	3 Ventilateurs-convecteurs WESPER Aquafan II AHC (plafonnier carrossé) de puissance nominale frigorifique moyenne de 6 kW

## I.4 Principe de la régulation

La régulation de l'ensemble des équipements de climatisation et chauffage est prise en charge par un automate central, raccordé au réseau Ethernet de l'IUT, ayant une interface utilisateur et ayant un accès à distance. L'automate assure également la fonction de télécontrôleur et des historiques sont programmés.

Les principes de la régulation de la partie production solaire sont les suivants :

La pompe primaire solaire qui permet la circulation du fluide dans les capteurs, est enclenchée en fonction d'un seuil d'ensoleillement.

La pompe secondaire, qui permet la circulation de ce fluide dans le circuit secondaire entre l'échangeur à plaques et le ballon solaire, est enclenchée selon un différentiel de température entre la sortie des capteurs et le bas du ballon chaud solaire.

La sécurité anti-surchauffe (arrêt de Psec et Psol) est activée lorsque la température en haut du ballon chaud solaire dépasse 95°C.

La régulation du reste de l'installation solaire est modulée en fonction de la saison. Les saisons sont programmées dans l'automate (15 mai / 15 octobre pour l'été par exemple) mais avec obligation également d'une action manuelle au niveau du circuit hydraulique pour la bascule et la vidange du drycooler pour le passage en mode hiver.

### I.4.1 Mode été

- ❖ La pompe du circuit générateur est enclenchée si la température en haut du ballon chaud solaire est supérieure à une valeur de consigne permettant de faire fonctionner la machine à absorption avec des performances correctes, de l'ordre de 70°C. Comme la pompe assure le transfert de l'énergie vers la machine, elle n'est arrêtée que lorsque la température du haut du ballon chaud solaire est inférieure ou égale à la température minimale nécessaire au fonctionnement de la machine à absorption.
- ❖ La chaudière à gaz et son circulateur associé sont activés quand la pompe ( $P_g$ ) est activée ou si l'utilisateur souhaite faire fonctionner le système même sans énergie solaire en mode climatisation. La chaudière module sa puissance afin de maintenir une température en haut du ballon qui soit suffisante pour atteindre la consigne demandée pour le fonctionnement de la machine (par défaut 85°C).
- ❖ La machine à absorption, les pompes des circuits de refroidissement ( $P_{cd}$ ) et évaporateur ( $P_{ev}$ ) et le système de refroidissement sont régulées par le régulateur de la machine à absorption. Ils sont démarrés et arrêtés en fonction de la température haut du ballon

chaud solaire, pour des valeurs à programmer lors de la phase de réglage, en accord avec le reste de la régulation.

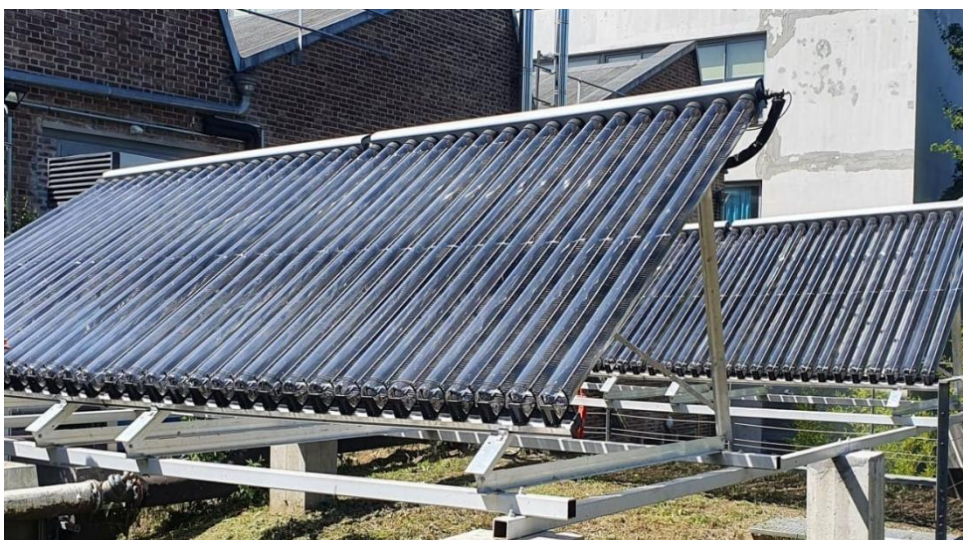
#### I.4.2 Mode hiver

- ❖ La pompe du circuit évaporateur est enclenchée lorsque le différentiel de température entre le haut du ballon chaud solaire et la température de retour de distribution est supérieure à une valeur de consigne de l'ordre de  $7^{\circ}\text{C}$ , et que le mode chauffage est « on ». Elle est arrêtée lorsque le mode chauffage est « off ».
- ❖ La régulation de la pompe de distribution est assurée, en hiver comme en été, par son propre régulateur. Les émetteurs (ventilo-convecteurs) sont tous réglés sur horloge et en fonction de la température ambiante, pour une température de consigne donnée.

#### I.5 Caractéristiques des capteurs solaires thermiques

Les capteurs titulaires d'un Avis Technique du CSTB en cours de validité ou d'une certification Solar Keymark, sont couverts par une garantie "bonne tenue" de dix ans. Ils sont de type à tubes sous vide à caloduc avec un absorbeur métallique à revêtement sélectif un raccordement collecteur/caloduc de type sec et un collecteur en cuivre (1 entrée/1 sortie) de part et d'autre du capteur, installés sur supports inclinés à  $30^{\circ}$  pour toiture de terrasse, de coefficient de performance minimum relatif à la surface d'entrée de :  $a_0 = 0.683$ ,  $a_1 = 1.37$   $\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$ ,  $a_2 = 0.0041$   $\text{W/m}^2 \cdot \text{K}^2$  pour une surface d'entrée de  $3,26 \text{ m}^2$ .

Leur mise en œuvre respecte les prescriptions figurant dans l'AT CSTB et les notices techniques du fabricant.



**Figure I-2:** Photo du champ solaire thermique de l'installation de l'IUT Ville d'Avray

## I.6 Présentation simplifiée de l'installation

Une vue simplifiée de l'installation, pour se focaliser sur la partie de refroidissement nous donne les éléments ci-après :

- ✚ Un ballon de stockage chaud est placé entre les capteurs solaires et l'entrée du générateur de la machine à absorption. Ce ballon sert de réservoir tampon permettant ainsi une continuité de fonctionnement de l'installation lorsqu'un passage nuageux survient.
- ✚ La machine à absorption l'élément principal de l'installation, spécialement conçue pour fonctionner avec des capteurs solaires thermiques est dotée d'une puissance frigorifique nominale de 17 kW.
- ✚ Un ballon de stockage froid placé entre la sortie de l'évaporateur de la machine à absorption et le circuit de distribution alimentant les ventilo-convecteurs situés dans les salles.
- ✚ Un dispositif de stockage de l'eau de refroidissement circulant dans l'absorbeur et dans le condenseur de la machine à absorption.

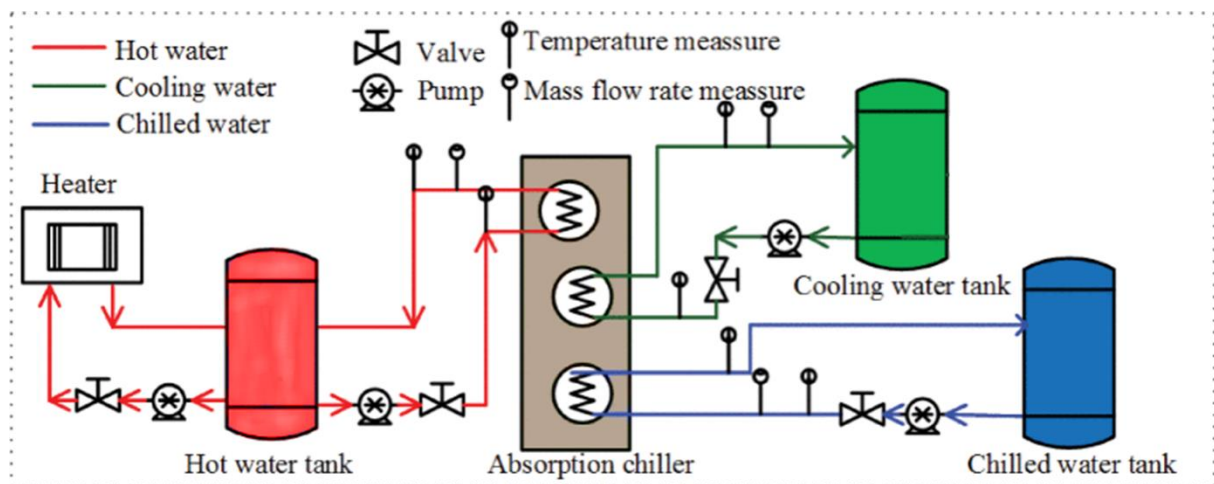


Figure I-3: Présentation simplifiée de l'installation de l'IUT Ville d'Avray

Les stocks de froid et chaud sont justement prévus pour faire face à une intermittence des besoins en froid et de l'énergie solaire.

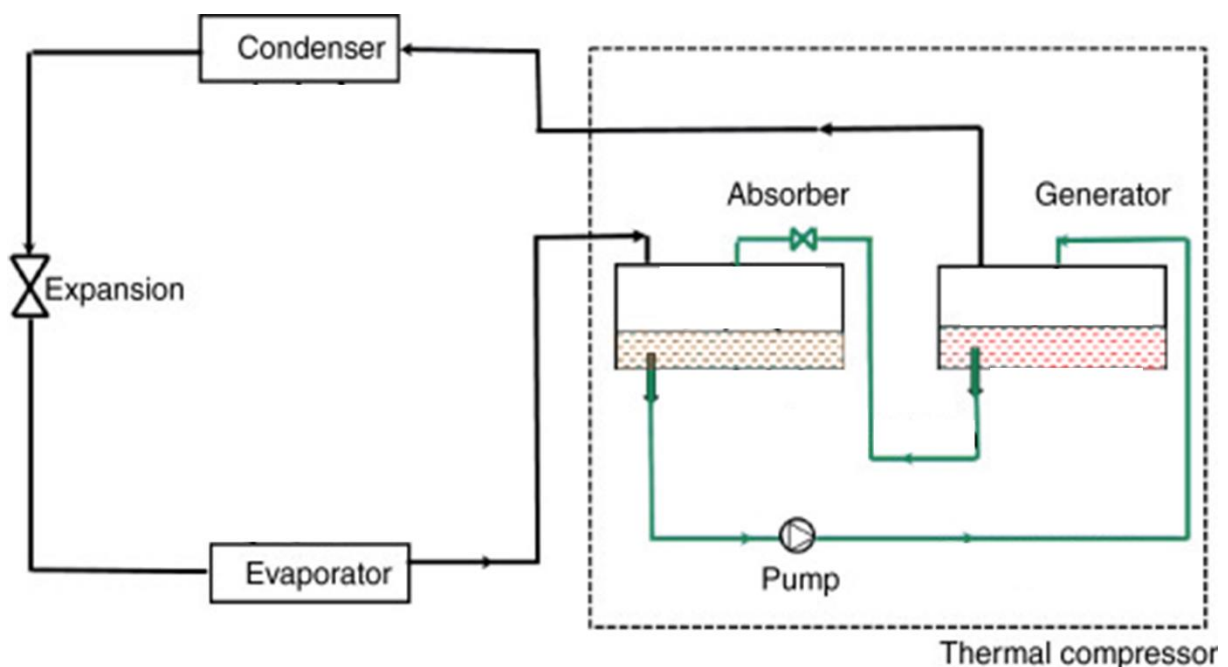
## I.7 Composantes de la machine frigorifique à absorption

La machine frigorifique à absorption se compose principalement :

- ❖ D'un générateur (désorbeur), qui a pour rôle de vaporiser le fluide frigorigène.
- ❖ D'un condenseur, qui a pour rôle de condenser le fluide frigorigène en état vapeur à l'état liquide.
- ❖ D'un détendeur, qui a pour rôle de diminuer la température et la pression du fluide.
- ❖ D'un évaporateur, qui sert à échanger de la chaleur entre l'air chaud du local à rafraîchir et le fluide frigorigène s'évaporant, en créant du froid.
- ❖ D'un absorbeur, qui sert à faire absorber la vapeur du réfrigérant par la solution LiBr
- ❖ D'une pompe, qui sert à ramener le couple réfrigérant/absorbant dans le désorbeur

Ce système est une machine tritherme (à trois sources de chaleur), qui utilise trois niveaux de températures  $T_b$ ,  $T_m$  et  $T_h$  vérifiant  $T_b < T_m < T_h$ , ce qui permet de produire du froid uniquement à partir d'un apport de chaleur ( $Q_G$  à la température  $T_h$ ) et sans échange de travail avec l'extérieur :

- ✓  $T_h = T_G$  : la température du générateur ou désorbeur,
- ✓  $T_b = T_{ev}$  : la température de l'évaporateur,
- ✓  $T_m = T_{cd} = T_{ab}$  : la température du condenseur ( $T_{cd}$ ), de l'absorbeur ( $T_{ab}$ ) et de l'environnement.



**Figure I-4:** Schéma d'une machine frigorifique à absorption simple effet



## **I.8 Principe de fonctionnement de la Machine frigorifique à absorption**

De la même façon que la machine classique à compression, la machine frigorifique à absorption fonctionne avec un fluide frigorigène qui se vaporise à basse température pour produire du froid et se condense à plus haute température en rejetant de la chaleur. A la différence le compresseur mécanique est remplacé par un compresseur thermique. Le fluide frigorigène sortant de l'évaporateur est absorbé par un liquide absorbant ; la richesse de la solution augmentant au fur et à mesure que l'absorbant liquide traverse l'absorbeur. Cette solution est ensuite pompée jusqu'à haute pression du système ( $p_{\text{condenseur}} = p_{\text{générateur}}$ ). La vapeur de réfrigérant est chassée dans le générateur par chauffage indirect (champ solaire). Le réfrigérant à haute pression, maintenant un gaz, peut ensuite être condensé de la manière habituelle et renvoyé à travers le détendeur dans l'évaporateur. La solution faible du générateur passe à travers une autre soupape de réduction de pression et retourne à l'absorbeur pour absorber de nouveau la vapeur du frigorigène [1] , [2] .

### **I.8.1 Sélection des fluides de travail**

Sachant que les propriétés du fluide de travail jouent un rôle clé dans les performances du système de production de froid, une sélection de fluides de travail appropriés est essentielle. Des travaux de recherches antérieurs ont indiqué que de bons fluides de travail doivent avoir les caractéristiques suivantes [3] , [4] :

- Chaleur latente et spécifique élevée.
- Température et pression critiques modérées.
- Pressions d'évaporation et de condensation modérées.
- Hautes densités en phase liquide et gazeuse.
- Bonnes propriétés de transport et de transfert de chaleur.
- Stabilité chimique et sécurité.
- Capacité matérielle et aucune corrosion.
- Coût et disponibilité sur le marché.
- Sans danger pour l'environnement (zéro ODP et faible GWP).

En plus de ces recommandations, il est souhaitable d'avoir un écart de températures saturantes entre l'absorbant et le réfrigérant supérieur à 200 K, pour faciliter leur séparation.

### **I.8.2 Les deux paires de fluides de travail couramment utilisées**

Le refroidissement par absorption est principalement basé sur l'affinité de deux substances à des états différents pour former une solution ou un mélange. Ce processus dépend de la température et des niveaux de pression. A bas niveau de température et de pression, l'absorbant

liquide absorbe la vapeur de fluide frigorigène et à haut niveau il la libère [5]. Actuellement, les combinaisons couramment utilisées de fluides de travail sont le bromure de lithium-eau ( $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ ) (où l'eau est un réfrigérant) et l'ammoniac-eau ( $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ ) (où  $\text{NH}_3$  est un réfrigérant). Par contre bien qu'ils soient les plus efficaces et couramment utilisés, il existe plusieurs inconvénients dans le cas de  $\text{LiBr-H}_2\text{O}$  et  $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$  comme fluides de travail pour le système ARS [6]. Ce qui nous amène à faire une analyse comparative de ces deux couples au niveau du tableau suivant :

**Tableau I-2:** Comparaison des deux couples de travail fréquemment utilisés

Couples de travail	$\text{H}_2\text{O-LiBr}$	$\text{NH}_3\text{-LiBr}$
Paramètres	Comparaisons	
Pressions	Basses	Fortes
Domaine d'applications	Climatisation exclusivement	Climatisation et Froid industriel
Toxicité	Faible	Elevée
Corrosivité	Elevée	Faible
Dispositif anti-cristallisation	Nécessaire	Pas besoin
Colonne de distillation	Pas besoin	Nécessaire
Chaleur latente de vaporisation	Plus élevée	Moins élevée
Prix	Plus cher	Pas trop cher
Fuites de gaz	Jamais observées	Assez fréquentes

La paire de fluides de travail utilisée dans une unité de refroidissement par absorption, peut fortement influencer la performance, le coût d'investissement initial et les opérations d'entretien requises, de ce fait sa sélection, est un aspect important à considérer. Cependant aucune paire n'a été identifiée en tant que seule et unique option pour répondre à l'ensemble de ces critères. Ce choix dépendrait plutôt du domaine d'application.

## I.9 Conclusion

Les performances d'une installation de refroidissement solaire résident à la fois dans le dimensionnement de ses composants, le principe de la régulation et le choix du couple de travail. Ces notions ont été prises en compte pour la réalisation de cette installation présentée dans ce chapitre sans perdre de vue son coût final.

## CHAPITRE II



### ***II REVUE BIBLIOGRAPHIQUE CONCERNANT LE FROID SOLAIRE PAR ABSORPTION***

#### **II.1 Introduction**

L'invention et le développement de différents types de systèmes de production de froid artificiel ont créé une énorme amélioration du niveau de vie des gens et jouent actuellement un rôle important dans le monde moderne [7]. Ce chapitre aborde une revue bibliographique comportant un bref rappel historique de la machine frigorifique à absorption, l'évolution de cette technologie et quelques diagrammes utilisés dans ce cycle.

