



Université Saâd Dahlab, Blida-1  
Faculté de Technologie  
**Département des Énergies Renouvelables**



**présenté par**

*BELKHOS Raouda Yasmine*

*DJEBLI Karima*

**Pour l'obtention du diplôme de Master en Habitat Bioclimatique**

Thème :  
**performance d'une machine de climatisation à  
absorption par récupération de la chaleur four  
cimenterie de meftah**

Soutenu devant le jury composé par :

Monsieur M.ABDELHADI	enseignant	USDB	Président
Monsieur A.HAMID	enseignant	USDB	promoteur
Madame N.ABES	ingenieur	SCMI	Co-promoteur
Monsieur D.LAFRI	enseignant	USDB	Examineur
Madame W.GUEBLI	enseignante	USDB	Examineur

**2021/2022**

# **Remerciements**

*Avant de présenter ce travail, nous tenons à remercier ALLAH tout puissant, de nous avoir permis d'arriver à ce niveau d'étude.*

*Nous tenons à remercier M. Abd el kader Hamid, M. Mohamed Belhafsi et Mme Abes Nadia pour avoir assuré la direction de ce travail et pour leurs précieux conseils, leur gentillesse, leur patience et leur modestie.*

*Nous remercions également les membres du jury pour l'honneur qu'ils nous font en acceptant de juger ce travail.*

*Nos remerciements s'étendent également à tous nos professeurs qui déploient de grands efforts pour assurer à leurs étudiants une formation actualisée.*

*Enfin, nous adressons nos plus sincères remerciements à tous nos ami(e)s, qui nous ont toujours soutenus et encouragés tout au long de la réalisation de ce mémoire.*

*A tous ceux et celles qui ont participé de près ou de loin à l'élaboration de ce mémoire, qu'ils trouvent ici notre haute considération, Merci à tous et à toutes.*

## **Dédicace**

*A ma Mère,*

*« Vous m'avez donné la vie, l'envie et le courage de réussir. Rien de ce que je peux vous donner ne peut exprimer l'amour et la gratitude que je vous porte. En témoignage, je vous dédie cet humble travail en guise de remerciement pour vos sacrifices et l'amour dont vous m'avez toujours entourée »*

*A mon Père,*

*« L'épaule forte, la personne la plus digne de mon estime et de mon respect, et mon enseignant.*

*Aucune dédicace ne peut exprimer mes sentiments, que Dieu te préserve et te donne santé et longue vie »*

*A mes grands-mères et mon grand-père,*

*« Je n'ai aucun doute que je suis ici avec vos prières et vos bénédictions pour moi.*

*Je prie pour que Dieu vous garde en bonne santé et vous protège pour moi »*

*A mon cher frère et mes sœurs,*

*A ma famille,*

*A mes amis...*

*A mes collègues qui ont toujours été là pour moi.*

*A tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce projet.*

***BELKHOS Raouda Yasmine***

## **Dédicace**

*Je dédie ce travail*

*A celle qui m'a appris à aimer la vie et respecter les autres « ma douce maman »*

*A celui qui m'a appris a toujours gardé la tête haute et ne jamais renoncer à mes rêves  
« mon père »*

*A celui qui m'a apporté tout son soutien « mon mari»*

*A ceux que j'aime et qui m'ont soutenue tout au long de ce projet.*

*A mes meilleurs ami(e)s wissem azhar chaima ,A mes frère sid ahmed ,islem et ma sœur  
sirine*

*A celle et à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin pour que ce projet voit le jour.*

**DJEBLI Karima**

# Résumé

Le but du projet était d'étudier les performances d'un refroidisseur à absorption en utilisant la chaleur rejetée par le four de la cimenterie pour installer un système de refroidissement dans le bâtiment de contrôle.

La détermination des différents types d'échange de chaleur et d'apport de chaleur dans l'établissement constitue la première étape de cette conception. A l'aide du logiciel HAP de la société "CARRIER", on peut commencer à calculer le bilan froid du bâtiment.

Après avoir trouvé la charge de refroidissement en (KW), nous avons modélisé notre machine à absorption  $LiBr/H_2O$  et avons entrepris d'analyser l'effet de différents paramètres sur les performances du refroidisseur. Une étude de simulation de bibliothèque de  $LiBr/H_2O$  a été réalisée à l'aide du logiciel EES.

**Mots clés :** chaleur rejetée; bilan froid; HAP; machine à absorption;  $LiBr/H_2O$ ; EES.

# Abstract

The purpose of the project was to study the performance of an absorption chiller using the heat rejected from the cement plant's kiln to install a cooling system in the control building.

The determination of the different types of heat exchange and heat input in the facility is the first step of this design. With the help of the HAP software of the company "CARRIER", we can start to calculate the cooling balance of the building.

After finding the cooling load in (KW), we modeled our  $LiBr/H_2O$  absorption machine and set out to analyze the effect of various parameters on the performance of the chiller. A library simulation study of  $LiBr/H_2O$  was performed using EES software.

**Keywords:** rejected heat; cooling balance; HAP; absorption machine;  $LiBr/H_2O$ ; EES.

## ملخص

كان الغرض من المشروع دراسة أداء مبرد الامتصاص باستخدام الحرارة المرفوضة من قبل فرن مصنع الأسمنت لتركيبة نظام تبريد في مبنى التحكم.

يعد تحديد الأنواع المختلفة للتبادل الحراري واكتساب الحرارة في المنشأة هو الخطوة الأولى في هذا التصميم. باستخدام برنامج HAP من شركة "CARRIER" ، يمكننا البدء في حساب توازن البرودة للمبنى.

بعد العثور على حمل التبريد ب (KW) ، قمنا بتصميم آلة امتصاص LiBr/H<sub>2</sub>O الخاصة بنا وشرعنا في تحليل تأثير المعلمات المختلفة على أداء المبرد. تم إجراء دراسة محاكاة مكتبة لـ LiBr/H<sub>2</sub>O باستخدام برنامج EES.