#### **II.2 Historique de la machine frigorifique à absorption**

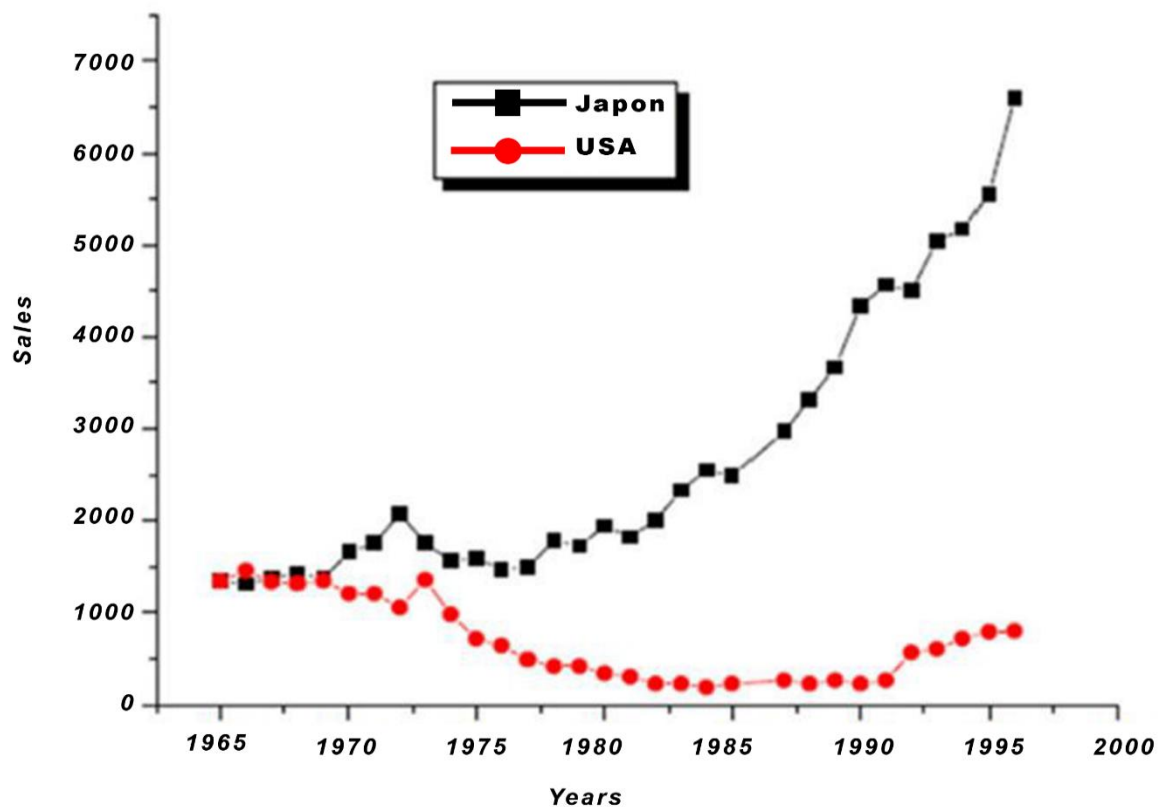
La technologie ACS (Absorption Cooling System) a été introduite en 1748 avec Cullen à l'Université de Glasgow, poursuivie avec Augustine Mouchot en 1878 à l'Exposition universelle de Paris et en 1944 avec le développement de LiBr/eau ACS [8]. Cette introduction a été faite sur la base de l'observation que la glace pouvait être produite en évaporant de l'eau pure à partir d'une solution d'acide sulfurique dans un récipient sous vide[9]. William Cullen (1710-1790) observa aussi que l'évaporation de l'éther éthylique abaisse la température. Il obtint, en 1755, un peu de glace en faisant évaporer de l'eau sous une cloche à vide. Son disciple et successeur, l'écossais Joseph Black (1728-1799), établit bien la différence entre chaleur et température, et peut être considéré comme le fondateur de la calorimétrie.

Au cours du 19<sup>ème</sup> siècle, tandis que s'amorçaient les études sur les divers systèmes frigorifiques, la Thermodynamique se construisit rapidement avec les travaux de Sadi Carnot (1796-1832) en France et James Prescott Joule (1818-1889) en Angleterre. Cependant il faut noter que, le père fondateur des systèmes frigorifiques continus à absorption est le français Ferdinand Carré (1824-1900) qui breveta en 1859 la première machine à absorption continue utilisant le couple ammoniac – eau. Ces machines furent presque immédiatement opérationnelles. Leur étude thermodynamique ne débuta qu'en 1913 avec l'allemand Edmund Altenkirch et se poursuivit durant la première moitié du 20<sup>ème</sup> siècle. Les années 40 ont vu apparaître, aux Etats-Unis, la machine à absorption eau-bromure de lithium, où l'eau est le frigorigène ; cette adaptation du cycle de Carré est depuis largement utilisée en climatisation [10].

Aujourd'hui, la gamme de puissances disponibles pour ces machines s'élargit avec les petites puissances pour lesquelles de réelles opportunités s'offrent dans de nombreux secteurs du bâtiment.

### II.3 Marché des équipements à absorption solaire

Les machines frigorifiques à absorption constituant un sujet de recherche d'actualité, présentent une alternative intéressante en raison de la pureté de la solution qui peut permettre d'éliminer le problème de pollution par les composés chlorofluorés. Le Japon, avec son besoin de ressources naturelles, a développé sous le contrôle du gouvernement un programme de recherche dans le domaine des systèmes à absorption. Les constructeurs Japonais sont les premiers au monde dans le domaine d'absorption. Le nombre d'installations des réfrigérateurs à absorption vendus en 1996 a dépassé les 6600 unités ce qui représente un record mondial, figure ci-dessous.



**Figure II-1:** Ventes de Machines frigorifiques à absorption aux USA et au Japon de 1965 [11]

La Corée est le 3<sup>ème</sup> producteur mondial de groupes à absorption, le nombre de systèmes vendu en 1996 a dépassé les 1800 après le Japon et la Chine les 2500, ceci pour des raisons de politique énergétique. En Chine, grâce au développement économique rapide du pays, la climatisation centralisée des bâtiments est fortement demandée, et comme la distribution d'électricité est insuffisante et coûteuse, c'est l'absorption qui est favorisée.

On peut citer quelques constructeurs de machines à absorption de différents pays :

Aux USA (Carrier, York et Trane), au Japon (Yazaki, Voltas, Ebara, Sanyo, Toshiba, Hitashi, Kawasaki, Takuma et Mitsubishi), en Allemagne (Entropie, Hans Guntner GmbH absorptions kaltekG), en Corée (LG Machinery, Kyung won centry ; en China (Broad), Netherlands (Colibri-stork)

En Inde, Thermax est le premier constructeur de climatiseurs à absorption, il a fourni plus de 300 installations en 1997, la plupart fonctionnant à la vapeur.

#### **II.4 Installations de climatisation solaire en France**

Dans de nombreuses régions françaises, le chauffage est le premier poste de consommation énergétique des bâtiments. Dans d'autres régions c'est la climatisation qui consomme le plus d'énergie. Mais si l'ensoleillement produit de la chaleur, il peut aussi créer du froid. C'est le concept de la climatisation solaire. En France la plus ancienne installation a été mise en service en 1991 à Banyuls sur mer (66) dans une cave viticole. Pour refroidir les 15.000 m<sup>3</sup> de sa cave de trois niveaux dont deux enterrés, le **Groupeement Interproducteur Collioure Banuyls** (GICB) a choisi de faire appel à la climatisation solaire. L'installation comporte donc 130 m<sup>2</sup> de capteurs solaires à tubes sous vide sur le toit, orientés sud-sud-ouest et d'une machine à absorption. Elle a subi quelques évolutions et améliorations techniques depuis sa mise en service et fonctionne généralement entre les mois de mai à septembre. Elle permet une économie d'énergie de près de 40 % sur la consommation annuelle du GICB. Dans le cadre d'un projet européen, Solarclim 2000, deux nouvelles installations mettant en œuvre la même option technologique, ont vu le jour en 2003. L'une des deux climatise un immeuble de bureaux de la **Direction Régionale de l'Environnement (DIREN) de Guadeloupe à Basse-Terre**. La surface totale du bâtiment est d'environ 1.000m<sup>2</sup> mais seulement 570 m<sup>2</sup> sont rafraîchis par le système solaire, soit environ 36 bureaux. Le système de rafraîchissement est composé de 61 m<sup>2</sup> de tubes sous vide intégrés à la toiture et d'une machine à absorption de 35 kW de puissance nominale. En panne depuis plusieurs mois, l'installation va prochainement être remise en route. Plus récemment d'autres installations ont été réalisées. La **Maison des Energies à Chambéry** (73) a installé en 2005 un système DEC (7 kWfd) associé à 16 m<sup>2</sup> capteurs plans

vitrés. La société Givaudan a quant à elle mis en place sur son siège social situé à Argenteuil (95) une machine à absorption de 105 kW couplée à 298 m<sup>2</sup> de capteurs à tubes sous vide et à une chaudière à gaz. La dernière installation en date est celle de l'**Institut national de l'énergie solaire** (INES) en mars 2009. Dans le cadre du programme européen Solera, les chercheurs du CEA-Liten (CEA : Commissariat de l'Energie Atomique, Liten : Laboratoire d'Innovation pour les Technologies des Energies Nouvelles et des Nanomatériaux) basés à l'INES à Chambéry viennent de mettre en place un démonstrateur de froid solaire d'une puissance nominale de 4,5 kW dans leurs locaux, où l'installation sera testée pendant deux ans. La technologie choisie est là aussi la machine absorption couplée à un système solaire combiné [12].

C'est dans cette même perspective que la direction régionale de l'ADEME en Guadeloupe a soutenu la mission de suivi des performances énergétiques du lycée HQE avec une climatisation solaire dotée de 1 200 m<sup>2</sup> de capteurs solaires assurant une puissance frigorifique de 200 KW. Parmi les installations de climatisation solaire ayant vu le jour en France, on trouve aussi une installation de 240 m<sup>2</sup> de capteurs solaires thermique haute efficacité sur un immeuble à Montpellier pour produire de l'eau chaude sanitaire du 1<sup>er</sup> octobre au 31 avril, et du froid pour la climatisation le reste de l'année grâce à une machine à absorption simple effet à bromure de lithium d'une puissance nominale de 35KW. En 2007, un refroidisseur solaire à absorption à simple effet LiBr-H<sub>2</sub>O de 30 kW (EUA LB30), qui a une température de fonctionnement nominale comprise entre 70 et 95 °C a été conçu et installé à l'Institut Universitaire Technologique de Saint Pierre. Un pic se produisait après-midi en raison de l'inertie du bâtiment. Ainsi pour refroidir quatre salles de classe du Département de Génie Civil, ce refroidisseur à absorption de 30 kW était nécessaire [13]. Dans l'installation financée dans le cadre du programme Emergence de l'Ademe dans les locaux d'Airbus, à Toulouse le bâtiment concerné est constitué d'un hall d'essais et de locaux d'exploitation. Les capteurs solaires à tube Vitosol couvrant une surface de 67,8 m<sup>2</sup> sont connectés à une machine à absorption LiBr-H<sub>2</sub>O de 17,5 kW frigorifique (Yazaki WFC SC 05) [14]. Les capteurs solaires alimentent en eau chaude à 95 °C maximum le ballon tampon solaire. Ce ballon alimente ensuite le groupe à absorption (température d'eau entre 70 et 95 °C). La température minimale est gérée via une vanne trois voies et un circulateur à vitesse variable qui optimisent l'entrée d'eau chaude dans le ballon. Concernant la température maximale et afin de protéger l'installation, un circuit permet de réguler la température du ballon en évacuant les calories sur l'air extérieur en été, via un aérotherme ; en hiver, ces calories réchauffent une veine d'amenée d'air neuf des centrales de traitement d'air via un échangeur sur le circuit de récupération. De mars 2013 à avril 2014

la productivité solaire utile a été de 351 kWh/m<sup>2</sup> avec un COP aux environs de 6 [15]. Il mentionner que des défauts de dimensionnement ont conduit à l'arrêt de plusieurs installations de climatisation solaire en France. En 2007, l'ADEME a compté 6 installations de ce type hors fonctionnement sur 7 projets français parmi lesquelles on peut mentionner : l'immeuble de la DOT (France Télécom) à Narbonne (11), l'immeuble de la MAAF à la Seyne sur Mer (13) et l'immeuble EDF à Sainte-Thérèse (Martinique). D'autres pays sont en avance sur le sujet, notamment en Europe avec l'Allemagne et l'Espagne.

Cependant avec le développement de la transition énergétique, en France ce type de solutions pourrait progressivement se multiplier, notamment si des machines de faible puissance (5 à 20 kW froid) à prix compétitifs venaient à être lancées.

## **II.5 Installations de climatisation solaire au Sénégal**

Au Sénégal, la température est élevée atteignant plus 40 °C dans des régions comme Tamba. On fait appel aux systèmes de rafraîchissement classique qui sont énergivores. La situation est souvent plus difficile dans les zones rurales qui ne sont pas reliées au réseau électrique. Pour résoudre l'équation de développement de son secteur énergétique dans un contexte de lutte contre les changements climatiques, le Sénégal mise de plus en plus sur les énergies renouvelables. Il cherche à maîtriser et à s'approprier les technologies de la filière des énergies renouvelables et réfléchit aux transferts de technologies qui sont les mieux adaptées à son contexte. La réfrigération solaire pour laquelle l'énergie est disponible présente de nombreux atouts dans ces régions comme la conservation des médicaments, des vaccins, des produits agro-alimentaires et la possibilité d'avoir de l'eau fraîche. A cela s'ajoute la climatisation qui peut contribuer à l'amélioration de la qualité de vie des populations. Cependant, à notre connaissance il n'existe pas encore d'installations de refroidissement à absorption fonctionnant avec du solaire thermique au Sénégal.

## **II.6 Quelques travaux de recherches portant sur les systèmes à absorption solaires**

Parmi les auteurs qui ont mené des études théoriques et expérimentales portant sur les cycles à absorption solaire, on peut mentionner :

Assilzadeh et al. [16] qui ont utilisé dans leur expérience une unité d'absorption d'Eau- LiBr à simple effet, basée sur le modèle Arkla WF-36 ayant une capacité nominale de 12 660 kJ/h, en supposant qu'il n'y a pas de chauffage auxiliaire. Les résultats obtenus, bien qu'ils se réfèrent à une application particulière en Malaisie, leur donnent l'impression que des résultats similaires

peuvent être obtenus dans des pays à forte disponibilité solaire. Escriva et al. [17] ont aussi effectué une étude sous le climat d'Espagne, pour essayer de montrer le potentiel d'une machine à absorption à simple effet alimentée par l'énergie solaire en se concentrant principalement sur ce qui affecte l'efficacité du système et comment découvrir sa capacité de refroidissement. Shaarawi et al. [18] ont utilisé les données de température ambiante et d'intensité solaire pour l'année 2011 dans la ville de Dhahran, lors d'une analyse thermodynamique instationnaire pour un cycle de réfrigération à absorption à double stockage alimenté par l'énergie solaire en Arabie saoudite.

En 2005, Sencan et al. [19] ont évalué la perte d'exergie, l'enthalpie, l'entropie, la température, le débit massique et le taux de chaleur dans chaque composant lors de l'analyse exergétique d'un système d'absorption LiBr-H<sub>2</sub>O à simple effet pour les applications de refroidissement et de chauffage. D'après les résultats obtenus, ils ont pu conclure que les performances du système sont fortement influencées par les températures de fonctionnement et se sont rendu compte que les charges thermiques et les pertes exergétiques du condenseur et de l'évaporateur sont inférieures à celles du générateur et de l'absorbeur.

Dans la même logique en 2021, Bellos et al. [20] ont étudié énergétiquement, exergétiquement et financièrement une unité de réfrigération à énergie solaire avec des collecteurs solaires paraboliques. Le réfrigérateur étant une machine à absorption à un étage utilisant la paire de travail NH<sub>3</sub>/ H<sub>2</sub>O pour produire de la réfrigération dans la plage de température de -35 °C à 5 °C. Pour une analyse annuelle effectuée dans les conditions météorologiques d'Athènes, en Grèce le rendement de réfrigération était de 46,5 MWh, avec un potentiel annuel de rayonnement solaire égal à 182,7 MWh.

L'analyse thermodynamique réalisée en appliquant les bilans de taux d'énergie et les bilans de débits massiques dans les dispositifs du système, à l'aide d'un modèle créé dans Engineering Equation Solver et validé avec des données de la littérature et l'analyse dynamique avec un modèle programmé en langage Matlab, appliquée au bilan énergétique dans le réservoir de stockage du champ solaire ont montré que pour maximiser les performances du système, il existe une température optimale du générateur dépendant des conditions de fonctionnement. En Thaïlande, Ketjoy et al.[21] ont évalué les performances d'une machine à absorption LiBr-H<sub>2</sub>O de 35 kW entraînée par un collecteur à tubes sous vide caloduc de 72 m<sup>2</sup>, avec un système d'appoint à gaz, en analysant le COP sur la base des spécifications du fabricant, en 2013.

En 2015 Ketfi et al.[22] ont présenté une étude de modélisation et de simulation d'une Machine de refroidissement solaire par absorption à simple effet Yazaki de 70 kW, fonctionnant avec un mélange eau-bromure de lithium.



Des études réalisées, ont permis de tester expérimentalement les machines de refroidissement par absorption. En 1996, Bell et al [23] ont conçu un système expérimental de refroidissement par absorption H<sub>2</sub>O-LiBr, piloté par la chaleur générée par le système de collecte d'énergie solaire installé à l'Université de Coventry. Pour déterminer le COP du système, ils appliquent les bilans de matière et d'énergie pour les composants et ils ont constaté que le COP dépend de la température du générateur.

Sözen [24] a étudié en 2001 l'effet des échangeurs de chaleur sur les performances d'un système de réfrigération à absorption NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O. Après avoir calculé le COP, l'ECOP, le taux de circulation et les pertes exergétiques des composants du système, il tire une conclusion selon laquelle les pertes exergétiques sont élevées pour le condensateur, le générateur, l'évaporateur et l'échangeur de chaleur de mélange.

En 2021, Camara et Sulin [25] ont développé un modèle mathématique d'un capteur solaire à double effet (DASC) pour le chauffage solaire diurne et le refroidissement radiatif nocturne pour son application à un refroidisseur à absorption à simple effet (SEAC) H<sub>2</sub>O-LiBr. Après l'étude d'optimisation des paramètres de fonctionnement pour tous les composants d'un SEAC appliqué au DASC dans les conditions météorologiques de Bamako, ils ont recommandé pour une utilisation efficace du refroidisseur à absorption simple effet H<sub>2</sub>O-LiBr appliqué au DASC dans les régions chaudes, de régler la température de l'eau chaude dans le générateur à 85 °C, la température du condenseur et de l'absorbeur à 40 °C et la température d'évaporation du réfrigérant de travail à 10 °C, ce qui pourrait donner de meilleurs performances pour le système. Pour leur cas, le COP du système entier est de 0,64 avec un COP de réfrigération de 0,87.

L'étude de simulation sur l'installation d'un système à absorption solaire, réalisée en 2021 par Narayanan et al [26], a permis de déterminer la performance globale du système et d'évalué la faisabilité technique, économique et environnementale à long terme. Les résultats de la simulation ont montré que le système d'absorption solaire assure efficacement le confort dans le bâtiment en maintenant la température ambiante entre 20 et 24 °C avec une configuration qui peut faire des économies opérationnelles annuelles de 1 477 \$ en comparant aux refroidisseurs à compression de vapeur, et la période de récupération était de 15,8 ans. Il a été constaté aussi que le coût du système de refroidissement solaire était d'environ 58 000 \$, alors que le système de refroidissement de référence était d'environ 73 500 \$. De plus, l'analyse environnementale effectuée a montré que la configuration du système de refroidissement solaire avait permis des économies de 0,003 tonne de CH<sub>4</sub>, 0,001 tonne de N<sub>2</sub>O et 2 tonnes de CO<sub>2</sub> en comparaison avec le système de refroidissement à compression de vapeur. Compte tenu de ces facteurs, les

auteurs ont souligné que l'installation d'un système de refroidissement par absorption solaire dans le bâtiment résidentiel est réalisable dans les conditions climatiques de Mackay, dans la région subtropicale australienne.

Ghyadh et al [27] ont utilisé de l'eau et du méthanol comme fluide de travail pour réaliser l'étude expérimentale d'un système de refroidissement par absorption dans diverses conditions environnementales irakiennes (Hilla City) en juin et juillet 2019 . La température de la source de chaleur, du condenseur, de l'absorbeur et de l'évaporateur, est la propriété impliquée dans les calculs du test. Les résultats montrent que le COP du système de refroidissement par absorption variait de 0,22 à 0,38 avec une augmentation de la température dans l'évaporateur de 9,8 °C à 15,8 °C. Les températures de condensation et d'absorption sont inférieures à 45 °C tandis que la température maximale de l'eau motrice était de 85 °C. Les résultats montrent également que la température du générateur a un effet important sur les performances du système. Sur le plan thermique, une chute de température plus élevée serait obtenue à partir du système étudié à une concentration plus élevée en raison de la production d'une plus grande quantité de vapeur de réfrigérant

Après avoir fait un examen de la recherche et de nouvelles options de conception des systèmes de refroidissement à absorption solaire, Zhai et al. [28] ont conclu que, pour les bâtiments avec une charge de refroidissement élevée et une zone d'installation limitée, des systèmes de refroidissement à absorption à double effet alimentés par l'énergie solaire peuvent être envisagés à condition que l'irradiation directe soit suffisamment élevée. Par contre dans les régions chaudes et sèches qui manquent d'eau, les refroidisseurs à absorption à demi-effet et les refroidisseurs à absorption à deux étages semblent être plus adaptés aux systèmes de refroidissement à absorption solaire refroidis par air. Dans leur travail, Almasri et al. [29] ont étudié de manière critique les différentes technologies et applications de refroidissement solaire. En comparant ces différentes technologies de refroidissement solaire concernant divers paramètres essentiels, technologiques, économiques et environnementaux, ils ont déclaré que le système ABSC ( système de refroidissement solaire à absorption ) s'avère plus efficace que tous les autres systèmes de refroidissement à divers égards.

Swartman et al. [30] ont travaillé à l'Université de Western Ontario, sur un réfrigérateur à absorption solaire en utilisant de l'ammoniac comme fluide de travail et deux absorbants différents, de l'eau et, plus tard dans le même appareil, du thiocyanate de sodium. Les résultats expérimentaux ont montré que l'absorbant-réfrigérant  $\text{NH}_3 / \text{NaSCN}$  a de meilleures performances que le couple  $\text{NH}_3 / \text{H}_2\text{O}$ . De plus, le  $\text{NH}_3 / \text{NaSCN}$  offre des coûts

d'équipement inférieurs car il ne nécessite pas de colonne de rectification pour empêcher l'absorption de l'absorbant transporté vers le condenseur.

Une simulation informatique pour l'étude des performances d'un système de refroidissement solaire à absorption à cycle ouvert fonctionnant dans une zone chaude et humide, Taiwan, a été réalisée par Yang et Wang [31]. Selon cette étude, le système de refroidissement solaire à absorption à cycle ouvert fonctionnerait bien même dans les climats humides.

Altun et Kilic. [32] en étudiant les performances d'un système de refroidissement par absorption à simple effet assisté par l'énergie solaire dans les conditions météorologiques de Mugla, Trabzon, Izmir, Konya, Canakkale et Istanbul en Turquie, ont constaté que l'utilisation du fichier de données externe existant dans la bibliothèque du logiciel TRNSYS avec une réduction de la capacité ne donnerait pas de résultats réalistes pour différentes conditions de fonctionnement. Par conséquent, les auteurs pour obtenir des résultats plus précis, ont développé un modèle à l'aide du logiciel EES qui a été validé par la suite.

Said et al.[33] ont testé avec succès le fonctionnement d'un système frigorifique solaire à absorption à ammoniac-eau dans les conditions climatiques existant sur le site d'installation à Dhahran en Arabie saoudite. Les performances du refroidisseur à absorption ainsi que les performances du champ de capteurs solaires ont été analysées expérimentalement. Plusieurs mesures ont été effectuées dans une gamme de températures de travail. A 115/23/-2 (°C), représentant les températures de fonctionnement de l'entrée du générateur, de l'entrée du condenseur/absorbeur et de la sortie de l'évaporateur, une puissance frigorifique de 10,5 kW avec un coefficient de performance (COP) de 0,71 a été atteinte. À 140/45/-4 (°C), le refroidisseur produisait de la glace même à une température de rejet de chaleur élevée avec une capacité de refroidissement de 4,5 kW et un COP de 0,42.

Dans la combinaison d'analyse thermo-économique et d'optimisation multi-objectifs d'un système de refroidissement à absorption solaire ammoniac-eau à effet unique de 10 kW de Asadi et al. [34] le rendement exergétique s'avère être directement proportionnel à la température d'eau chaude à l'entrée du générateur, alors qu'il varie inversement par rapport à la température de l'évaporateur.

Dans l'expérience de Aguilar-Jiménez et al.[35] un système de climatisation à absorption thermique solaire LiBr-H<sub>2</sub>O activé par l'énergie solaire thermique provenant d'un champ de capteurs solaires à tubes sous vide, a été mis en œuvre et analysé de manière opérationnelle dans l'école élémentaire de Puertecitos en Basse Californie au Mexique. Les résultats ont montré que le système installé est capable de satisfaire les besoins de refroidissement de l'école avec les stratégies simulées.

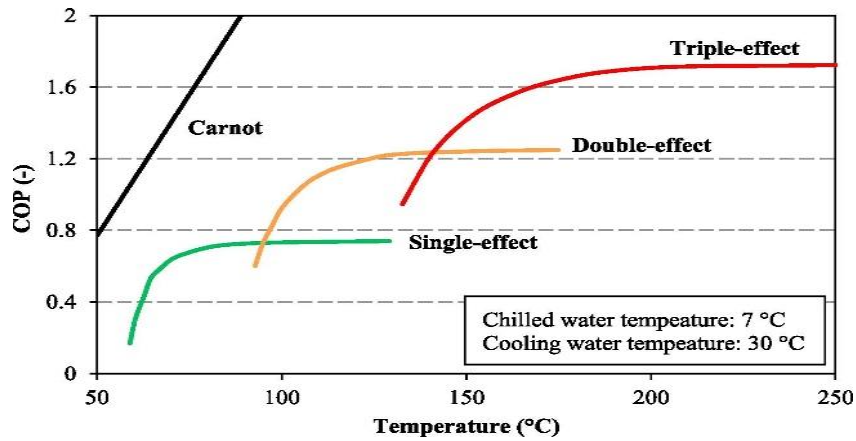
Maryami et Dehghan [36].ont comparé les systèmes de refroidissement Eau- LiBr du demi-effet au triple effets en utilisant l'analyse des première et deuxième lois, les performances thermodynamiques de ces cinq cycles à absorption ont été évaluée dans diverses conditions de fonctionnement. Le constat est que le COP et l'efficacité exergetique augmentent du demi-effet au triple effet.

Dans la littérature, plusieurs auteurs ont abordé le concept du refroidissement solaire par absorption. L'objectif de cette revue bibliographique n'étant pas de les énumérer tous, les plus significatives publications pour ce travail, qui ont été citées, portent sur l'évaluation de l'effet des conditions de fonctionnement sur le coefficient de performance (COP), l'analyse énergie/exergie, la conception, et l'optimisation des systèmes d'absorption solaire.

Parmi les paires de travail les mieux connues et les plus étudiées dans ces recherches, il s'avère que, le plus courant est le couple  $H_2O$ -LiBr et le plus ancien est le couple  $NH_3$ - $H_2O$

## **II.7 Classification des refroidisseurs à absorption solaire**

Une des classifications des refroidisseurs à absorption est basée sur le nombre d'effets. L'efficacité de ces systèmes augmente à mesure que le nombre d'effets augmente. « Effet » signifie le nombre de générateurs utilisés pour produire le refroidissement, par exemple, un générateur est utilisé dans un système à simple effet, et deux sont utilisés dans un système à double effet. L'augmentation du nombre d'effets permet d'utiliser plus efficacement la chaleur de faible qualité ou perdue selon Dincer et Rosen [37]. Mais d'après Fan et al [38] la majorité des systèmes à absorption sont à simple effet, avec des capteurs solaires plans à basse température ou tubulaires sous vide ordinaires disponibles sur le marché, même si des recherches récentes comme celle de Gomri. [39], montrent qu'il existe également des systèmes à double effet, disponibles sur le marché, avec un COP thermique de l'ordre de 1,0 à 1,2, et des systèmes à triple effet avec un COP thermique de 1,7. Ces systèmes d'absorption à effets multiples nécessitent des températures d'alimentation en chaleur plus élevées, qui peuvent être obtenues à partir de collecteurs à tubes à concentration ou à vide plus coûteux.



**Figure II-2:** niveaux de COP pour les refroidisseurs à absorption à simple, double et triple effet LiBr-H<sub>2</sub>O en fonction de la température d'alimentation en chaleur

[39]

Comme pour les autres types de refroidisseurs à absorption, il existe quelques travaux de recherche théoriques sur les refroidisseurs à absorption à demi-effet et les refroidisseurs à absorption à deux étages alimentés par l'énergie solaire. Cependant, les applications pratiques de tels systèmes n'ont pratiquement pas été rapportées.

Bref, ces systèmes d'absorption à effets multiples nécessitent des températures d'alimentation en chaleur plus élevées, qui peuvent être obtenues à partir de collecteurs à tubes à concentration ou à vide qui coûtent encore plus chers.

## II.8 Diagrammes thermodynamiques utilisés pour un cycle à absorption

Les diagrammes thermodynamiques utilisés dans un cycle d'absorption sont au nombre trois : le diagramme d'Oldham, celui de Merkel et le diagramme du réfrigérant.

### II.8.1 Le diagramme Oldham

Sur ce diagramme on peut lire les pressions aux différents points de l'installation ainsi que les concentrations en eau (fluide frigorigène) et en bromure de lithium. Les températures sont en abscisses et les pressions en ordonnées. On lit les concentrations  $X$  en axes orthogonaux comme on le voit sur la figure II-3 ;

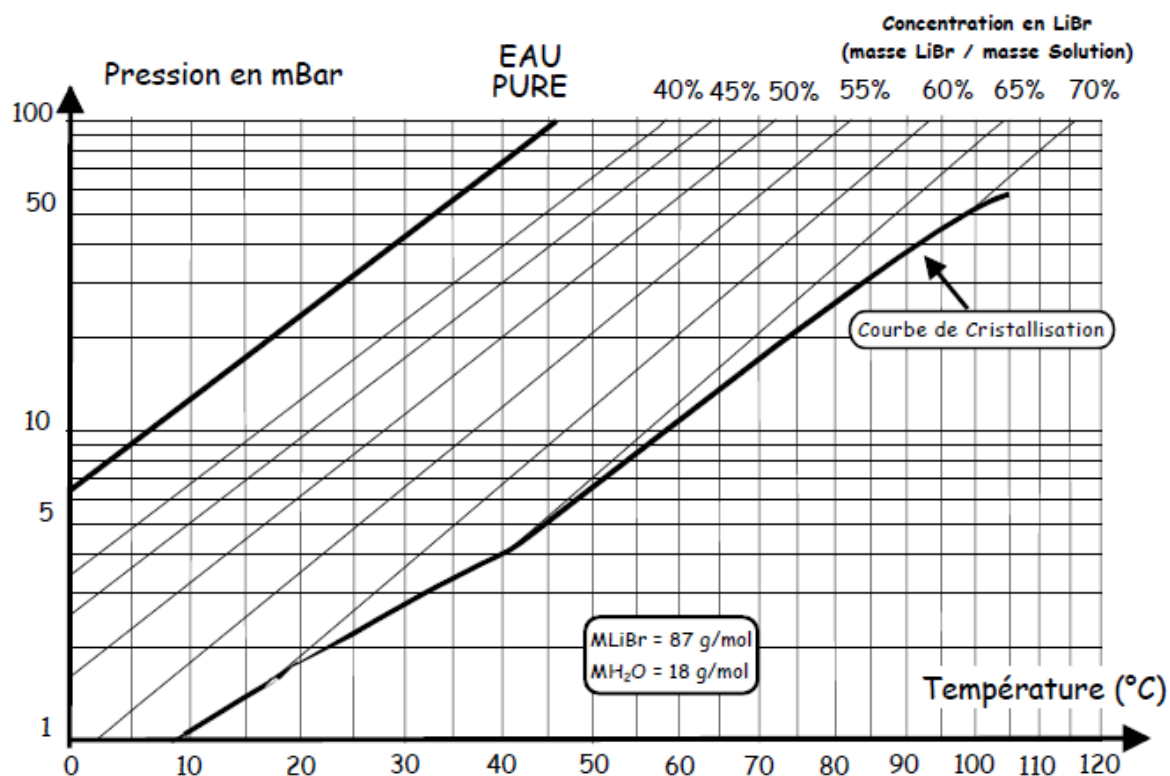


Figure II-3: Diagramme de Oldham du couple ( $H_2O - LiBr$ )

[40]

C'est sur la courbe 100% eau que se déroule le parcours du fluide frigorigène à l'état pur, du début de la condensation jusqu'à la fin de l'évaporation caractérisés par les points 7,10 correspondant chacun à la haute et basse pression, l'eau arrivée à l'absorbeur se mélange avec le bromure de lithium à basse pression l'absorption est exothermique ce qui s'explique par l'élévation de la température on se trouve donc sur le point 1, le pompage de la solution riche en eau se fait à concentration constante jusqu'au point 3, la chaleur reçue par le générateur permet d'élever la température à pression constante on est donc au point 4 la solution pauvre retourne ensuite dans l'absorbeur après avoir passée par le détendeur, ce qui conduit au point 6.

### II.8.2 Diagramme de Merkel

Le diagramme de Merkel permet une étude complète de la machine à absorption, car il fournit les bilans thermiques des différents appareils du circuit par lecture directe des différences d'enthalpie. L'axe des abscisses est gradué en concentrations d'eau et l'axe des ordonnées en enthalpies.

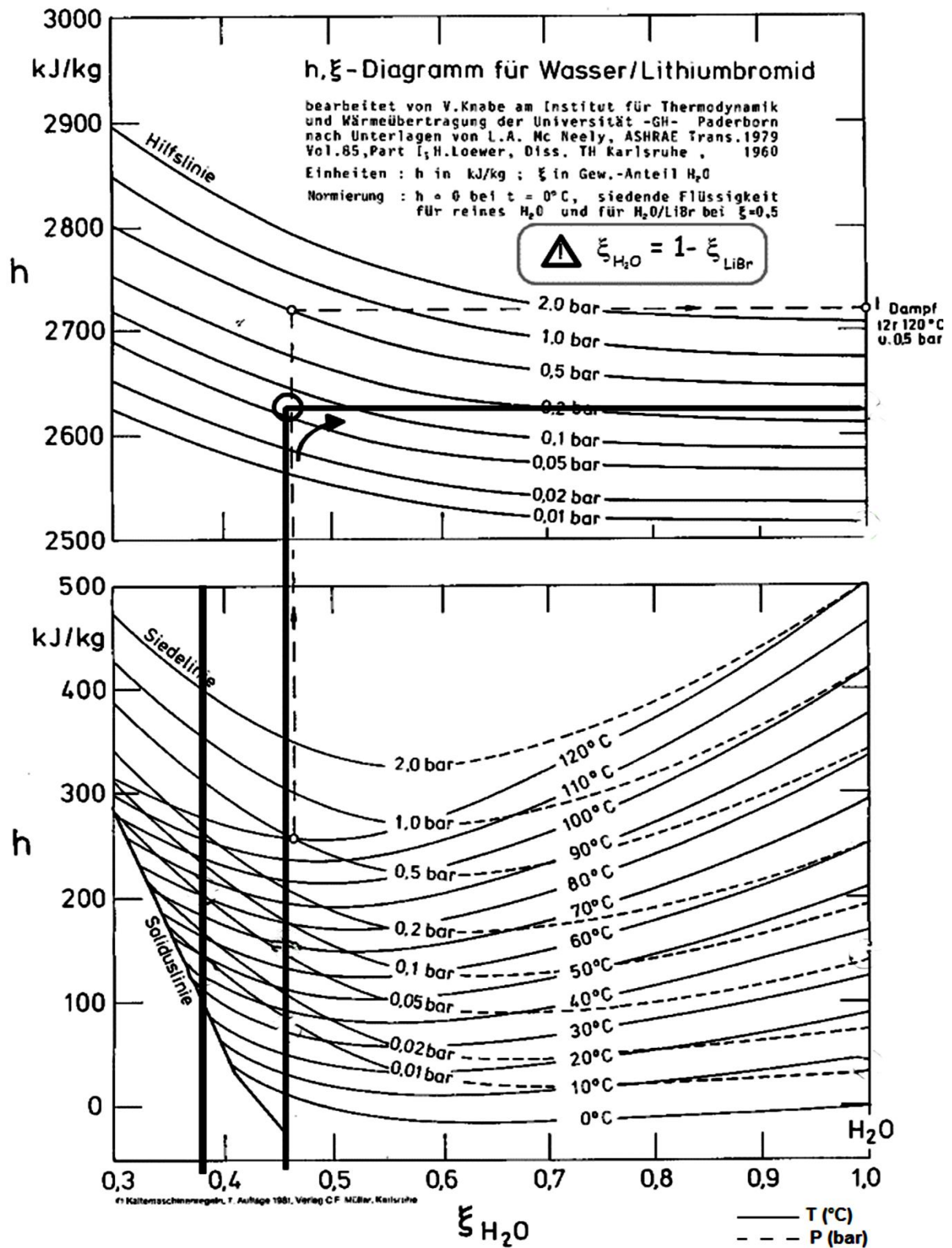


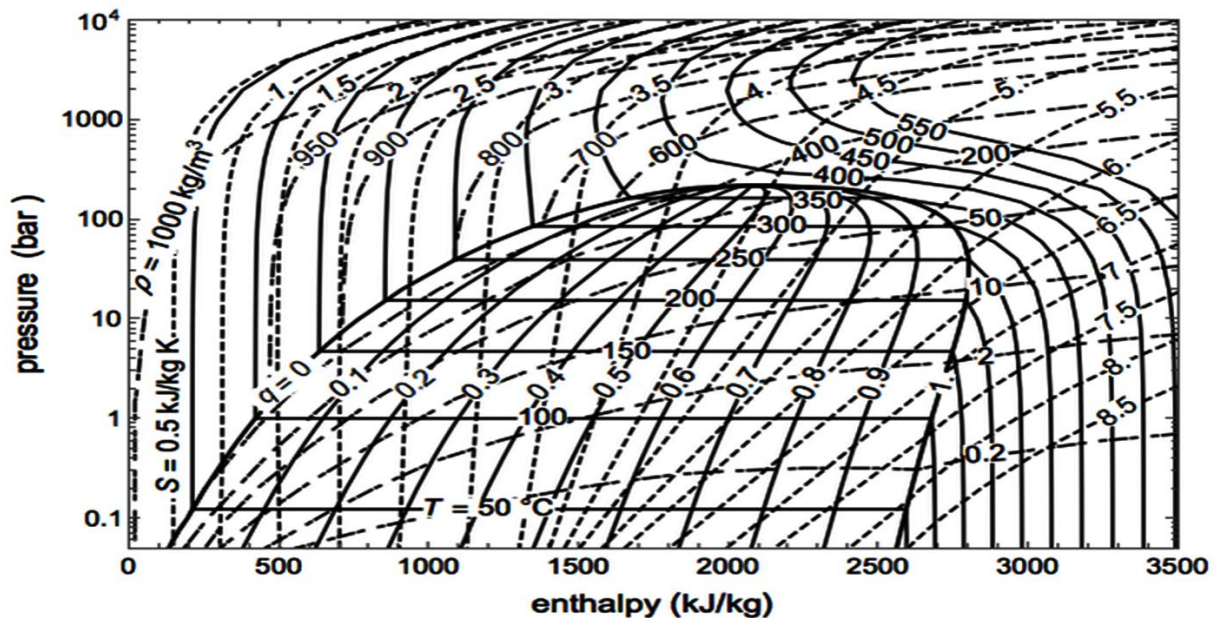
Figure II-4: Diagramme de Merkel du couple ( $H_2O - LiBr$ )

[40]

Il comporte, à la partie inférieure, des réseaux d'isothermes et d'isobares de la phase vapeur, de même que des courbes d'égale concentration de réfrigérant (eau) ; à la partie supérieure, des courbes de référence permettent, en partant d'un point d'équilibre déterminé dans la partie inférieure, de définir les caractéristiques de la phase vapeur.