الكلمات المفتاحية: الحرارة المرفوضة; توازن البرودة; آلة امتصاص; HAP ;LiBr/H<sub>2</sub>O.

# **SOMMAIRE**

<b><i>INTRODUCTION GENERALE</i></b>	<b>01</b>
-------------------------------------	-----------

## **Chapitre I :**

### **Présentation de la société**

I.1-Introduction	<b>04</b>
I.2- Présentation de SCMI	<b>04</b>
I.3-production du ciment	<b>05</b>
I.4-Procédé de fabrication du ciment	<b>06</b>
I.4.1-La Zone Carrière	<b>06</b>
I.4.2-La Zone Cru	<b>10</b>
I.4.3-La zone cuisson	<b>13</b>
I.4.4-La zone ciment	<b>16</b>
I.4.5-La zone expédition	<b>17</b>
I.4.5-La zone expédition	<b>19</b>
I.6-La cimenterie et l'environnement	<b>20</b>
I.7-La cimenterie et l'environnement	<b>21</b>
I.8-Définition des rejets thermiques	<b>22</b>
I.9- Les technologies de valorisation énergétique des gaz de rejets thermiques industriels	<b>23</b>
I.10-Problématique	<b>24</b>
I.11-conclusion	<b>25</b>



## **Chapitre II :**

### **Généralités et revue bibliographique**

II.1- Introduction	27
II.2-Contexte énergétique du secteur de bâtiment en Algérie	27
II.3-Consommation énergétique dans le secteur cimentier algérie	27
II.4-Le confort thermique	29
II.4.1-Les paramètres du confort thermique	30
II.4.2-comment assurer le confort thermique	31
II.5-confort d'été	31
II.6-Etat de l'art	32
II.9-conclusion	34

## **Chapitre III :**

### **modélisation de logement de l'étude**

III.1- Introduction	36
III.2- Description du local	36
III.2.1- situation et données géographique de lieu	37
III.2.2- le climat de la région	38
III.3- HAP	38
III.3.1- Éléments de construction	38

III.4- Le Bilan thermique	<b>41</b>
III.4.1- Principe du calcul	<b>41</b>
III.4.2- Calcul de bilan thermique froid	<b>42</b>
III.4.2.1- Préparation des données	<b>43</b>
III.4.2.2- Besoin calorifique	<b>47</b>
III.5- Conclusion	<b>48</b>

## *Chapitre IV :*

### *Les machines à absorption*

IV.1- Introduction	<b>50</b>
IV.2- Définition	<b>50</b>
IV.3- Types de cycles frigorifiques	<b>50</b>
IV.4- Rappels sur les machines trithermes	<b>51</b>
IV.5- Les machine à absorption	<b>52</b>
IV.5.1- Bref rappel historique	<b>52</b>
IV.5.2- Couples utilisés	<b>54</b>
IV.5.3- Différentes conceptions de cycles de réfrigération par absorption	<b>56</b>
IV.5.3.1- Système à absorption à simple effet	<b>56</b>
IV.5.3. 2- Cycle de réfrigération par absorption à effets multiples	<b>57</b>
IV.6- Description succincte d'une machine à absorption fonctionnan avec le couple (H <sub>2</sub> O/LiBr)	<b>59</b>
IV.7-Avantages et inconvénients des machines à absorption fonctionnant avec une solution de (H <sub>2</sub> O/LiBr)	<b>60</b>
IV.8- Modélisation de la machine à absorption	<b>61</b>
IV.8.1- Bilan de masse et d'énergie pour chaque composant	<b>62</b>
IV.8.1.1- Le générateur	<b>62</b>

IV.8.1.2- L'absorbeur	64
IV.8.1.3- L'échangeur de solution	65
IV.8.1.4- La pompe de solution	67
IV.8.1.5- le détendeur	67
IV.8.1.6- Le condenseur	67
IV.8.1.7- L'évaporateur	68
IV.8.2- Coefficient de performance et débit spécifique de solution (Taux de circulation)	68
IV.9- Conclusion	69

## *Chapitre V :*

### *Résultats et discussion*

V.1- Introduction	71
V.2- dimensionnement du système de Refroidissement	71
V.2.1- Discussion des résultats	75
V.3- présentation du logiciel de travail (EES)	75
V.4- Etude paramétrique de la machine à absorption	75
V.4.1- Discussion des résultats	80
IV.5- Conclusion	81

<b><i>CONCLUSION GENERALE</i></b>	<b>82</b>
-----------------------------------	-----------

<i>Annexe A</i>	<b>84</b>
<i>Annexe B1</i>	<b>85</b>
<i>Annexe B2</i>	<b>90</b>
<i>Annexe C</i>	<b>94</b>
<i>Annexe D</i>	<b>97</b>
<i>Référence Bibliographiques</i>	<b>102</b>

## ***LISTE DES FIGURES***

### **Chapitre I**

<b>Figure I.1</b> :Localisation géométrique de la cimenterie de Meftah.	<b>02</b>
<b>Figure I.2</b> :les matières première utilisée pour la fabrication du ciment	<b>03</b>
<b>Figure I.3</b> :processus fabrication du ciment	<b>04</b>
<b>Figure I.4</b> -Image des gradins	<b>05</b>
<b>Figure I.5</b> :Extraction de la matière première par abattage à l'explosif.	<b>06</b>
<b>Figure I.6</b> :Chargement de la matière	<b>06</b>
<b>Figure I.7</b> :Transport des roches de calcaire	<b>06</b>
<b>Figure I.8</b> :Déchargement du calcaire dans l'atelier de concassage calcaire	<b>07</b>
<b>Figure I.9</b> : Hall de stockage	<b>08</b>
<b>Figure I.10</b> :Zone cru	<b>08</b>
<b>Figure I.11</b> :Pourcentage d'Homogénéisation des matières premières.	<b>09</b>
<b>Figure I.12</b> :Broyeur à boulets	<b>10</b>
<b>Figure I.13</b> :Atelier d'homogénéisation des matières premières.	<b>11</b>
<b>Figure I.14</b> :Zone cuisson.	<b>12</b>