### II.8.3 Le diagramme de Mollier ou bien du réfrigérant

Le diagramme de Mollier (Physicien allemand) ou enthalpique permet de comprendre le cycle frigorifique en suivant l'évolution du fluide au cours de chaque transformation, on part d'un état initial d'un fluide à un état final en déterminant les différentes enthalpies. Ce diagramme enthalpique permet de suivre l'évolution de la pression, la température, l'enthalpie, l'entropie, le volume massique et le mélange liquide-vapeur du fluide frigorigène.



**Figure II-5:** Diagramme de Mollier pour l'eau pure

En abscisse, on trouve l'échelle des enthalpies. En ordonnée, on trouve l'échelle des pressions. Les courbes de saturation se rejoignent à un point, point critique, et divisent le diagramme en trois parties :

- ✓ Zone de liquide sous refroidi
- ✓ Zone de mélange liquide + Vapeur
- ✓ Zone de vapeur surchauffée



Ces trois zones correspondent aux différents états du fluide frigorigène dans un système frigorifique. Au-dessus du point critique un changement d'état n'est plus possible.

## **II.9 Conclusion**

Les découvertes successives des inventeurs et des thermodynamiciens ont eu un grand impact sur les cycles frigorifiques à absorption. L'intérêt de ces systèmes qui peuvent fonctionner avec une énergie de faible qualité comme l'énergie solaire, réside surtout dans la simultanéité de l'ensoleillement et la demande en froid. Ce qui est une véritable aubaine pour le Sénégal.

## CHAPITRE III



### *III ANALYSE THERMODYNAMIQUE DE LA MACHINE FRIGORIFIQUE SOLAIRE A ABSORPTION DANS LES CONDITIONS CLIMATIQUES DU SENEGAL*

#### **III.1 Introduction**

Comme il a été énoncé, dans l'historique du chapitre précédent, la machine frigorifique à absorption continue fut presque immédiatement opérationnelle après son invention par Ferdinand Carré, mais son étude thermodynamique ne débuta qu'au début du 20<sup>ème</sup> siècle (en Allemagne, en Italie et en Suède notamment). Cette étude dans ce chapitre, va passer par une approche purement fondamentale avec l'élaboration d'un modèle numérique pour prédire le comportement des composants de la machine.

#### **III.2 Utilité des analyses énergétiques et exergetiques**

La thermodynamique permet de décrire le comportement, les performances et l'efficacité des systèmes de conversion de l'énergie d'une forme à une autre. L'analyse thermodynamique conventionnelle est basée principalement sur la première loi de la thermodynamique, qui énonce le principe de conservation de l'énergie. Une analyse énergétique d'un système de conversion d'énergie est essentiellement une comptabilisation des énergies entrant et sortant. L'énergie sortante peut être décomposée en produits et en déchets. Les rendements sont souvent évalués sous forme de rapports de quantités d'énergie et sont utilisés pour évaluer et comparer divers systèmes. Les centrales électriques, les appareils de chauffage, les réfrigérateurs et les stockages thermiques, par exemple, sont souvent comparés sur la base de l'efficacité énergétique ou de mesures de mérite basées sur l'énergie.

Cependant, les rendements énergétiques peuvent tromper dans la mesure où ils ne fournissent pas toujours une mesure exacte dans laquelle la performance d'un système se rapproche de l'idéal. De plus, les pertes thermodynamiques qui se produisent dans un système (c'est-à-dire les facteurs qui font dévier les performances de l'idéalité) ne sont souvent pas identifiées et évaluées avec précision par l'analyse énergétique. Parfois les résultats de l'analyse énergétique n'indiquent pas les inefficacités dans les mauvaises sections du système

L'analyse exergetique basée sur la deuxième loi de la thermodynamique permet de surmonter bon nombre des lacunes de l'analyse énergétique et est utile pour identifier les causes, les emplacements et l'ampleur des inefficacités des processus. L'exergie associée à une quantité d'énergie est une évaluation quantitative de son utilité ou de sa qualité. L'analyse exergetique

reconnait que, bien que l'énergie ne puisse pas être créée ou détruite, elle peut être dégradée en qualité, atteignant finalement un état dans lequel elle est en équilibre complet avec l'environnement et, par conséquent, inutilisable pour effectuer des tâches.

### **III.2.1 Procédure à suivre pour réaliser les analyses énergétiques et exergétiques**

La procédure suivie dans cette étude pour effectuer l'analyse énergétique et exergétique est celle proposée par Dincer et Rosen. [41], elle comprend les étapes suivantes :

- Subdivision du processus à l'étude en plusieurs sections, en fonction de la profondeur des détails et de la compréhension souhaitée de l'analyse.
- Etablissement des bilans de masse et d'énergie conventionnels sur le processus et détermination des quantités de base (par exemple, le travail, la chaleur) et des propriétés (par exemple, la température, la pression).
- Sélection d'un modèle d'environnement de référence en fonction de la nature du processus, du degré acceptable de complexité et de précision de l'analyse et des questions auxquelles des réponses sont recherchées,
- Évaluation des valeurs d'énergie et d'exergie, par rapport au modèle d'environnement de référence sélectionné.
- Etablissement des bilans exergétiques et détermination des consommations exergétiques.
- Sélection des définitions d'efficacité, en fonction des mesures de mérite souhaitées, et évaluation des valeurs des efficacités.
- Interprétation des résultats pour tirer des conclusions et faire des recommandations appropriées concernant des questions telles que les modifications de conception, les modifications de modernisation du système

### **III.2.2 Environnement de référence**

L'exergie est évaluée par rapport à un environnement de référence agissant comme un système infini, en équilibre stable, avec toutes les parties au repos les unes par rapport aux autres. Les propriétés intensives du milieu de référence déterminent en partie l'exergie d'un écoulement ou d'un système. L'exergie d'un flux ou d'un système est nulle lorsqu'il est en équilibre avec l'environnement de référence, et l'exergie de l'environnement de référence est nulle. Le milieu naturel n'a pas les caractéristiques théoriques d'un milieu de référence, car n'étant pas en équilibre avec lui-même, ses propriétés intensives présentent des variations spatiales et temporelles. Par conséquent, les modèles pour l'environnement de référence cherchent un

compromis entre les exigences théoriques de l'environnement de référence et le comportement réel de l'environnement naturel [42].

### III.2.3 Estimation de l'exergie des fluides de travail

Dans l'analyse de l'exergie, l'exergie du fluide de travail à différents points du processus doit être calculée. L'exergie d'un fluide, en l'absence d'effets électriques, magnétiques, nucléaires ou de tension superficielle, est constituée de quatre composantes : cinétique, potentielle, physique et chimique. Et, lorsque les effets cinétiques et potentiels sont négligeables, il suffit d'obtenir les composantes physiques et chimiques de l'exergie. De plus, lorsque le périmètre de l'analyse de l'exergie se limite à l'obtention de l'exergie détruite, l'application de l'équation de Gouy-Stodola est suffisante et il n'est pas nécessaire de calculer l'exergie chimique du fluide de travail. De même, si dans un processus il n'y a pas de changement dans la composition du fluide, pas de réaction chimique et pas de séparation de ses composants, le calcul de l'exergie chimique n'est pas nécessaire puisque sa valeur ne change pas.

Dans le cas de la machine à absorption, les bilans exergétiques de certains composants, où la composition du fluide de travail change, nécessitent non seulement les valeurs de l'exergie physique, mais aussi celles de l'exergie chimique [43].

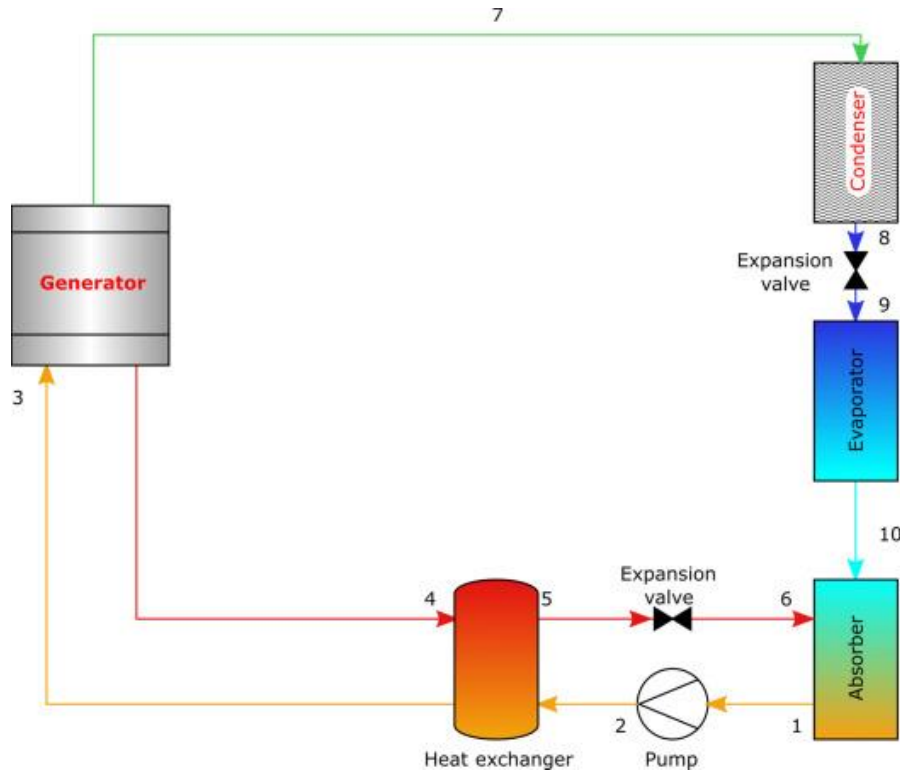
### III.3 Modélisation thermodynamique

L'analyse de la première et deuxième loi de la thermodynamique, appliquée à ce cycle à absorption  $H_2O/LiBr$  simple effet avec un échangeur de solution, est faite en utilisant les conditions et hypothèses suivantes :

- Les températures dans les échangeurs (générateur, condenseur, évaporateur et absorbeur) sont supposées uniformes sur tout le volume considéré
- La solution riche en fluide frigorigène à la sortie de l'absorbeur est un liquide saturé à la température et à la concentration dans l'absorbeur.
- La solution pauvre en fluide frigorigène quittant le générateur est à une concentration liée par une relation d'équilibre à la pression et à la température du générateur.
- Le fluide frigorigène sortant du condenseur est pris comme étant liquide saturé à la température et la pression correspondante.
- Le frigorigène, à la sortie de l'évaporateur, est à l'état de vapeur saturée à la température et à la basse pression de l'évaporateur.
- Les détenteurs sont supposées isenthalpiques.
- Les pertes de charge sont supposées négligeables.

### III.3.1 Analyse énergétique

La modélisation de la machine est faite sur la base des lois de conservation de la masse et de l'énergie en prenant le volume de contrôle sur chacun des composants : générateur, condenseur, évaporateur, échangeur de chaleur et absorbeur qui sont les principaux composants du cycle.



**Figure III-1** : Schéma illustratif du cycle avec numérotation des entrées/sorties de ses principaux éléments

#### Bilan énergétique :

$$\frac{dE}{dt} = (\sum \dot{Q}_e - \sum \dot{Q}_i) + \sum \dot{W} + \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_i h_i + \dot{m} \left( \frac{v^2}{2} + gz \right) \quad (1)$$

#### Hypothèses

1. Régime permanent ;
2. Variation d'énergies cinétique et potentiel négligeable.

Ainsi l'équation (1) devient,

$$\sum \dot{Q} + \sum \dot{W} = \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_i h_i \quad (2)$$

#### Bilan massique :

$$\frac{dm}{dt} = \sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_e \quad (3)$$

Le régime étant permanent, il convient d'écrire,

$$\sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_e = 0 \quad (4)$$

Indices :  $e = exit (sortie)$  et  $i = inlet (entrée)$

Convention de signes : l'énergie reçue est *positive*, l'énergie cédée est *négative*

Pour chaque *composant* ( $j$ ) de la machine, les bilans massique et énergétique sont présentés comme suite :

$$\dot{Q}_j = \dot{m}_{ref} q_j \quad (5)$$

$$\dot{m}_w = \dot{m}_s + \dot{m}_{ref} \quad (6)$$

#### Absorbeur

$$q_{Ab} = (h_{10} - h_1) + f(h_6 - h_1) \quad (7)$$

$$\dot{m}_{10} + \dot{m}_6 - \dot{m}_1 = 0 \quad (8)$$

#### Générateur

$$q_G = (h_7 - h_3) + f(h_4 - h_3) \quad (9)$$

$$\dot{m}_3 - \dot{m}_4 - \dot{m}_7 = 0 \quad (10)$$

#### Condenseur :

$$q_{Cd} = (h_7 - h_8) \quad (11)$$

$$\dot{m}_7 - \dot{m}_8 = 0 \quad (12)$$

#### Evaporateur :

$$q_{Ev} = (h_{10} - h_9) \quad (13)$$

$$\dot{m}_9 - \dot{m}_{10} = 0 \quad (14)$$

#### Echangeur de chaleur

On suppose qu'on peut obtenir les états d'équilibre thermique et que la puissance thermique est égale à la quantité de chaleur cédée par un fluide et reçue par l'autre fluide :

$$q_{SHE} = f(h_4 - h_5) \quad (14)$$

$$(\dot{m}_2 + \dot{m}_4) - (\dot{m}_3 + \dot{m}_5) = 0 \quad (15)$$

Le ratio de circulation de la solution,  $f$  est défini par le rapport du débit massique de la solution pauvre en réfrigérant au débit massique du réfrigérant.

$$f = \frac{\dot{m}_w}{(\dot{m}_w - \dot{m}_s)} \quad (16)$$

Le coefficient de performance (COP) est défini par le ratio de la puissance absorbée par l'évaporateur sur la puissance fournie au générateur plus la puissance de la pompe de solution :

$$COP = \frac{\dot{q}_{ev}}{\dot{q}_G + \dot{w}_{pump}} \quad (17)$$

### III.3.2 Analyse exergetique

Une analyse exergetique, similaire à une étude antérieure menée par Grosu et al. [44] est réalisée avec les paramètres suivants, considérés comme environnement de référence :  $P_0 = 101,4 \text{ kPa}$  et  $T_0 = 20 \text{ °C}$  en France,  $T_0 = 30 \text{ °C}$  au Sénégal.

#### Bilan exergetique :

$$\frac{dEx}{dt} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} + \sum \dot{W} + \sum \dot{m}_i ex_i - \sum \dot{m}_e ex_e - I \quad (18)$$

$$ex = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (19)$$

L'indice 0 représente l'état de référence, les termes  $ex_i$  et  $ex_e$ , étant respectivement les exergeries spécifiques à l'entrée et à la sortie d'un composant

En régime permanent, on obtient :

$$I = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} + \sum \dot{W} + \sum \dot{m}_i ex_i - \sum \dot{m}_e ex_e \quad (20)$$

Où  $I$  représente la destruction d'exergie,  $\sum \dot{m}_i ex_i$  et  $\sum \dot{m}_e ex_e$  sont les flux d'exergie accompagnant le débit massique qui entre et sort d'un volume de contrôle respectivement, le terme  $\sum \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q}$  représentant le flux l'exergie associé au transfert de chaleur et  $\sum \dot{W}$  la puissance mécanique échangée depuis ou vers le volume de contrôle.

Evaporateur :

$$P_{rev} = \dot{Ex}_{18} - \dot{Ex}_{17} \quad (21)$$

$$F_{ev} = \dot{Ex}_{10} - \dot{Ex}_9 = \dot{m}_{ref}(ex_{10} - ex_9) \quad (22)$$

$$ex_i = (h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0) \quad (23)$$

$$\dot{Ex}_i = \dot{m}_i * ex_i \quad (24)$$

Ainsi l'efficacité exergetique et la destruction de l'exergie de l'évaporateur sont calculées comme suite :

$$I_{ev} = F_{ev} - P_{rev} \quad (25)$$

Condenseur :

$$P_{rcd} = \dot{Ex}_7 - \dot{Ex}_8 \quad (26)$$

$$F_{cd} = \dot{Ex}_{16} - \dot{Ex}_{15} \quad (27)$$

Générateur :

$$P_{rG} = \dot{E}x_7 + \dot{E}x_4 + \dot{E}x_3 + \dot{m}_4 (ex_4^{CH} + ex_3^{CH}) \quad (28)$$

$$F_G = \dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{12} + \dot{m}_7 (ex_3^{CH} + ex_7^{CH}) \quad (29)$$

$$I_G = F_G - P_{rG} \quad (30)$$

Absorbeur :

$$F_{ab} = \dot{E}x_{10} + \dot{E}x_6 + \dot{E}x_1 \quad (31)$$

$$P_{rab} = \dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{13} \quad (32)$$

$$I_{ab} = F_{ab} - P_{rab} \quad (33)$$

Echangeur de solution :

$$P_{rSHE} = \dot{E}x_3 - \dot{E}x_2 = \dot{m}_w (ex_3 - ex_2) \quad (34)$$

$$F_{SHE} = \dot{E}x_4 - \dot{E}x_5 = \dot{m}_s (ex_4 - ex_5) \quad (35)$$

$$I_{SHE} = F_{SHE} - P_{rSHE} \quad (36)$$

Le fuel exergetique du système est ce qui est consommé pour réaliser l'effet souhaité qui est le produit exergetique

$$F_{ACS} = \dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{12} \quad (37)$$

$$P_{rACS} = \dot{E}x_{18} - \dot{E}x_{17} \quad (38)$$

L'efficacité exergetique de l'ensemble du système varie selon qu'il fonctionne comme une machine frigorifique ou comme pompe de chaleur. Ici le refroidissement est le souhait recherché

$$\eta_{exACS} = \frac{F_{ACS}}{P_{rACS}} \quad (39)$$

L'amélioration maximale de l'efficacité exergetique d'un système est obtenue lorsque la perte exergetique (irréversibilité) est minimisée. En conséquence, il est utile d'employer le concept de potentiel d'amélioration exergetique lors de l'analyse de différents processus d'un système. Le potentiel d'amélioration d'un composant est une partie évitable du taux de destruction d'exergie grâce à l'amélioration technologique (conception) du composant. Ce potentiel d'amélioration sous forme de taux, noté  $\varepsilon$  est :

$$\varepsilon = (1 - \eta_{ex}) * I_{comp} \quad (40)$$

Où  $\eta_{ex}$  est le rendement exergetique de chaque composant et  $I_{comp}$  est le taux de perte d'exergie dans chaque composant du système.