<b>Figure I.15:</b> Photo du four rotatif.	<b>13</b>
<b>Figure I.17:</b> Silos stockage de clinker	<b>14</b>
<b>Figure I.18:</b> Zone ciment	<b>14</b>
<b>Figure I.19:</b> image silos de stockage du gypse, calcaire, ciment	<b>15</b>
<b>Figure I.20:</b> Expédition en vrac (camions citernes)	<b>16</b>
<b>Figure I.21:</b> Expédition en sacs (50 kg du ciment)	<b>17</b>
<b>Figure I.22:</b> Safety induction	<b>17</b>
<b>Figure I.23:</b> Les règles de santé et sécurité.	<b>18</b>
<b>Figure I.24:</b> Filtres à manches	<b>18</b>
<b>Figure I.25:</b> Électro filtres.	<b>18</b>
<b>Figure I.26:</b> températures des gaz exhaure de la cuisson du clinker.	<b>19</b>
<b>Figure I.27:</b> Le schéma de la récupération de la chaleur résiduelle industrielle.	<b>21</b>

## *Chapitre II*

<b>Figure II.1:</b> répartition de la consommation spécifique d'énergie thermique	<b>28</b>
<b>Figure II.2:</b> répartition de la consommation spécifique d'énergie électrique	<b>29</b>
<b>Figure II. 3:</b> Pertes thermiques du corps humain	<b>30</b>

## *Chapitre III*

<b>Figure III.1:</b> Schéma du bureau utilisant le programme pléiade	<b>36</b>
<b>Figure III.2:</b> situation géographique a Google Map	<b>37</b>
<b>Figure III.3:</b> Logo HAP	<b>38</b>
<b>Figure III.4:</b> différents paramètres reliés au site, par HAP	<b>43</b>
<b>Figure III.5:</b> différents paramètres reliés au site, par HAP	<b>44</b>

<b>Figure III.6:</b> différents matériaux de construction reliés au composant de bâtiment	<b>44</b>
<b>Figure III.7:</b> différents composants de la zone	<b>45</b>
<b>Figure III.8:</b> différentes données de la zone « service process»	<b>46</b>
<b>Figure III.9:</b> différents paramètres reliés au cuve de stockage	<b>47</b>
<b>Figure III.10:</b> Besoin calorifique du zone1	<b>48</b>

### *Chapitre IV*

<b>Figure IV.1 :</b> Diagramme énergétique d'une machine frigorifique.	<b>50</b>
<b>Figure IV.2:</b> système tritherme $T_c > T_i > T_f$	<b>52</b>
<b>Figure IV.3:</b> système tritherme $T_i > T_c > T_f$	<b>52</b>
<b>Figure IV.4 :</b> Représentation schématique d'une machine à absorption dotée d'un échangeur	<b>56</b>
<b>Figure IV.5 :</b> Cycle double effet.	<b>58</b>
<b>Figure IV.6:</b> Schéma de principe d'une machine à absorption fonctionnant avec le couple	<b>60</b>
<b>Figure IV.7 :</b> Schéma de fonctionnement d'un cycle à absorption à simple effet	<b>61</b>

### *Chapitre V*

<b>Figure V.1:</b> charges horaires de conception du système d'aire	<b>71</b>
<b>Figure V.2:</b> charges horaires de jour de conception pour zone1	<b>72</b>
<b>Figure V.3:</b> charges horaires de jour de conception pour zone2	<b>73</b>
<b>Figure V.4:</b> charges horaires de jour de conception pour zone3	<b>73</b>

<b>Figure V.5:</b> charges horaires de jour de conception pour zone4 83	<b>74</b>
<b>Figure V.6:</b> Besoin calorifique du système de refroidissement	<b>74</b>
<b>Figure V.7 :</b> Variation du coefficient de performance en fonction de la température de générateur, en fixant la température du condenseur	<b>76</b>
<b>Figure V.8 :</b> Variation du coefficient de performance en fonction de la température de générateur, en fixant la température de l'évaporateur	<b>77</b>
<b>Figure V.9 :</b> Variation du coefficient de performance en fonction de la température de l'absorbeur.	<b>78</b>
<b>Figure V.10 :</b> Variation du coefficient de performance en fonction de l'efficacité de l'échangeur	<b>79</b>

## *Liste des tableaux*

### *Chapitre III*

<b>Tableau III .1 :</b> cahier de charge de local	<b>41</b>
<b>Tableau III .2 :</b> Apports de chaleur sensible par les appareillages	<b>41</b>

### *Chapitre IV*

<b>Tableau IV.1 :</b> couples utilisés pour les systèmes à absorption.	<b>54</b>
--	-----------