### III.4 Résultats et Discussions

Dans cette partie, nous présentons les résultats expérimentaux, les comparons avec les données disponibles dans la littérature avant de procéder à l'analyse des performances de l'installation.

#### III.4.1 Représentation du cycle frigorifique avec des conditions opératoires

Le schéma du cycle d'absorption simple effet à Eau – LiBr accompagné des conditions opératoires de la présente étude est représenté sur la figure suivante,

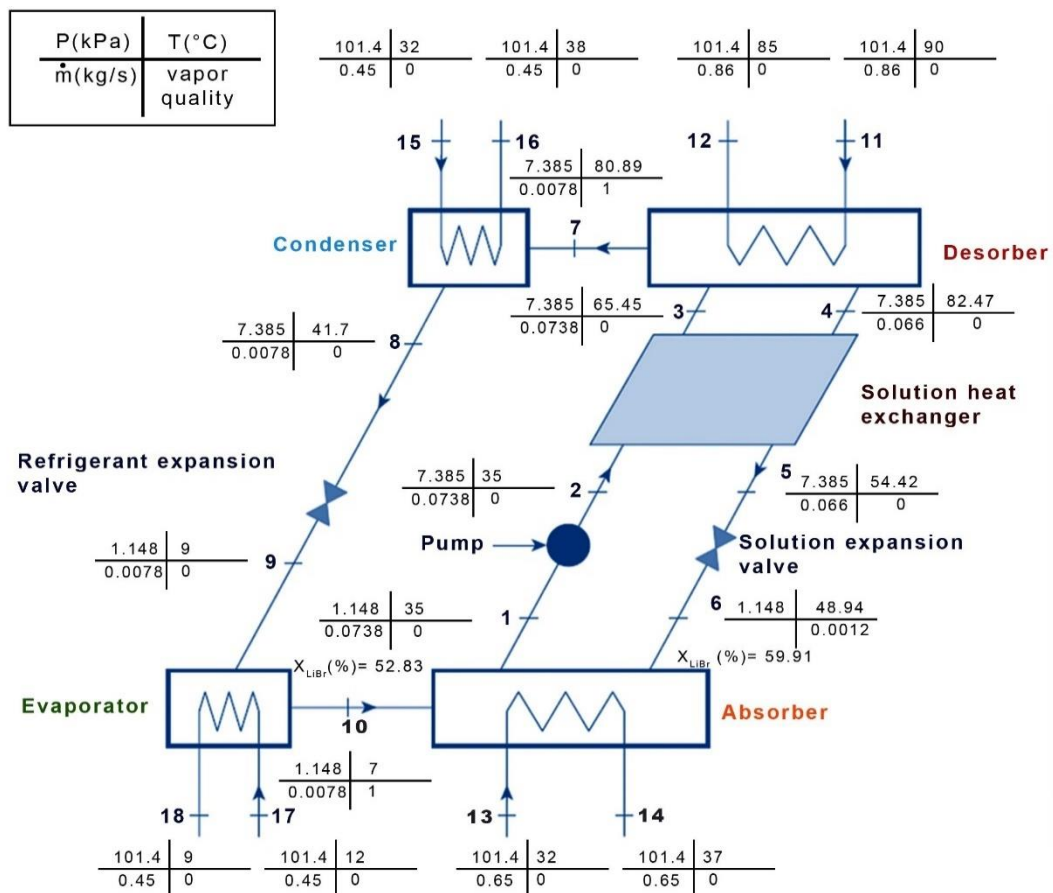


Figure III-2: Représentation du cycle d'absorption avec les conditions de fonctionnement

#### III.4.2 Validation du modèle de simulation

Afin de valider le présent modèle, les résultats de simulation de l'analyse énergétique et exergetique du présent travail ont été comparés aux données numériques disponibles rapportées par d'autres auteurs.

**Tableau III-1:** Comparaison des résultats de ce travail aux résultats d'autres auteurs

Maryami et Dehghan.[45]					Kerme et al. [46]				Présente étude			
Etat	T [°C]	x [%]	h [kJ/kg]	s[kJ/kg.K]	T [°C]	x [%]	h[kJ/kg]	s [kJ/kg. K]	T [°C]	x [%]	h[kJ/kg]	s[kJ/kg. K]
1	33	51.4	69.1	0.2223	33.14	54.3	77.0	0.2048	35	52.83	77.65	0.2267
2	33	51.4	69.1	0.2224	33.15	54.3	77.0	0.2048	35	52.83	77.66	0.2312
3	56.5	51.4	119.5	0.3797	59.25	54.3	131.5	0.3737	65.45	52.83	140.25	0.3836
4	78.7	61.3	195.9	0.4232	81.39	59.7	194.2	0.4627	82.47	59.91	195.39	0.4521
5	46.7	61.3	135.4	0.2461	50.51	59.7	134.3	0.2864	54.42	59.91	134.7	0.2735
6	51.3	61.3	135.4	0.2724	43.99	59.7	134.3	0.2476	48.94	59.91	134.7	0.2761
7	58.7	0.0	2609.4	8.543	81.39	0.0	2652.0	8.531	80.89	0.0	2648	8.545
8	33.0	0.0	138.2	0.4777	38.4	0.0	160.8	0.5508	41.7	0.0	189.6	0.5691
9	10.0	0.0	138.2	0.4908	5.67	0.0	160.8	0.5776	9.0	0.0	189.6	0.5829
10	10.0	0.0	2518.9	8.899	5.67	0.0	2510.9	9.007	9.0	0.0	2517.0	8.924

Les légères différences entre ces valeurs peuvent être attribués aux différences de conditions de fonctionnement.

Ce tableau ci-dessous, montre la destruction d'exergie des dispositifs du cycle rapportée par d'autres, avec l'équation de Gouy-Stodola et celle du présent travail. La confrontation des résultats obtenus avec les différentes approches montre que les différences appréciables se trouvent uniquement dans le générateur et l'absorbeur.

**Tableau III-2:** Destruction en (kW) dans les composants du système avec l'approche proposée par d'autres, celle de ce travail et avec l'équation de Gouy-Stodola

Composants de l'ACS	Palacios-Bereche et al. [47]	Koehler et al.[48]	Blanco-Margarita Marcos et Daniel.[43]	Oliveira et Le Goff. [49]	Gouy-Stodola	Présente étude
Absorber	0.40	0.46	0.36	0.91	0.34	0.39
SHE	0.19	0.19	0.19	0.19	0.19	0.19
Generator	0.50	0.45	0.55	-0.01	0.56	0.52
Condenser	0.38	0.38	0.38	0.38	0.36	0.38
Evaporator	0.27	0.27	0.27	0.27	0.26	0.27
Total	1.74	1.75	1.75	1.74	1.71	1.75

Selon l'approche utilisée dans ce travail et celle des autres, la destruction d'exergie est assez répartie et ne peut être minimisée dans aucun dispositif du système. Le générateur est le composant qui détruit plus d'exergie, suivi du de l'absorbeur et le condenseur.

Avec la méthode d'Oliveira et Le Goff, les résultats stipulent que les pertes d'exergie dans le générateur sont nulles, le dispositif qui détruit plus d'exergie est l'absorbeur, presque deux fois plus que le condenseur.

Dans l'évaporateur et l'échangeur de solutions les valeurs obtenues sont les mêmes qu'avec les autres auteurs.

Au niveau de ce dernier tableau, le COP ; l'efficacité exergetique et le facteur de circulation obtenus avec les mêmes conditions opératoires montrent des valeurs très proches.

**Tableau III-3:** Comparaison du COP, le facteur de circulation et l'efficacité exergetique de ce travail et ceux d'autres travaux

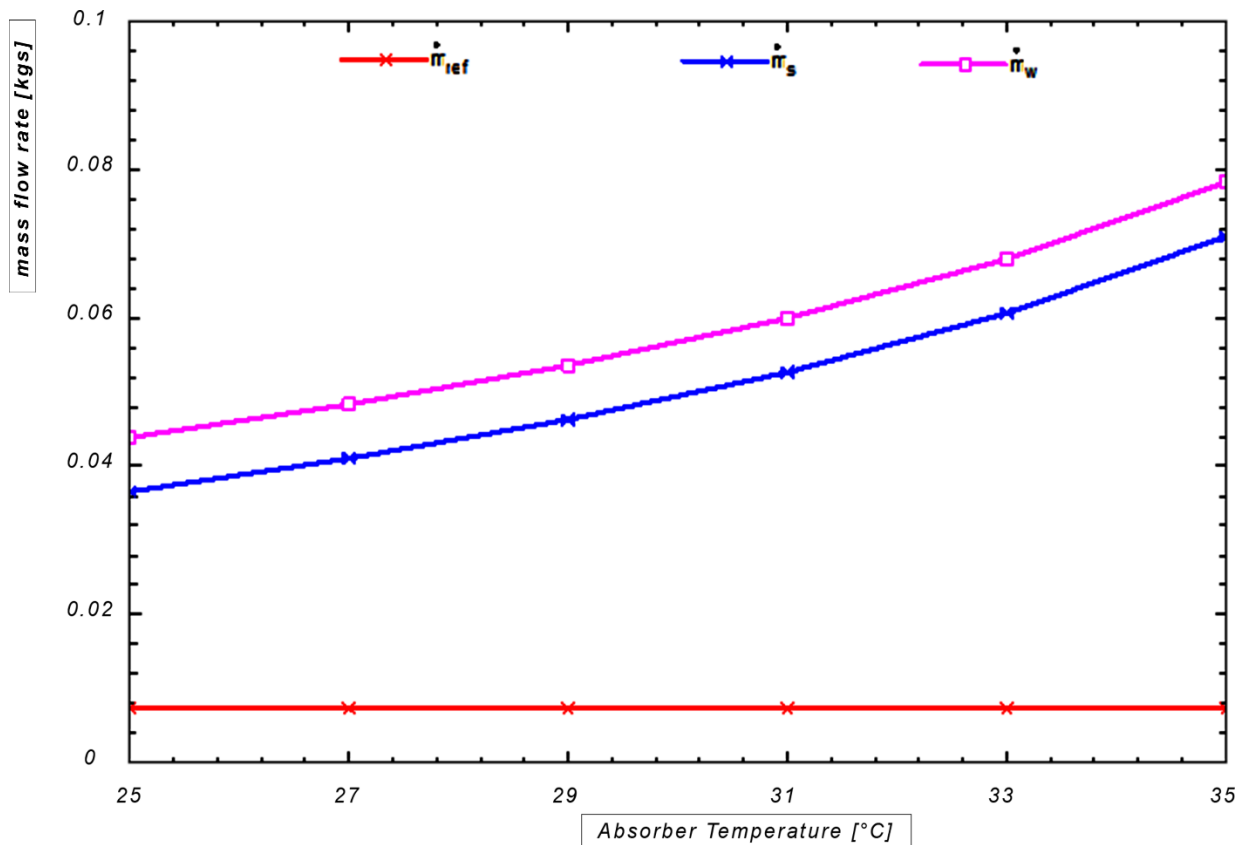
Paramètres de fonctionnement : $T_{ev} = 8 \text{ °C}$ ; $T_G = 80 \text{ °C}$ ; $T_{cd} = 42 \text{ °C}$ ; $T_{ab} = 40 \text{ °C}$			
	Présente étude	Patel et al.[50]	Kaynakli et Yamankaradeniz.[51]
$f$	13.65	---	13.54
$COP$	0.685	0.69	0.7
$\eta_{exACS}$	0.49	0.54	---

Les comparaisons des résultats de cette étude avec les données rapportées par ces auteurs que nous avons ont permis de valider notre modèle de simulation développé avec le logiciel EES.

### III.5 Effets de la Température des composants sur le système

#### III.5.1 Effet de la variation de la température de l'absorbeur sur les débits massiques des solutions forte, faible et du réfrigérant

Cette figure ci-dessous expose l'influence de la température de l'absorbeur  $T_{ab}$  sur les débits massiques des solutions forte, faible et du réfrigérant du système. Les températures de fonctionnement des dispositifs ont été fixées à  $T_G = 80 \text{ °C}$ ,  $T_{cd} = 33 \text{ °C}$ ,  $T_{ev} = 9 \text{ °C}$ . En supposant  $T_{amb} = 30 \text{ °C}$ , on fait varier la température de l'absorbeur de  $25 \text{ °C}$  à  $35 \text{ °C}$ .



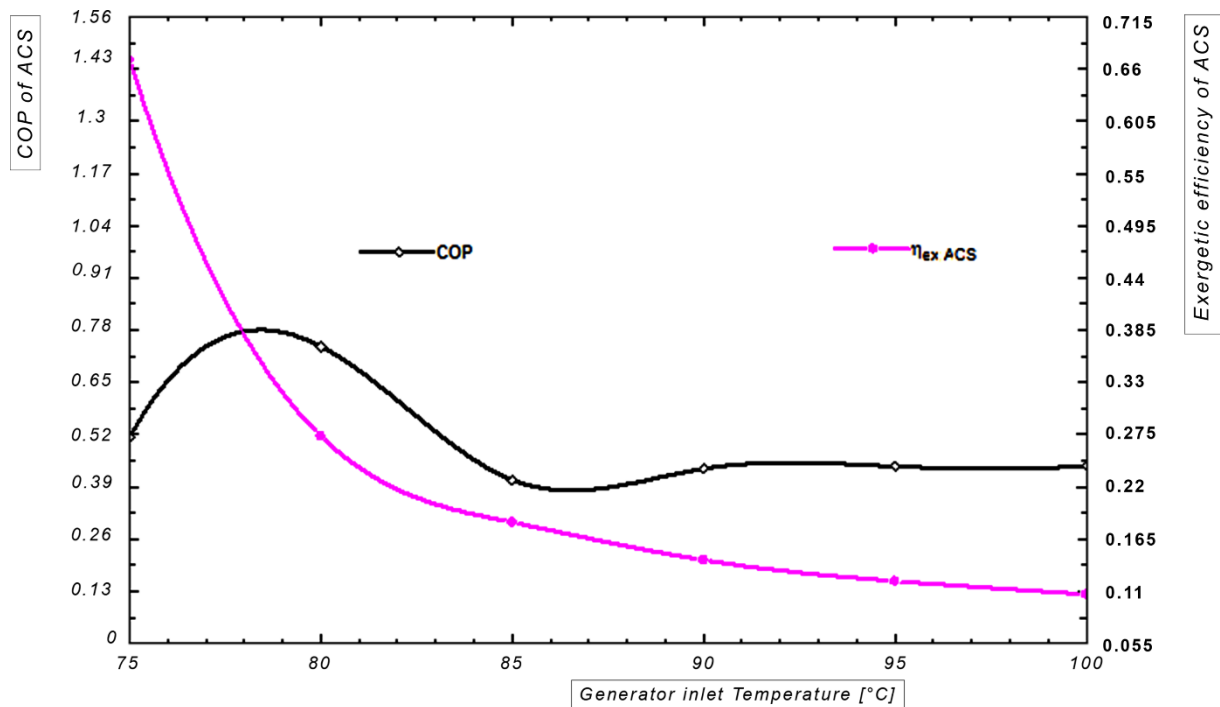
**Figure III-3:** Influence de la température de l'absorbeur sur débits massiques des solutions et du réfrigérant

Il a été observé que les débits massiques des deux solutions augmentent de la même manière lorsque la température de l'absorbeur passe de 25 °C à 35 °C, la valeur du débit croît de 0,01 / °C. L'invariance de la différence de débits des deux solutions fait que la masse du réfrigérant reste inchangée au cours du temps même si la température de l'absorbeur varie. Donc on peut déduire de cette analyse que l'augmentation de la température d'absorption entraîne une augmentation du taux de circulation, une augmentation de la demande de chaleur au niveau du désorbeur (pour une charge de refroidissement constante) et par conséquent une réduction des performances de la machine.

### III.5.2 Variation du COP et l'Efficacité exergetique en fonction de la température de la source de chaleur à l'entrée du générateur

Un échangeur thermique d'une efficacité de 0,86 est utilisé entre le générateur et l'absorbeur pour préchauffer la solution riche en utilisant la chaleur dégagée par la solution pauvre, Son intérêt étant d'augmenter le COP. On observe que ce COP augmente initialement avec l'augmentation de la température à l'entrée du générateur, puis chute quelque peu et enfin tend à se stabiliser plutôt qu'à continuer d'augmenter. Avec  $T_{ab} = T_{cd} = 31\text{ °C}$ ,  $T_{ev} = 10\text{ °C}$  et  $T_{amb} = 35\text{ °C}$ , le COP du système varie entre 0.52 et 0.78 puis de 0.78 à 0.50 en

restant quasiment constante entre 85 et 100 °C. L'efficacité exergetique à son tour fait une chute de 0.68 à 0.11 (voir la figure.III.3).



**Figure III-4:** Variation du COP et l'Efficacité exergetique en fonction de la température de la source de chaleur

IL est à noter que pour une charge de refroidissement constante, la réduction de la charge thermique du générateur entraîne une augmentation initiale du COP. Par contre, la montée de cette charge thermique du générateur s'accompagne d'une baisse marginale du COP et sa stabilité fait que la courbe du COP devient presque plate.

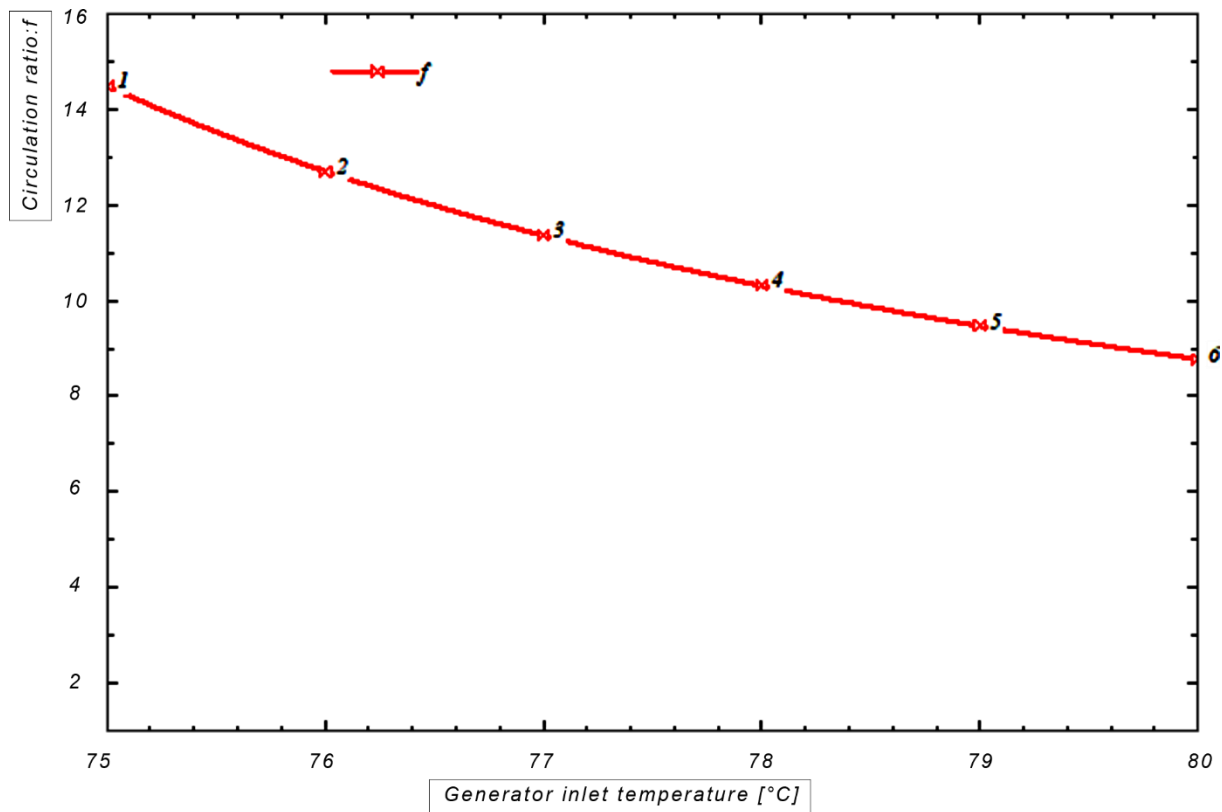
L'efficacité exergetique du système diminue considérablement et continuellement à mesure que la température du générateur augmente. La raison est que, pour des températures d'évaporateur élevées, la perte exergetique augmente avec l'augmentation de la température du générateur.

Au vu de ces résultats, il s'avère que le système fonctionnerait plus efficacement avec une perte d'exergie minimale si on fixe la température à l'entrée du générateur égale à 80 C.

### III.5.3 Influence de la température de générateur sur le facteur de circulation

L'augmentation de la température à l'entrée du générateur entraîne une diminution du taux de circulation de la solution et, par conséquent, une diminution des besoins calorifiques dans le

générateur, le condenseur et l'absorbeur. On suppose que  $T_{ab} = T_{cd} = 32\text{ °C}$ ,  $T_{ev} = 7\text{ °C}$  et  $T_{amb} = 29\text{ °C}$ .

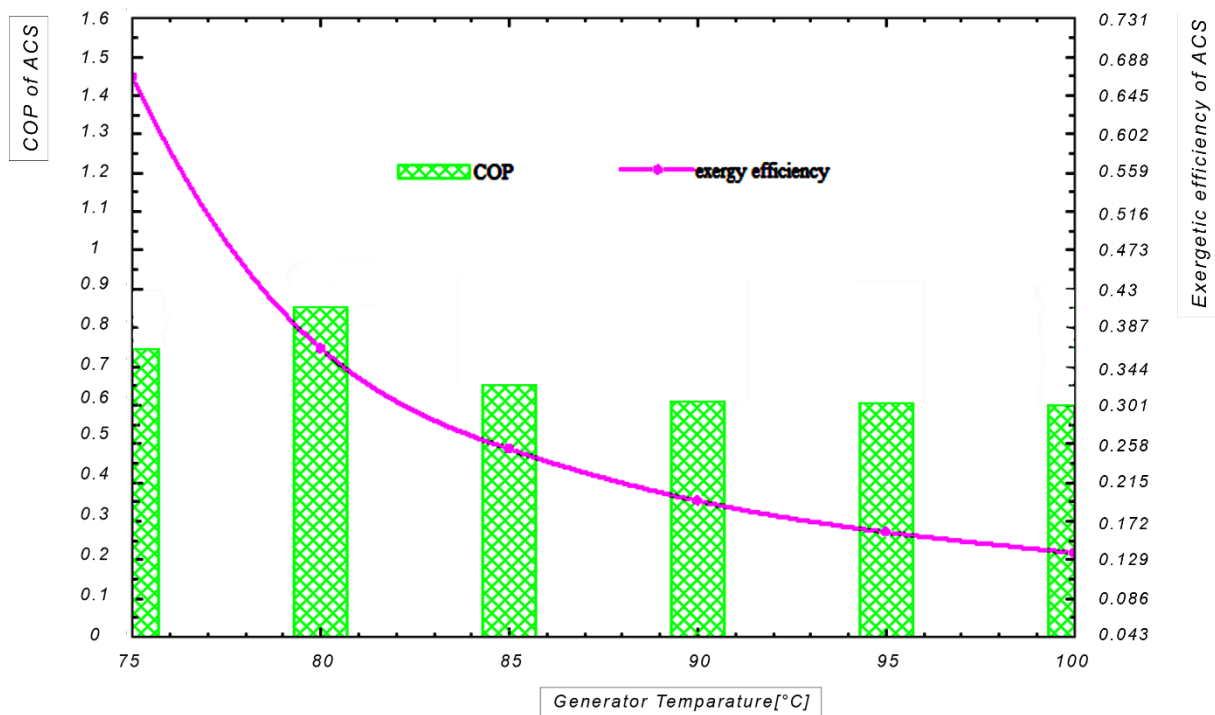


**Figure III-5:** Variation du facteur de circulation en fonction de la température du générateur

A des températures de générateur plus élevées, la réduction du taux de circulation de la solution diminue, mais la différence de température entre le générateur et la solution sous-refroidie entrant dans le générateur augmente, entraînant une augmentation des irréversibilités se produisant dans le générateur. Ainsi, l'effet positif de la diminution du taux de circulation de la solution est contrebalancé par un effet négatif de l'augmentation de la différence de température entre le générateur et la solution sous-refroidie entrant dans le générateur.

Pour pallier ce problème, il faut augmenter la température d'absorption lors que la température du générateur augmente.

### III.5.4 Effet de l'augmentation de la température du générateur sur le COP et l'efficacité exergetique.

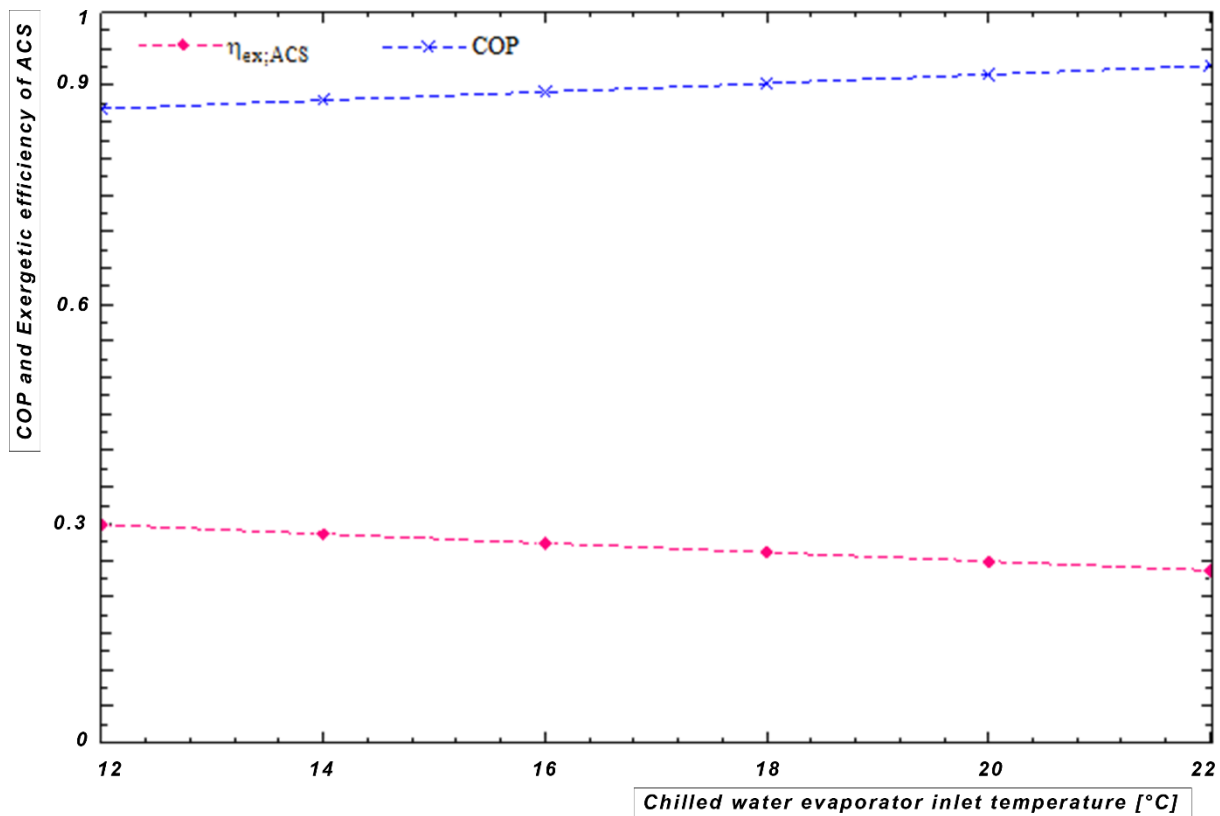


**Figure III-6:** Evolution du COP et l'Efficacité exergetique en fonction de la température du générateur

Le coefficient de performance s'améliore de 15% à mesure que la température du générateur augmente jusqu'à 80 °C, puis chute quelque peu et en fin reste pratiquement constant (0.65), au-dessus d'une certaine valeur de la température du générateur avec une température de l'absorbeur/condenseur  $T_{ab} = T_{cd} = 37\text{ °C}$ ,  $T_{ev} = 9.5\text{ °C}$  et  $T_{amb} = 43\text{ °C}$ , on note une détérioration drastique des performances de la deuxième loi. Le fonctionnement à des températures supérieures à celle-ci, se traduirait par une augmentation d'irrégularités au niveau de l'absorbeur et du condenseur, par conséquent il en résulte une baisse des performances de la machine.

### III.5.5 Effet de l'augmentation de la température de l'eau glacée à l'entrée de l'évaporateur sur le COP et l'efficacité exergetique

Contrairement au COP, l'efficacité exergetique du système diminue lorsque la température d'entrée de l'eau glacée augmente. Le système de refroidissement par absorption a une efficacité exergetique plus élevée à une température d'entrée d'eau glacée plus basse. Cela s'explique par le fait que l'eau réfrigérée à une température plus basse, a un plus grand potentiel pour créer un effet de refroidissement au même débit. Ceci compense la diminution de la puissance frigorifique associée à la première loi. Ici  $T_{ab} = T_{cd} = 37\text{ °C}$ ,  $T_G = 82\text{ °C}$  et  $T_{amb} = 33\text{ °C}$ ,



**Figure III-7:** Variation du COP et de l'efficacité exergetique en fonction de la température d'entrée de l'eau glacée

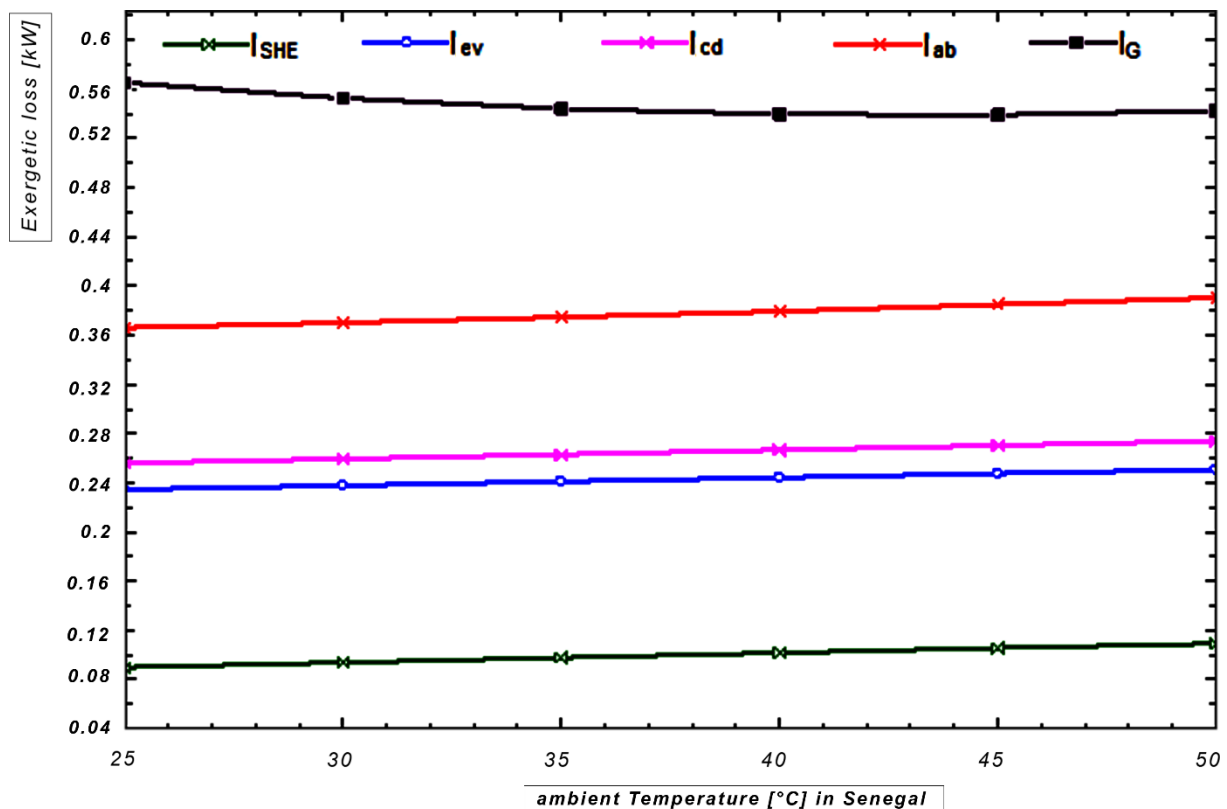
Lorsque la température d'entrée de l'eau glacée augmente, la pression dans l'évaporateur augmente de telle sorte que le transfert de chaleur augmente légèrement. L'effet de la pression dans l'évaporateur et l'absorbeur est de diminuer légèrement les fractions massiques. Globalement, la variation de température d'entrée d'eau glacée provoque des effets de température qui équilibrent l'augmentation de capacité de refroidissement de telle sorte que l'augmentation du COP soit faible.

### III.6 Effets de la température ambiante sur les performances du système

#### III.6.1 Variation de la destruction d'exergie par composant en fonction de la température ambiante

La destruction d'exergie est assez répartie et n'est négligeable dans aucun appareil. L'appareil qui détruit le plus d'exergie est le générateur, suivi de l'absorbeur, ensuite viennent le condenseur et l'évaporateur pour lesquels l'écart de cette perte d'exergie reste constante. Ces faits sont attribués aux irréversibilités associées au chauffage et au mélange de la solution LiBr-H<sub>2</sub>O présente dans le générateur et l'absorbeur qui n'a pas été trouvée dans les fluides purs à travers le condenseur et l'évaporateur. En fin l'échangeur de solution où la perte d'exergie est moindre.





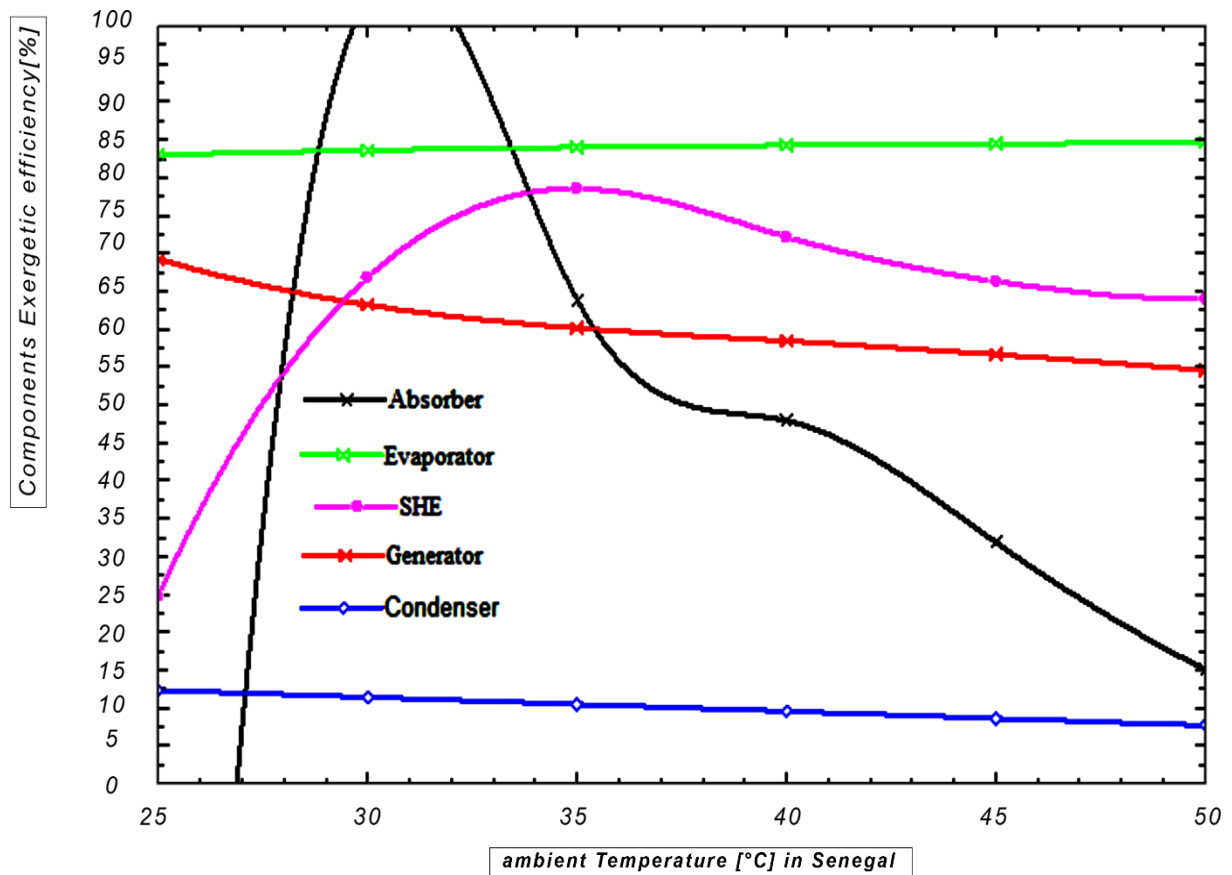
**Figure III-8:** Variation de la destruction d'exergie par composant en fonction de la température ambiante

Au vu de ces résultats obtenus en maintenant  $T_{ev} = 9\text{ °C}$  ;  $T_G = 85\text{ °C}$  ;  $T_{ab} = 39\text{ °C}$  et  $T_{cd} = 43\text{ °C}$  , il est clair que le générateur contribue fortement sur l'exergie totale détruite par la machine. Une optimisation des échanges thermiques opérant dans ce composant est donc essentielle si l'on veut réduire les pertes totales d'exergie. Une attention toute particulière doit être aussi portée sur l'absorbeur et la source de refroidissement si l'on veut améliorer les performances globales de la machine.