### *Annexe*

<b>Annexe</b>	<b>82</b>
---------------	-----------





## Nomenclature

<b>Grandeurs</b>	<b>Définition</b>	<b>Unité</b>
<i>SCMI</i>	société des ciments de la Mitidja	-
<i>GICA</i>	groupe industriel des ciments d'Algérie	-
<i>HAP</i>	<i>hourly analysis program</i>	-
<i>EES</i>	<i>engineering equation solver</i>	-
$H_2O$	<i>eau</i>	-
$NH_3$	<i>ammoniac</i>	-
<i>LiBr</i>	<i>bromure de lithium</i>	-
<i>COP</i>	<i>Coefficient de performance</i>	-
<i>C<sub>p</sub></i>	<i>la chaleur spécifique à pression constante</i>	<i>KJ/Kg k</i>
<i>h</i>	<i>Enthalpie massique</i>	<i>KJ/Kg</i>
<i>W</i>	<i>travail de la pompe</i>	<i>watt</i>
$\dot{m}$	<i>débit massique</i>	<i>Kg/s</i>
FR	<i>Taux de circulation</i>	-
<i>P</i>	<i>Pression</i>	<i>Pa</i>
$\dot{Q}$	<i>Puissance</i>	<i>Watt</i>
<i>T</i>	<i>Température</i>	<i>K</i>
<i>X</i>	<i>concentration</i>	-
$\epsilon$	<i>efficacité de l'échangeur</i>	-
<i>T<sub>g</sub></i>	<i>température du générateur</i>	°C
<i>T<sub>c</sub></i>	<i>température du condenseur</i>	°C
<i>T<sub>a</sub></i>	<i>température de l'absorbeur</i>	°C
<i>T<sub>e</sub></i>	<i>température de l'évaporateur</i>	°C
<i>Q<sub>e</sub></i>	<i>puissance de l'évaporateur</i>	<i>watt</i>

<b>Indices</b>	<b>Définition</b>
<i>g</i>	<i>Générateur</i>
<i>c</i>	<i>Condenseur</i>
<i>a</i>	<i>Absorbeur</i>
<i>e</i>	<i>Evaporateur</i>

# Introduction générale

---

## Introduction générale :

L'énergie en général, et ses différentes formes, a toujours été un élément essentiel pour améliorer la qualité de vie, augmenter la productivité et soutenir le développement.

La consommation d'énergie pour le chauffage et la climatisation des bâtiments n'a cessé d'augmenter ces dernières années. Cette évolution a eu un impact négatif sur les coûts énergétiques, car les prix des combustibles fossiles continuent d'augmenter et se raréfient.

À ces considérations, il faut ajouter le changement climatique. Au rythme où nous émettons des gaz à effet de serre, le réchauffement de la planète atteindra le chiffre symbolique stupéfiant de 2°C d'ici 2050, Et lorsque cela se produit, si les stratégies énergétiques mondiales n'apportent pas de changements urgents, le risque d'aberrations climatiques futures est élevé.

Par conséquent, une utilisation rationnelle du traitement de l'air, que ce soit pour le chauffage ou le refroidissement, est recommandée pour l'avenir.

l'industrie cimentière est un secteur énergivore, et une grande partie de cette énergie est transformée en énergie thermique puis rejetée à l'environnement en forme de CO<sup>2</sup> favorisant l'effet de serre.

Le but principal de notre projet consiste à étudier la climatisation du bâtiment de commande par implémentation du machine frigorifique à absorption à l'exhaure du four de la cimenterie de Meftah (SCMI). L'étude devait se baser sur les conditions climatiques et géographiques de la zone, tout en respectant la base de développement identifiée dans le plan de construction et les matériaux de construction utilisés pour atteindre le confort d'été du bâtiment, un air pur et sain et des économies d'énergie.

Dans ce cadre, nous avons organisé notre plan de travail en cinq chapitres qui se résume comme suit :

- Le premier chapitre présente une présentation de cimenterie, le processus de fabrication du ciment, et les différentes technologies utilisées pour la récupération d'énergie à partir des gaz résiduaux industriels, ainsi que la problématique.
- Le deuxième chapitre donnera un résumé sur l'état de l'art dans le thème.
- Le troisième chapitre décrit la géométrie et l'environnement de simulation avec le logiciel HAP4.9.

## Introduction générale

---

- Le quatrième chapitre fait un rappel sur les machines tri-terme suivie d'une synthèse sur les machines à absorption et leurs développements (simple effet et double effet). Ce chapitre traite également de la modélisation de notre machine à absorption en établissant différentes équations thermodynamiques pour chaque composant du système.
- Dans le cinquième chapitre, nous rassemblons les principaux résultats numériques obtenus lors de la simulation de la machine par le logiciel EES. Commentaires et discussions.
- Enfin, notre travail se termine par une conclusion générale.

# **Chapitre I: Présentation de la société**

# Chapitre I : Présentation de la société

## I.1-Introduction:

En raison de son importance, l'industrie du ciment est l'une des plus importantes et est considérée comme un élément intégral de la construction, ce qui en fait un choix sûr pour tous les types de revêtements de sol, quel que soit l'environnement. Quel que soit l'environnement. Deux types de production de ciment sont possibles :

La méthode humide et la méthode sèche.

- ❖ Méthode humide : Ce type est le plus ancien et nécessite beaucoup d'énergie pour évaporer l'excès d'eau.
- ❖ Méthode sèche : Elle comprend une homogénéisation et un séchage parfait des matières premières corrigées chimiquement lors du broyage pour obtenir de la farine. Vous pouvez apporter la farine sous forme de poudre directement dans le four.

## I.2- Présentation de SCMI :

La société des ciments de la Mitidja (S.C.MI) est l'une des 14 cimenteries filiale du groupe industriel des ciments d'Algérie (G.I.C.A).

La cimenterie est implantée dans la commune de Meftah, daïra de Meftah, wilaya de Blida, localisée à proximité de la route nationale N° 29 reliant la commune de Meftah à celle de Khemis El -Khechna à l'Est et l'Arbaa à l'Ouest. Elle est située à 27 Km d'Alger principal port l'Algérie, et 10 Km de la plus proche gare de Oued –Smar, et à une quinzaine de kilomètres de l'aéroport international d'Alger.[1]



Figure I.1: Localisation géométrique de la cimenterie de Meftah.

# Chapitre I : Présentation de la société

L'usine est située à 60 m au-dessus du niveau de la mer, la carrière est à 150m d'altitude. Le projet est inscrit dans le cadre du plan quadriennal 1970-1973, il a été individualisé par décision N°71-20 DI du 10 mars 1971.

Dates de mise en service:

- Au 31 janvier 1975, démarrage de l'atelier cru
- Le 06 mai 1975, allumage du four de ciment
- Au 01 septembre 1975, début de la production
- Effectif : 500 employés.

Elle couvre une superficie de 356 811 m<sup>2</sup>33 et produit environ 1 million de tonnes par an.

En matière d'énergie électrique, L'alimentation en gaz naturel est assurée à partir d'une station de SONELGAZ à une pression d'arrivée de 4 bars. Ainsi pour l'alimentation en eau est assurée par trois puits dont deux à l'intérieur de l'usine.[1]

## I.3-production du ciment:

La gamme de ciment produite par la cimenterie de Meftah est le ciment portland, la qualité de son produit ciment CEM II/A-L 42.5 N. Le procédé de fabrication est la voie sèche car il est le plus économique en matière de consommation d'énergie.

Les matières premières utilisées pour la fabrication du ciment portland sont les suivantes :

- Le calcaire.
- L'argile.
- Le M.fer.
- le sable.
- Le gypse.

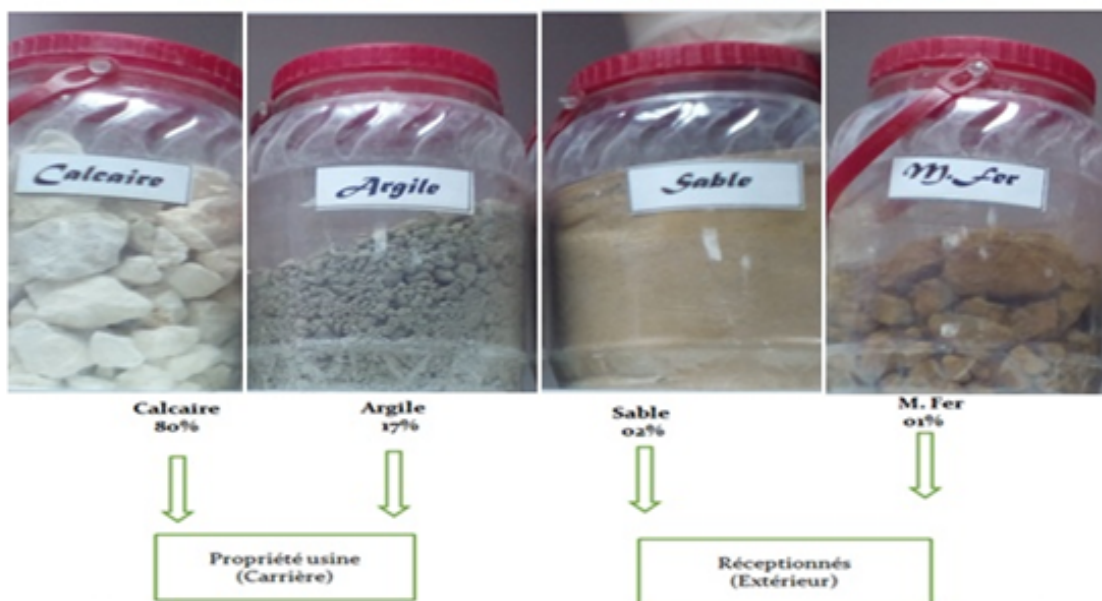


FIGURE I.2 :les matière première utilisée pour la fabrication du ciment

# Chapitre I : Présentation de la société

Sa chaîne de production est composée de cinq zones en ligne sont :

- La zone carrière et stockage.
- La zone crue.
- La zone de cuisson.
- La zone ciment.
- La zone d'expédition.