### III.6.2 Rendement exergetique des composants en fonction de la température ambiante

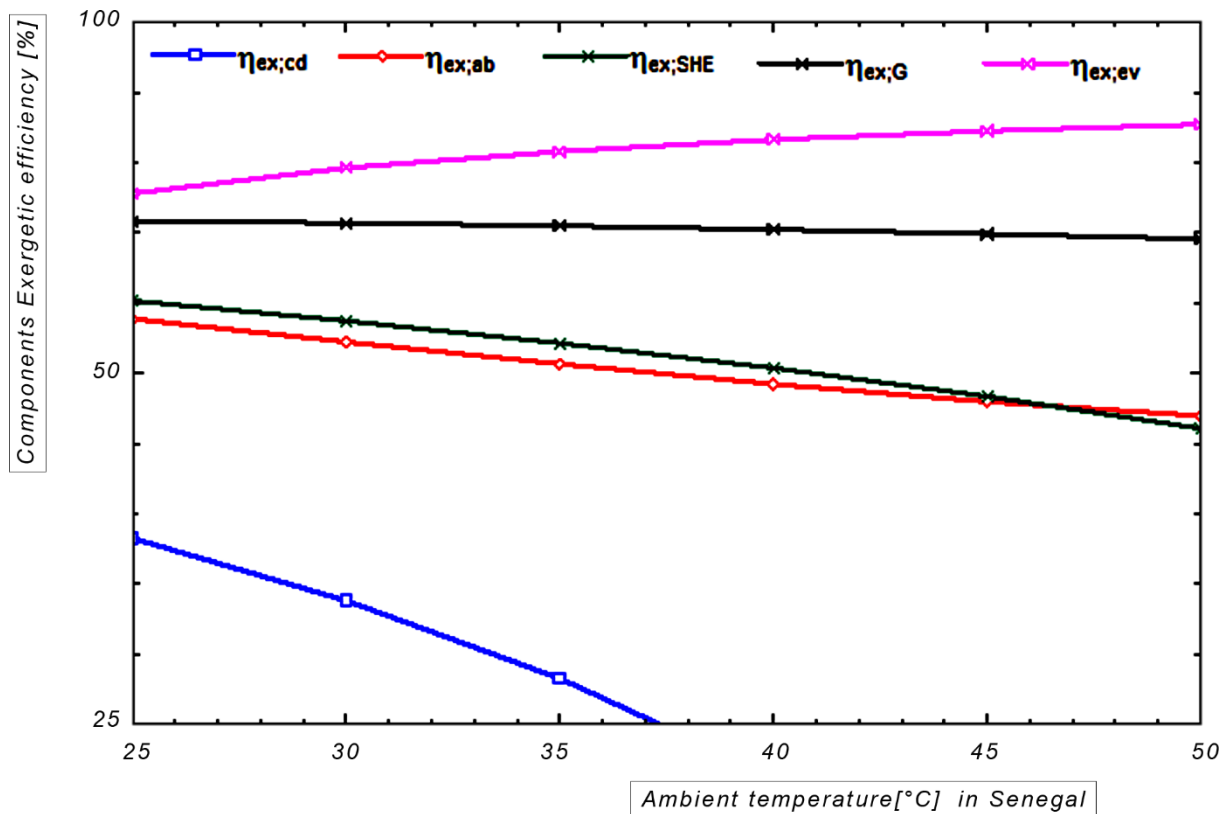
Dans cette section, tous les composants semblent avoir un comportement plus ou moins adéquat sauf l'absorbeur qui se comporterait de façon inattendue et un peu complexe. L'absorption est un processus exothermique. Donc il est impératif de refroidir l'absorbeur pour évacuer une partie de chaleur dégagée. Un faible débit de l'eau de refroidissement, ne peut quasiment pas diminuer les irréversibilités au sein de l'absorbeur. Par conséquent on peut ajuster le débit à mesure que la température ambiante augmente. Sinon une plus grande génération d'entropie se produirait en raison du mélange de flux avec des différences de température plus importantes.

Cependant la maîtrise de la chaleur prélevée des tubes de l'absorbeur est nécessaire au bon fonctionnement du système, car, malgré cet avantage concernant le transfert de matière, un refroidissement des tubes trop important empêcherait d'atteindre les températures souhaitées en sortie de l'absorbeur. Ceci pénaliserait le fonctionnement de la machine à absorption.



**Figure III-9:** Variation des Rendements exergetiques des composants avec en fonction de la température ambiante avec  $T_{ev} = 9\text{ }^{\circ}\text{C}$  ;  $T_G = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$  ;  $T_{ab} = 27\text{ }^{\circ}\text{C}$  et  $T_{cd} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$

Pour ce cas si dessous l'absorbeur est refroidi avec un débit =  $1.75\text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$  tandis le débit de refroidissement du condenseur =  $0.5\text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$  ; on observe que lorsque la température ambiante dépasse la température de condensation, avec ce faible débit d'eau de refroidissement, il n'est pas possible d'obtenir l'effet recherché.



**Figure III-10 :** Rendements exergetiques des composants en fonction de la température ambiante avec  $T_{ev} = 9\text{ }^{\circ}\text{C}$  ;  $T_G = 85\text{ }^{\circ}\text{C}$  ;  $T_{ab} = 37\text{ }^{\circ}\text{C}$  et  $T_{cd} = 36\text{ }^{\circ}\text{C}$

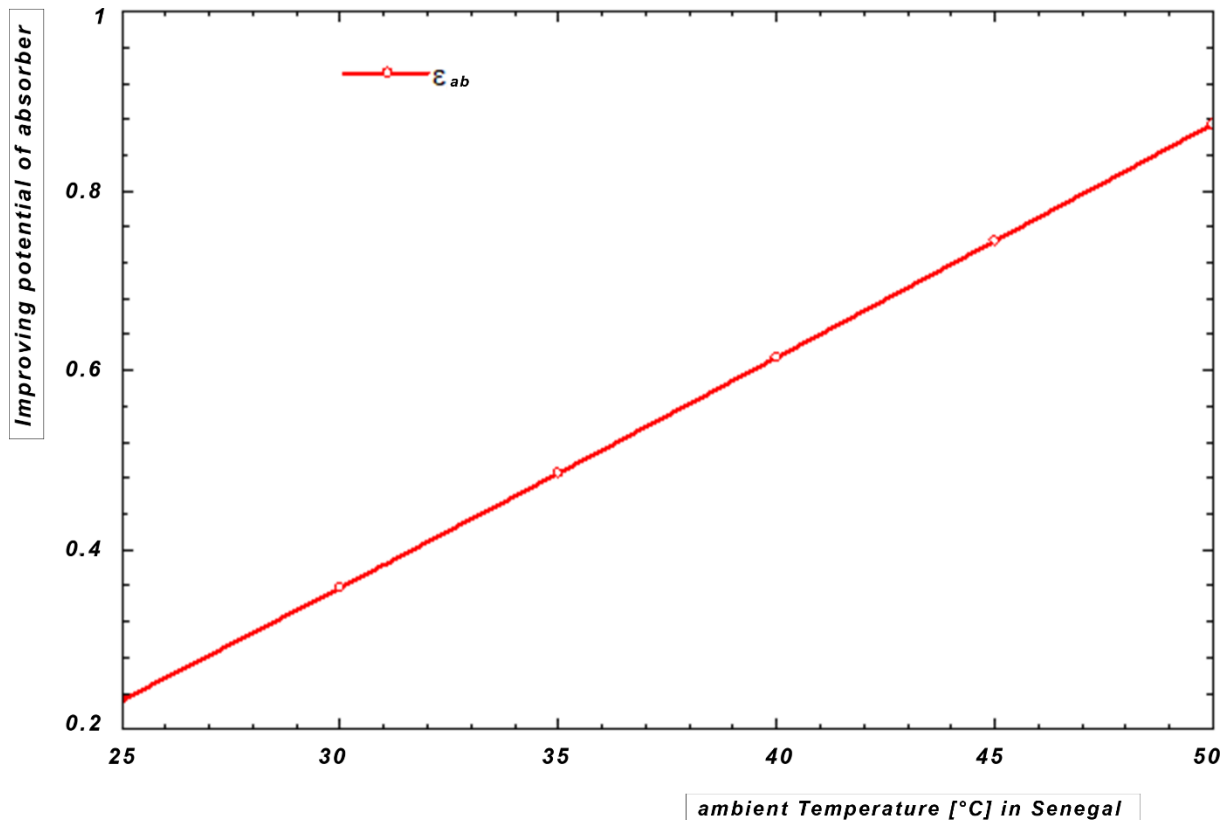
Ces deux figures montrent que la quantité de l'eau de refroidissement peut jouer un rôle sur l'amélioration du fonctionnement de l'absorbeur et du condenseur.

### III.6.3 Potentiel d'amélioration de l'absorbeur par rapport à la température ambiante

Pour  $T_{ev} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$  ;  $T_G = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$  ;  $T_{ab} = 32\text{ }^{\circ}\text{C}$  et  $T_{cd} = 36\text{ }^{\circ}\text{C}$  , on note une augmentation quasi-linéaire du potentiel d'amélioration de l'absorbeur avec l'élévation de la température ambiante. Les trois facteurs principaux pour améliorer les performances de l'absorption sont : la température, la surface d'interface entre les phases gazeuse et liquide et le temps de contact entre les phases. Lorsque la température de la phase liquide diminue, généralement la solubilité du réfrigérant dans l'absorbant augmente. En fonction de l'application du cycle à absorption, il sera plus ou moins nécessaire de contrôler la température et de récupérer d'une manière efficace la chaleur d'absorption. Si la surface d'interface est augmentée, les transferts de matière et de chaleur deviennent plus importants. La mise en contact d'un gaz avec un liquide pour le transfert de masse est une opération très importante. Une ou deux phases sont souvent réparties de façon

optimisée dans les dispositifs de contact avec le but d'améliorer le transfert de masse global par :

- L'augmentation de la surface d'interface ;
- La production d'un écoulement homogène et permettant un contact intensif entre les phases.

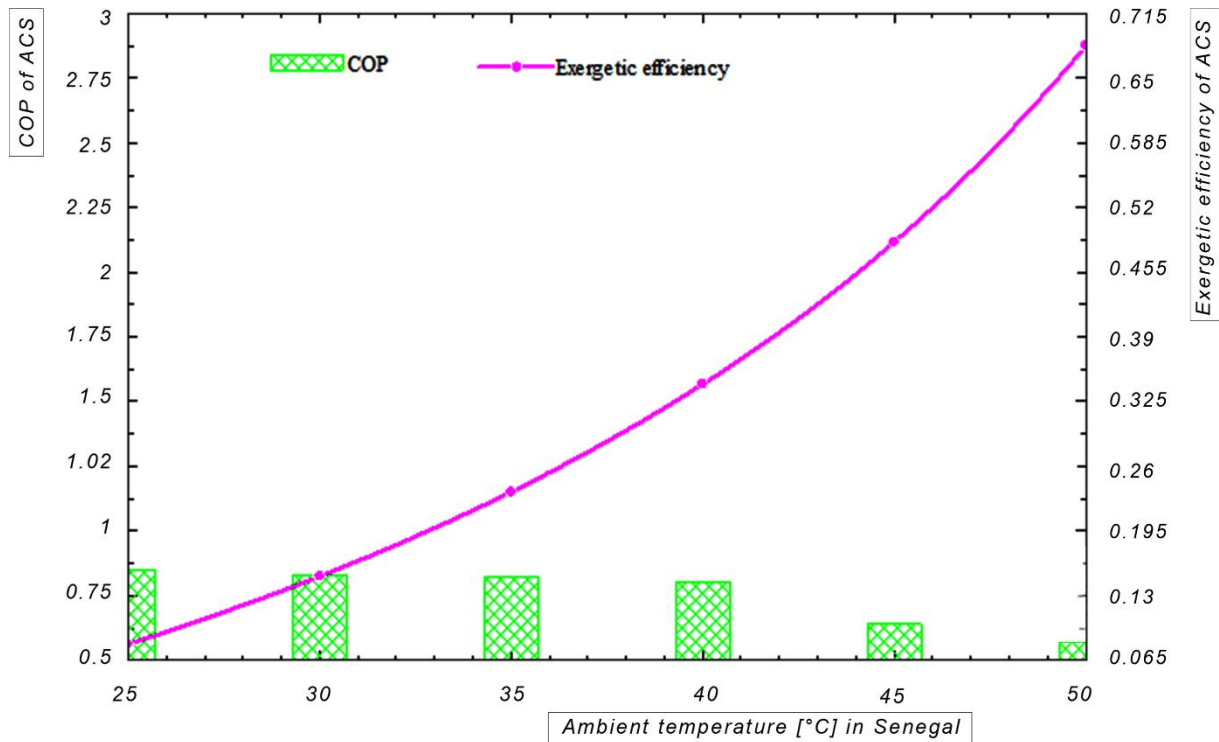


**Figure III-11:** Evolution du potentiel d'amélioration de l'absorbeur par rapport à la température ambiante

Au vu de ces résultats, il est évident que l'optimisation de la conception ou bien du fonctionnement de l'absorbeur est essentielle pour améliorer l'efficacité du système.

#### III.6.4 Variation du COP et de l'efficacité exergétique du système en fonction de la température ambiante

Pour cette partie l'absorbeur et le condenseur sont refroidis avec le même débit, on fixe les conditions de fonctionnement suivantes :  $T_{ev} = 7\text{ }^{\circ}\text{C}$  ,  $T_G = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$  et  $T_{ab} = T_{cd} = 39\text{ }^{\circ}\text{C}$  avec une efficacité de l'échangeur de solution supposée = 0.86 ; jouant un rôle important.



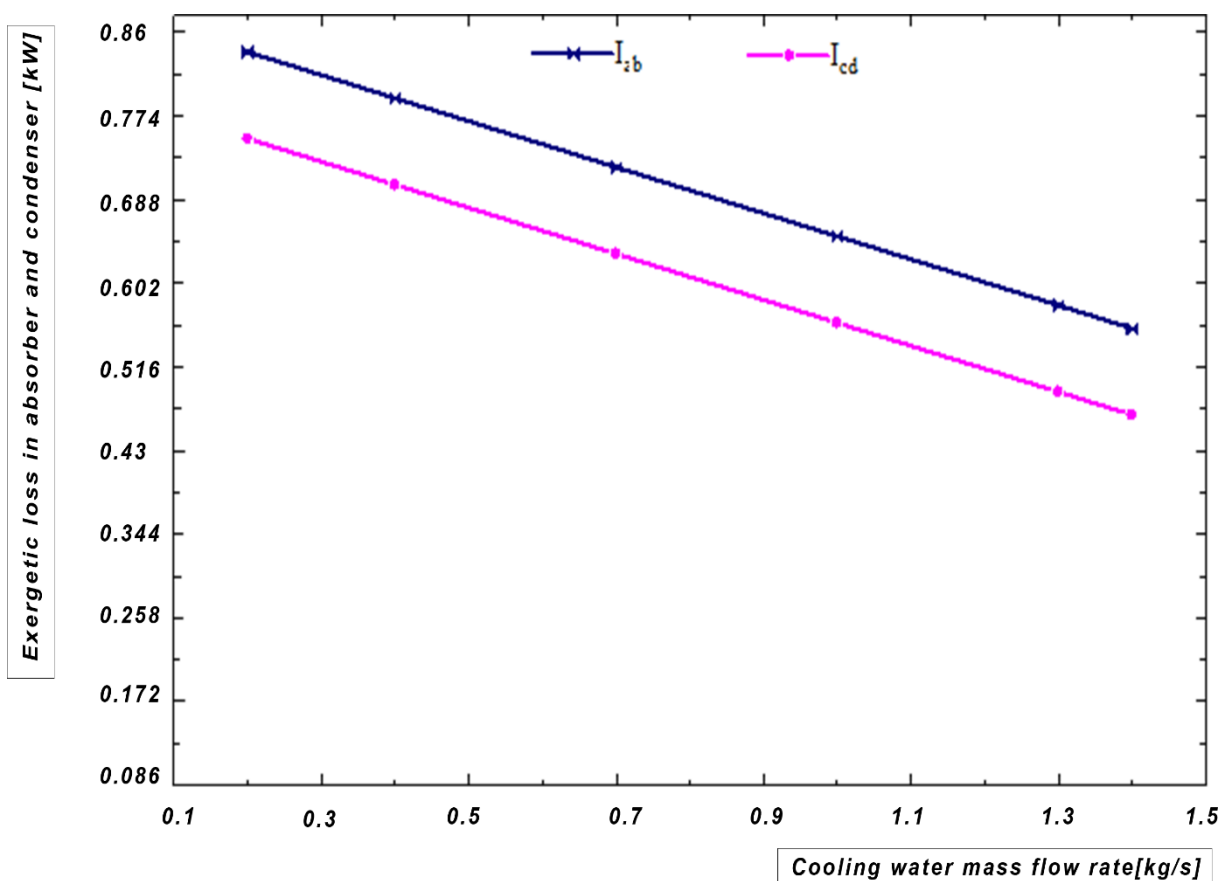
**Figure III-12:** Variation du COP et l'efficacité exergetique du système en fonction de la température ambiante

D'une part on a constaté que l'indicateur de performance de la deuxième loi s'améliore considérablement avec l'évolution de la température ambiante. La raison en est qu'avec l'augmentation de la température ambiante, la différence entre cette température ambiante et la température de l'évaporateur augmente, ce qui signifie que l'eau glacée est produite à une exergie plus élevée. Ces faits conjugués à l'augmentation simultanée des températures du condenseur et de l'absorbeur font que l'efficacité exergetique du système augmente. D'autre part pour ces mêmes raisons on note une détérioration du coefficient de performance de la première loi, dès lors que cette température ambiante dépasse la température à laquelle opèrent l'absorbeur et le condenseur, il faut donc penser à refroidir ces deux composants avec de l'eau froide pour redresser le COP.

### III.7 Variation de la destruction d'exergie par l'absorbeur et le condenseur en fonction du débit de l'eau de refroidissement

Dans cette partie, l'absorbeur et le condenseur du refroidisseur à absorption sont refroidis avec le même débit d'eau de refroidissement et fonctionnent à des températures égales, le système en opérant suivant les conditions ci-après,

$T_{ev} = 7\text{ °C}$  ,  $T_G = 80\text{ °C}$  et  $T_{ab} = T_{cd} = 39\text{ °C}$  avec  $T_{amb}$  supposée =  $35\text{ °C}$  , on observe que quand le débit de l'eau de refroidissement augmente de 0.2 à 1.4 kg/s, les pertes exergetiques des deux composants sont réduites de 42%.