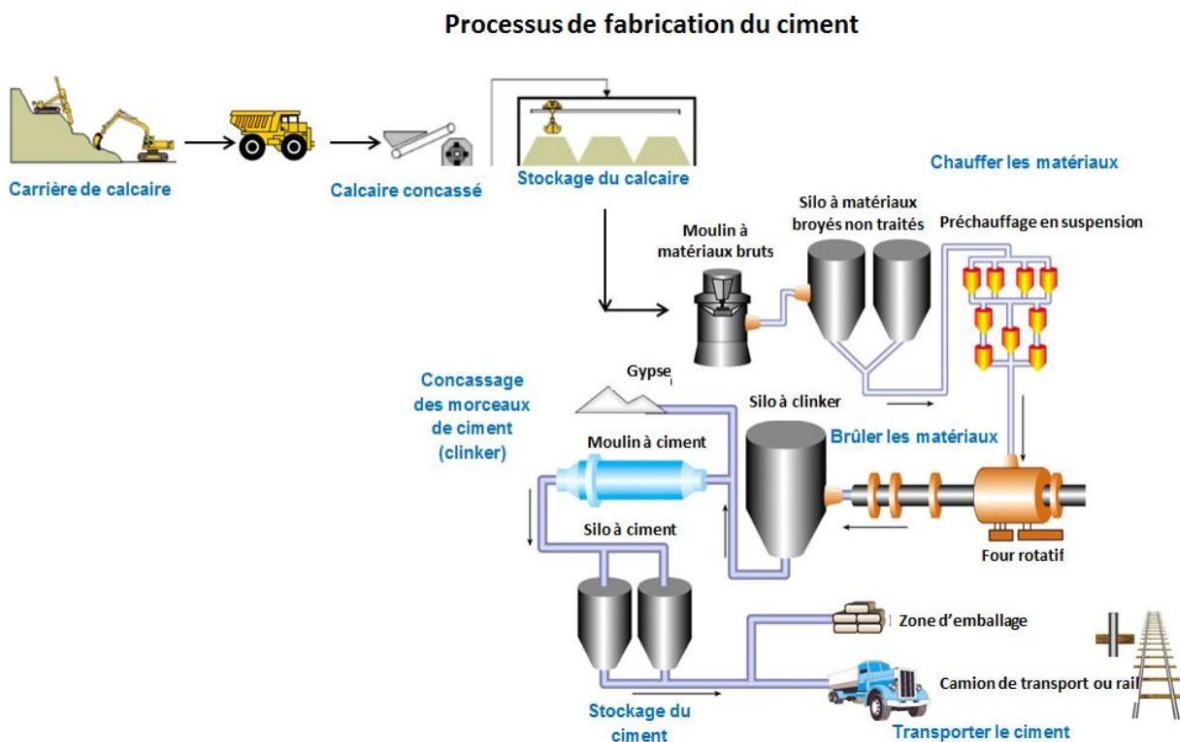


Figure I.3 : processus fabrication du ciment

## I.4-Procédé de fabrication du ciment:

### I.4.1-La Zone Carrière:

L'extraction des matières premières s'effectue au niveau de la carrière qui se trouvait à une distance de 1Km pour le calcaire et de l'usine, la carrière argile est distant à 4Km de la première Carrière.

L'exploitation se fait à ciel ouvert et par gradins de 15 à 16 m de hauteur qui sont abattus à l'explosif. [1]

## Chapitre I : Présentation de la société



**Figure I.4-Image des gradins**

- **Calcaire:**

La matière première extraite par abattage, le sondage est effectué par une machine qui sert à sonder des trous équidistants de 3 m, et de profondeur au-dessous de la surface supérieure du gradin, et puis ils seront bourrés de T.N.T.

Le tir s'effectue lorsque les préalables sont réunis entre autres ; la sécurité, l'avertissement etc.



## Chapitre I : Présentation de la société



**Figure I.5:**Extraction de la matière Première par abattage à l'explosif.



**Figure I.6:**Chargement de la matière

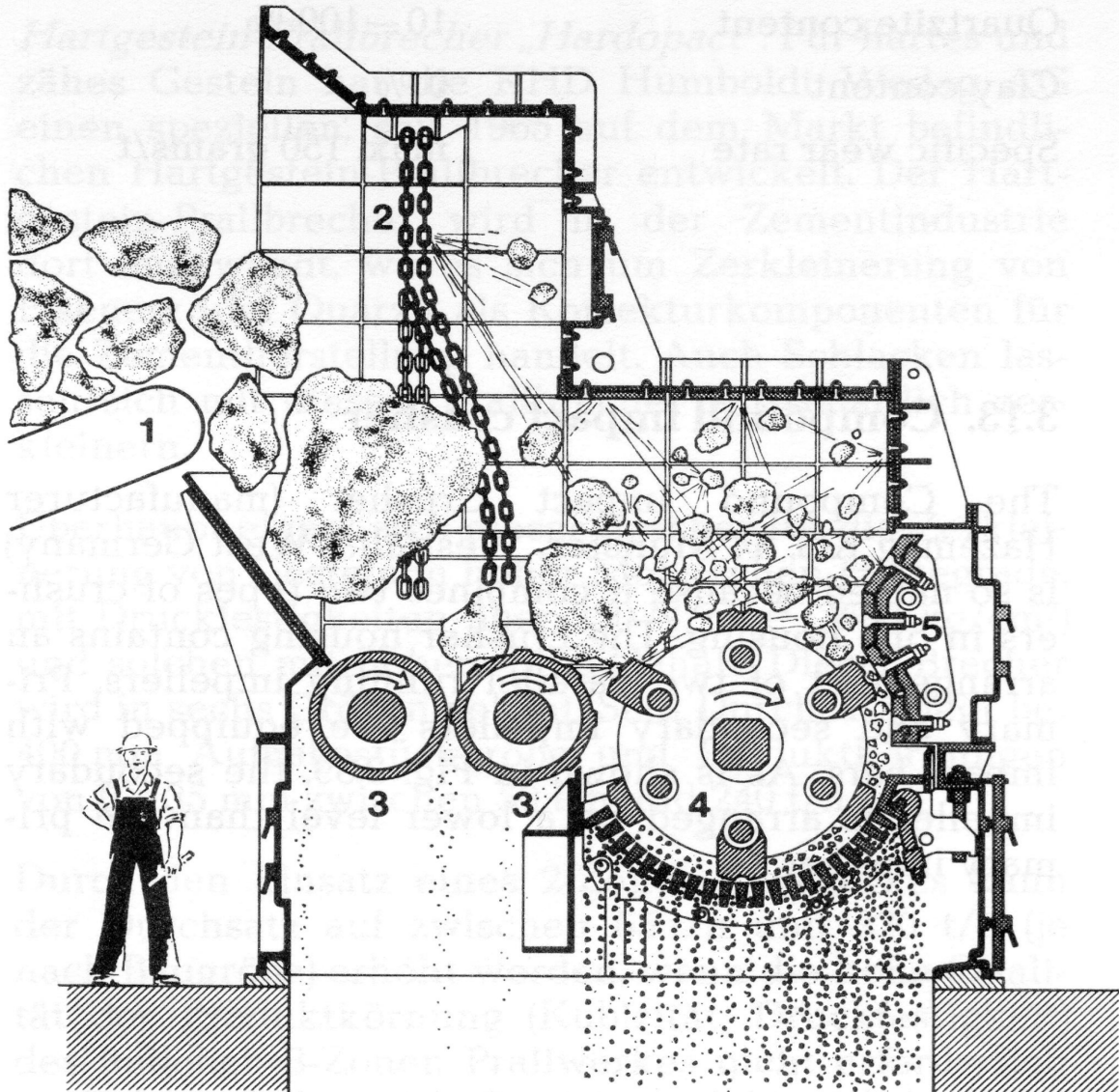


**Figure I.7:**Transport des roches de calcaire

- **Le concassage :**

Les blocs de calcaire se dirigent vers le concasseur avec ATM (Alimentateur à Tablier Métallique), Une fois concassée le calcaire est transporté par un tapis à bande vers le hall stockage calcaire dont la capacité est de 70.000 T.[1]

## Chapitre I : Présentation de la société



**Figure I.8:**Déchargement du calcaire dans l'atelier de concassage calcaire.

### • Les ajouts:

(argile, sable, fer) sont transportés par camions à l'usine pour concassés dans un autre concasseur et stockés dans le hall de stockage des ajouts dont la capacité de 50.000 T argile, 1000 T minerai de fer et 5000 T sable, il est noté que le sable est stocké directement (ne se concasse pas).[1]

## Chapitre I : Présentation de la société



**Figure I.9:** Hall de stockage.

### I.4.2-La Zone Cru :

Le but de cet atelier est le broyage et le séchage de la matière.



**Figure I.10:**Zone cru

# Chapitre I : Présentation de la société

---

il est divisée sur quatre étapes essentielles :

- **Pré-homogénéisation :**

Cette étape consiste à transférer la matière de les deux Halls de stockage, pour corriger la composition chimique du ciment, un système automatique se fait pour le dosage des matières premières qui est comme suite:

- Dosage du calcaire : 80%
- Dosage de l'argile : 17%
- Dosage du sable : 2%
- Dosage du fer : 1%

Ces matériaux seront transportés sur le même tapis roulant.



**Figure I.11:** Pourcentage d'Homogénéisation des matières premières.

- **Pré-broyage et séchage :**

Ces matériaux sont pulvérisés mécaniquement dans le premier broyeur à marteaux puis aspirés dans le séparateur statique par le ventilateur à air chaud, les produits finis seront stockés dans 4 cyclones de capacité de 90 t/h. Le reste est envoyé vers un deuxième broyeur qui est un broyeur à boulets.

Les résultats attendus par cet atelier sont :

\*garantir le séchage de la matière à l'entrée du broyeur à boulets à un maximum de 2,4% d'humidité.

## Chapitre I : Présentation de la société

\*garantir une production de 90t/h en cas d'incident sur broyeur cru.

\*utilisation des gaz provenant du four pour le séchage du cru et éviter ainsi les pertes de calories. [1]

### ● Broyage :

Le système de broyage fonctionne en circuit fermé.

Le broyeur à boulets sert à broyer les rejets du séparateur statique Il est divisé en deux chambres, la première contient des boulets de grands diamètres (70 à 90 mm), tant dit que la deuxième n'a que des boulets de diamètres inférieurs. [1]

les matières pré-broyées et le sable passent par deux chambres, on obtient une matière fine à la sortie du broyeur, qui va être transportée ensuite par deux élévateurs à godets vers le séparateur dynamique.

Le produit non fini retourne au broyeur, et pour ce qui est de la farine (produit fini), elle passe avec les gaz chauds à travers 4 autre cyclones et avec une force de gravitation la farine s'entasse aux bas de cyclones est ensuite transportée par une Aéroglissière vers l'homogénéisateur. Les gaz sont refoulés vers le filtre.

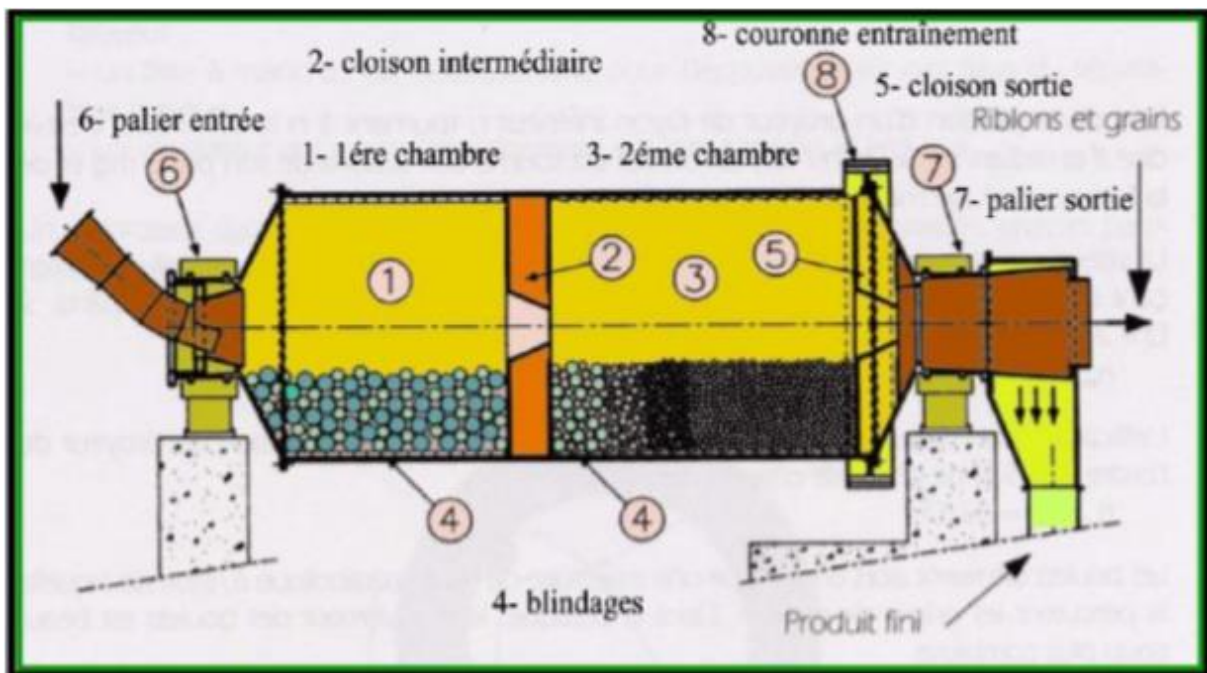


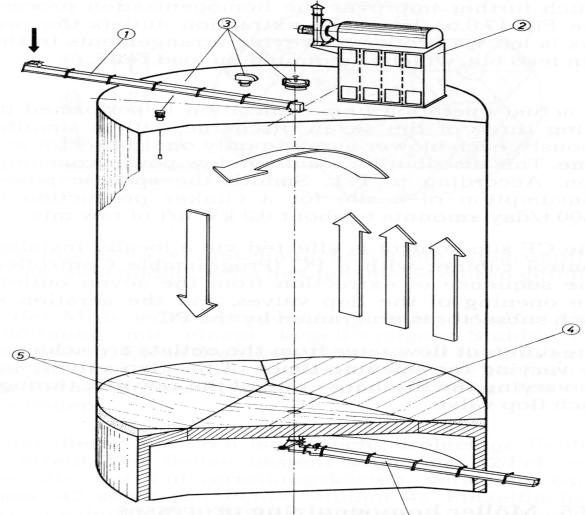
Figure I.12: Broyeur à boulets.