**Figure III-13:** Variation de la destruction d'exergie dans l'absorbeur et le condenseur en fonction du débit de l'eau de refroidissement

De plus pour chaque valeur fixée du débit d'eau de refroidissement, l'exergie détruite dans l'absorbeur dépasse celle perdue dans le condenseur de  $0,089 \text{ kW}$ . Cette différence peut être attribuée aux irréversibilités associées au chauffage et au mélange de la solution  $H_2O-LiBr$  présente dans le générateur, qui n'a pas été trouvée dans les fluides purs à travers le condenseur. C'est qu'il faut retenir, c'est que si l'absorbeur et le condenseur fonctionnent à des températures égales le système aura les meilleures performances, d'où la nécessité de refroidir ces deux éléments avec le même débit d'eau de refroidissement.

### **III.8 Recommandations pour mieux adapter le système au climat du Sénégal**

Pour favoriser le fonctionnement sous le climat du Sénégal, les constructeurs des machines à absorption doivent prendre en compte les aspects suivants :

- a) Introduire initialement dans le groupe une solution peu concentrée en sel. Cela va faciliter la séparation des produits au générateur et permettra de produire plus de réfrigérant.
- b) Encadrer les valeurs nominales des températures et débits de fluide par des fourchettes de tolérance assez grandes qui autorisent des fluctuations de l'apport énergétique, pour un bon fonctionnement du système avec une source de chaleur dont la disponibilité est parfois fortement aléatoire.
- c) Concevoir un système de refroidissement à eau qui est disponible en abondance
- d) Définir des surfaces d'échange au condenseur, à l'absorbeur et à l'évaporateur pour diminuer la température de refroidissement et par conséquent améliorer les performances du refroidisseur.

Au-delà de la conception et la modification des composants du système, il faut aussi jouer sur les conditions opératoires pour un fonctionnement meilleur de la machine frigorifique à absorption solaire au Sénégal.

### **III.9 Conclusion**

Dans ce chapitre, avec analyse de l'installation basée sur le premier et le second principes de la thermodynamique, nous avons su identifier et quantifier les pertes de performances de la machine frigorifique à absorption. Il ressort de cette analyse que ce genre de refroidisseur fonctionnerait bien au Sénégal surtout après optimisation de soit sa conception, soit son fonctionnement. Le niveau de température de la source chaude est un paramètre important pour l'exploitation de ce de rafraîchissement solaire. Il est évident que l'augmentation du COP suppose généralement une augmentation de la température de la source chaude jusqu'à une valeur optimale. Ce pendant la température d'absorption et la température du bouilleur doivent varier de proportionnellement pour éviter que leur écart soit trop élevé. Ainsi, pour une installation simple effet, une température du générateur de l'ordre de 80°C est suffisante. La cristallisation de la solution doit être évitée par un contrôle de la température de refroidissement. Dans les climats extrêmement chauds ou humides, il peut arriver qu'on ait des difficultés à maintenir la température de l'eau de refroidissement dans la plage souhaitée, dans ce cas la machine doit être éteinte temporairement pour éviter tout dommage interne.

## ***CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES***

Lors de l'analyse énergétique et exergetique d'une machine frigorifique solaire à absorption simple effet Eau- LiBr dans les conditions météorologiques, pour avoir une vision sur les performances du système ou des composants, les observations suivantes ont été faites :

La diminution de la valeur de la température de l'absorbeur fait baisser la température optimale du générateur et augmente le COP et le rendement exergetique ;

L'augmentation de la température de l'évaporateur augmente le COP mais réduit l'efficacité exergetique ;

L'augmentation de la température ambiante de 25 à 50 °C améliore considérablement le rendement exergetique et provoque une légère chute du COP ;

Contrairement à l'illustration de l'analyse énergétique, l'augmentation de la température du bouilleur diminue strictement l'efficacité de la seconde loi ;

Les performances de la machine ont été évaluées aussi sur la base du facteur de circulation qui est une mesure de la taille et du coût du système

Les résultats obtenus ont permis d'identifier l'emplacement des pertes et des irréversibilités lors de son fonctionnement. Il ressort de cette étude que l'absorbeur est le composant principal qui pourrait être repensé et adapté aux conditions de fonctionnement pour améliorer les performances du cycle. Le générateur également est susceptible d'être optimisé, par contre il convient de noter que la minimisation des irréversibilités d'un composant peut entraîner une détérioration des performances d'un autre.

Les limitations imposées aux températures de fonctionnement du système suite à des mesures préventives pour éviter la cristallisation peuvent imposer des contraintes opérationnelles. L'utilisation des additifs chimiques pour déplacer la ligne de cristallisation vers des températures plus élevées peut faire faire l'objet d'une étude ultérieure.



## BIBLIOGRAPHIE

- [1] G. F. Hundy, A. R. Trott, et T. C. Welch, « Chapter 2 - The Refrigeration Cycle », in *Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps (Fifth Edition)*, G. F. Hundy, A. R. Trott, et T. C. Welch, Éd. Butterworth-Heinemann, 2016, p. 19-39. doi: 10.1016/B978-0-08-100647-4.00002-4.
- [2] L. Zhao, W.-J. Cai, et Z.-H. Man, « Neural modeling of vapor compression refrigeration cycle with extreme learning machine », *Neurocomputing*, vol. 128, p. 242-248, mars 2014, doi: 10.1016/j.neucom.2013.03.058.
- [3] H. Zhai, L. Shi, et Q. An, « Influence of working fluid properties on system performance and screen evaluation indicators for geothermal ORC (organic Rankine cycle) system », *Energy*, vol. 74, p. 2-11, sept. 2014, doi: 10.1016/j.energy.2013.12.030.
- [4] T. C. Hung, S. K. Wang, C. H. Kuo, B. S. Pei, et K. F. Tsai, « A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources », *Energy*, vol. 35, n° 3, p. 1403-1411, mars 2010, doi: 10.1016/j.energy.2009.11.025.
- [5] A. Aliane, S. Abboudi, C. Seladji, et B. Guendouz, « An illustrated review on solar absorption cooling experimental studies », *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 65, p. 443-458, nov. 2016, doi: 10.1016/j.rser.2016.07.012.
- [6] G. D. Takalkar, R. R. Bhosale, N. A. Mali, et S. S. Bhagwat, « Thermodynamic analysis of EMISE–Water as a working pair for absorption refrigeration system », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 148, p. 787-795, févr. 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.11.092.
- [7] A. Dehghani-Sanij et M. N. Bahadori, « Chapter 3 - Artificial production of ice », in *Ice-Houses*, A. Dehghani-Sanij et M. N. Bahadori, Éd. Academic Press, 2021, p. 89-130. doi: 10.1016/B978-0-12-822275-1.00010-2.
- [8] B. Imamović, S. S. Halilčević, et P. S. Georgilakis, « Comprehensive fuzzy logic coefficient of performance of absorption cooling system », *Expert Syst. Appl.*, vol. 190, p. 116185, mars 2022, doi: 10.1016/j.eswa.2021.116185.
- [9] S. Gong et K. Goni Boulama, « Parametric study of an absorption refrigeration machine using advanced exergy analysis », *Energy*, vol. 76, p. 453-467, nov. 2014, doi: 10.1016/j.energy.2014.08.038.
- [10] « Histoire de la Production du Froid », p. 5.
- [11] « absorption\_future.pdf ». Consulté le: 7 septembre 2022. [En ligne]. Disponible sur: [https://www.energy.gov/sites/prod/files/2013/11/f4/absorption\\_future.pdf](https://www.energy.gov/sites/prod/files/2013/11/f4/absorption_future.pdf)
- [12] « Installations déjà existantes », *Actu-Environnement*. [https://www.actu-environnement.com/ae/dossiers/climatisation\\_solaire/installations.php4](https://www.actu-environnement.com/ae/dossiers/climatisation_solaire/installations.php4) (consulté le 18 avril 2022).
- [13] J. P. Praene, O. Marc, F. Lucas, et F. Miranville, « Simulation and experimental investigation of solar absorption cooling system in Reunion Island », *Appl. Energy*, vol. 88, n° 3, p. 831-839, mars 2011, doi: 10.1016/j.apenergy.2010.09.016.

- [14] « Climatisation solaire - Airbus Bâtiment M24, Toulouse », *Filière 3e*, 6 février 2015. <https://www.filiere-3e.fr/2015/02/06/climatisation-solaire-airbus-batiment-m24-toulouse/> (consulté le 18 avril 2022).
- [15] « Climatisation solaire - Airbus Bâtiment M24, Toulouse », *Filière 3e*, 6 février 2015. <https://www.filiere-3e.fr/2015/02/06/climatisation-solaire-airbus-batiment-m24-toulouse/> (consulté le 7 mai 2022).
- [16] F. Assilzadeh, S. A. Kalogirou, Y. Ali, et K. Sopian, « Simulation and optimization of a LiBr solar absorption cooling system with evacuated tube collectors », *Renew. Energy*, vol. 30, n° 8, p. 1143-1159, juill. 2005, doi: 10.1016/j.renene.2004.09.017.
- [17] « Air conditioning production by a single effect absorption cooling machine directly coupled to a solar collector field. Application to Spanish climates », *Sol. Energy*, vol. 85, n° 9, p. 2108-2121, sept. 2011, doi: 10.1016/j.solener.2011.05.019.
- [18] M. A. I. El-Shaarawi, S. A. M. Said, et F. R. Siddiqui, « Unsteady thermodynamic analysis for a solar driven dual storage absorption refrigeration cycle in Saudi Arabia », *Sol. Energy*, vol. 110, p. 286-302, déc. 2014, doi: 10.1016/j.solener.2014.08.032.
- [19] A. Şencan, K. A. Yakut, et S. A. Kalogirou, « Exergy analysis of lithium bromide/water absorption systems », *Renew. Energy*, vol. 30, n° 5, p. 645-657, avr. 2005, doi: 10.1016/j.renene.2004.07.006.
- [20] E. Bellos, I. Chatzovoulos, et C. Tzivanidis, « Yearly investigation of a solar-driven absorption refrigeration system with ammonia-water absorption pair », *Therm. Sci. Eng. Prog.*, vol. 23, p. 100885, juin 2021, doi: 10.1016/j.tsep.2021.100885.
- [21] N. Ketjoy, R. yongphayoon, et K. Mansiri, « Performance Evaluation of 35kW LiBr-H<sub>2</sub>O Solar Absorption Cooling System in Thailand », *Energy Procedia*, vol. 34, p. 198-210, janv. 2013, doi: 10.1016/j.egypro.2013.06.748.
- [22] O. Ketfi, M. Merzouk, N. K. Merzouk, et S. E. Metenani, « Performance of a Single Effect Solar Absorption Cooling System (Libr-H<sub>2</sub>O) », *Energy Procedia*, vol. 74, p. 130-138, août 2015, doi: 10.1016/j.egypro.2015.07.534.
- [23] I. A. Bell, A. J. Al-Daini, H. Al-Ali, R. G. Abdel-Gayed, et L. Duckers, « The design of an evaporator/absorber and thermodynamic analysis of a vapor absorption chiller driven by solar energy », *Renew. Energy*, vol. 9, n° 1, p. 657-660, sept. 1996, doi: 10.1016/0960-1481(96)88372-8.
- [24] A. Sözen, « Effect of heat exchangers on performance of absorption refrigeration systems », *Energy Convers. Manag.*, vol. 42, n° 14, p. 1699-1716, sept. 2001, doi: 10.1016/S0196-8904(00)00151-5.
- [25] S. Camara et A. B. Sulin, « Study of a double-acting solar collector for use in the absorption cooling system in hot regions », *Therm. Sci. Eng. Prog.*, vol. 31, p. 101286, juin 2022, doi: 10.1016/j.tsep.2022.101286.
- [26] R. Narayanan, G. K. Harilal, et S. Golder, « Feasibility study on the solar absorption cooling system for a residential complex in the Australian subtropical region », *Case Stud. Therm. Eng.*, vol. 27, p. 101202, oct. 2021, doi: 10.1016/j.csite.2021.101202.

- [27] N. A. Ghyadh, S. H. Hammadi, et H. A. K. Shahad, « Using solar collector unit in a methanol-water vapor absorption cooling system under iraqi environmental conditions », *Case Stud. Therm. Eng.*, vol. 22, p. 100749, déc. 2020, doi: 10.1016/j.csite.2020.100749.
- [28] X. Q. Zhai, M. Qu, Yue. Li, et R. Z. Wang, « A review for research and new design options of solar absorption cooling systems », *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 15, n° 9, p. 4416-4423, déc. 2011, doi: 10.1016/j.rser.2011.06.016.
- [29] R. A. Almasri, N. H. Abu-Hamdeh, K. K. Esmail, et S. Suyambazhahan, « Thermal solar sorption cooling systems - A review of principle, technology, and applications », *Alex. Eng. J.*, vol. 61, n° 1, p. 367-402, janv. 2022, doi: 10.1016/j.aej.2021.06.005.
- [30] R. K. Swartman, V. Ha, et C. Swaminathan, « Comparison of ammonia-water and ammonia-sodium thiocyanate as the refrigerant-absorbent in a solar refrigeration system », *Sol. Energy*, vol. 17, n° 2, p. 123-127, mai 1975, doi: 10.1016/0038-092X(75)90068-7.
- [31] R. Yang et P.-L. Wang, « A Simulation Study of Performance Evaluation of Single-Glazed and Double-Glazed Collectors/Regenerators for an Open-Cycle Absorption Solar Cooling System », *Sol. Energy*, vol. 71, n° 4, p. 263-268, janv. 2001, doi: 10.1016/S0038-092X(01)00047-0.
- [32] A. F. Altun et M. Kilic, « Economic feasibility analysis with the parametric dynamic simulation of a single effect solar absorption cooling system for various climatic regions in Turkey », *Renew. Energy*, vol. 152, p. 75-93, juin 2020, doi: 10.1016/j.renene.2020.01.055.
- [33] S. A. M. Said *et al.*, « Design, construction and operation of a solar powered ammonia–water absorption refrigeration system in Saudi Arabia », *Int. J. Refrig.*, vol. 62, p. 222-231, févr. 2016, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2015.10.026.
- [34] J. Asadi, P. Amani, M. Amani, A. Kasaeian, et M. Bahiraei, « Thermo-economic analysis and multi-objective optimization of absorption cooling system driven by various solar collectors », *Energy Convers. Manag.*, vol. 173, p. 715-727, oct. 2018, doi: 10.1016/j.enconman.2018.08.013.
- [35] J. A. Aguilar-Jiménez *et al.*, « Optimum operational strategies for a solar absorption cooling system in an isolated school of Mexico », *Int. J. Refrig.*, vol. 112, p. 1-13, avr. 2020, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2019.12.010.
- [36] R. Maryami et A. A. Dehghan, « An exergy based comparative study between LiBr/water absorption refrigeration systems from half effect to triple effect », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 124, p. 103-123, sept. 2017, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.05.174.
- [37] I. Dincer et M. A. Rosen, « Chapter 8 - Exergy analyses of absorption cooling systems », in *Exergy (Third Edition)*, I. Dincer et M. A. Rosen, Éd. Elsevier, 2021, p. 143-165. doi: 10.1016/B978-0-12-824372-5.00008-7.
- [38] Y. Fan, L. Luo, et B. Souyri, « Review of solar sorption refrigeration technologies: Development and applications », *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 11, n° 8, p. 1758-1775, oct. 2007, doi: 10.1016/j.rser.2006.01.007.
- [39] R. Gomri, « Investigation of the potential of application of single effect and multiple effect absorption cooling systems », *Energy Convers. Manag.*, vol. 51, n° 8, p. 1629-1636, août 2010, doi: 10.1016/j.enconman.2009.12.039.

- [40] N. Chatagnon, M. Bachmann, G. Anies, et J. Castaing-Lasvignottes, *Analyse énergétique statique d'une machine à absorption solaire*. 2010.
- [41] I. Dincer et M. A. Rosen, *Exergy: Energy, Environment and Sustainable Development*. Elsevier, 2020.
- [42] M. Rosen et A. Farsi, « CHAPTER FOUR - Energy and exergy methods », in *Sustainable Energy Technologies for Seawater Desalination*, M. Rosen et A. Farsi, Éd. Academic Press, 2022, p. 133-160. doi: 10.1016/B978-0-323-99872-7.00004-8.
- [43] A. M. Blanco-Marigorta et J. D. Marcos, « Key issues on the exergetic analysis of H<sub>2</sub>O/LiBr absorption cooling systems », *Case Stud. Therm. Eng.*, vol. 28, p. 101568, déc. 2021, doi: 10.1016/j.csite.2021.101568.
- [44] L. Grosu, A. Dobrovicescu, et A. Untea, « Energy and exergy analyses of a solar-driven absorption cooling system », *Int. J. Exergy*, vol. 15, n° 3, p. 308-327, janv. 2014, doi: 10.1504/IJEX.2014.065706.
- [45] R. Maryami et A. A. Dehghan, « An exergy based comparative study between LiBr/water absorption refrigeration systems from half effect to triple effect », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 124, p. 103-123, sept. 2017, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.05.174.
- [46] E. D. Kerme, A. Chafidz, O. P. Agboola, J. Orfi, A. H. Fakeeha, et A. S. Al-Fatesh, « Energetic and exergetic analysis of solar-powered lithium bromide-water absorption cooling system », *J. Clean. Prod.*, vol. 151, p. 60-73, mai 2017, doi: 10.1016/j.jclepro.2017.03.060.
- [47] R. Palacios-Bereche, R. Gonzales, et S. A. Nebra, « Exergy calculation of lithium bromide–water solution and its application in the exergetic evaluation of absorption refrigeration systems LiBr-H<sub>2</sub>O », *Int. J. Energy Res.*, vol. 2, n° 36, p. 166-181, janv. 2012, doi: 10.1002/er.1790.
- [48] W. J. Koehler, W. E. Ibele, J. Soltes, et E. R. Winter, « Availability simulation of a lithium bromide absorption heat pump », *Heat Recovery Syst. CHP*, vol. 8, n° 2, p. 157-171, janv. 1988, doi: 10.1016/0890-4332(88)90008-7.
- [49] S. DE OLIVEIRA et P. LE GOFF, « Analyse exergetique des processus de séparation et de mélangeage : application aux thermotransformateurs », *Anal. Exergétique Process. Séparation Mélangeage Appl. Aux Thermotransformateurs*, vol. 33, n° 385, p. 3, 21-29 [10 p.], 1994.
- [50] H. A. Patel, L. N. Patel, D. Jani, et A. Christian, « Energetic Analysis of Single Stage Lithium Bromide Water Absorption Refrigeration System », *Procedia Technol.*, vol. 23, p. 488-495, janv. 2016, doi: 10.1016/j.protcy.2016.03.054.
- [51] O. Kaynakli et R. Yamankaradeniz, « Thermodynamic analysis of absorption refrigeration system based on entropy generation », *Curr. Sci.*, vol. 92, n° 4, p. 472-479, 2007.