### ● Homogénéisation :

Cet atelier est constitué de quatre silos, dont deux silos d'homogénéisation (H1 et H2 : 14m\*34m) avec une capacité de 2500 T chacun et deux silos de stockage (S1 et S2 : 14m\*43m) d'une capacité de 5000 T chacun. [1]

## Chapitre I : Présentation de la société

Le produit fini issu des huit cyclones précédents sera mélangé dans les deux silos d'homogénéisation et stocké dans deux autres silos, Chaque silo est équipé de deux sorties latérales pouvant assurer la totalité du débit farine vers le four.



**Figure I.13:**Atelier d'homogénéisation des matières premières.

### I.4.2-La zone cuisson :

C'est l'étape permet la formation du clinker, cette zone est constituée de quatre sous ateliers :

- La tour de préchauffage (échangeur à voie sèche)
- Le four
- Le refroidisseur
- le concasseur à rouleaux

## Chapitre I : Présentation de la société



**Figure I.14:** Zone cuisson.

- **La tour de préchauffage:**

Le préchauffage de la farine s'effectue dans une tour de quatre étages avant de pénétrer le four, par l'échange calorifique entre la matière crue et les gaz chauds pour éviter la dégradation de la matière.

Le réchauffeur à cyclones appelé aussi E.V.S (échangeur à voie sèche) consiste essentiellement en une série de cyclones étagés disposés l'un au-dessus de l'autre et reliés avec gaines.

Le transfert de la chaleur à la farine par le gaz aspirés du four permet une décarbonatation de 30 % de la matière avant la pénétration du four à une température de 795°C au niveau de l'amont du four. [1]

- **Le four :**

Le four est un cylindre de 84 M de longueur et de 5,6 M de diamètre ; avec un degré d'inclinaison de 3% par rapport à l'horizontale, trois bondages qui reposent sur des galets , sa vitesse maximale :2.2tr/mn et minimale :0.63tr/mn.

A l'intérieur du four, la matière préchauffée, passe par trois étapes de cuisson:

- étape de transition : 1200°C jusqu'à 1 300°C.
- étape de cuisson : 1450°C.
- étape de refroidissement : 1200°C à 80°C .

A la sortie du four, le clinker est refroidi dans un refroidisseur afin de garder sa composition chimique.[1]

## Chapitre I : Présentation de la société



**Figure I.15:**Photo du four rotatif.

### ● Le refroidisseur :

Le refroidisseur est constitué essentiellement de :

- Trois grilles perforées (GI, GII, GIII)
- Huit ventilateurs de soufflage (V1M1, V1M2, V1M3, V2, V3, V4, V5, V6)
- Six chambres de refroidissement
- concasseur à rouleaux
- l'exhaure, équipé de deux ventilateurs de tirage (VT1, VT2)

Le clinker sortant du four à une température de  $1450^{\circ}\text{C}$ , le refroidisseur ramène cette température à  $60^{\circ}\text{C}$  au dessus de la température ambiante, et tombe sur les grilles où il est refroidi par une batterie de ventilateurs de soufflage dans les chambres de la partie basse du refroidisseur. [1]

Le clinker avance par le mouvement de va et vient des grilles, chaque grille commandée par deux vérins tandis que l'air passe à travers. L'air au passage à travers la couche de clinker s'échauffe. La partie la plus chaude est aspirée par le four et sert d'air secondaire. L'excès d'air est aspiré à l'Exhaure du refroidisseur.



**Figure I.16:**les ventilateurs de soufflage.



## Chapitre I : Présentation de la société

- **Le concasseur à rouleaux:**

A l'extrémité des grilles le clinker est concassé par un concasseur à rouleaux de manière à avoir une granulométrie convenable pour être transporté, stocké et introduit dans le broyeur à ciment (BK1 et BK2).

L'air d'Exhaure sort du refroidisseur à une température comprise entre 200 et 350°C. Cet air animé d'une grande vitesse est ralenti après un passage dans une boîte de détente qui se décharge alors d'une partie de leur poussière. Cet air traverse ensuite un échangeur qui abaisse sa température entre 90°C et 120°C par un système de ventilateurs. [1]

L'air issu de l'échangeur traverse deux filtres de manière à éliminer la poussière, avant d'être rejeté dans l'atmosphère par l'intermédiaire de deux ventilateurs d'Exhaure.

Le clinker est ensuite repris par l'installation de transport de stockage.



**Figure I.17:** Silos stockage de clinker.

### **I.4.4-La zone ciment:**

La zone ciment est la zone finale de la composition du ciment.



**Figure I.18:** Zone ciment.

## Chapitre I : Présentation de la société

---

Les deux premières matières (gypse, ajouts) sont acheminés vers la trémie de réception par des camions, le gypse sera transporté sur le tapis T19 qui déverse sur T20, et à l'aide d'un élévateur gypse, ce dernier sera stocké dans le silo de stockage gypse avec une capacité de 5000 T (silo spécial gypse).

Les ajouts et le gypse seront transportés du T20 vers le tapis amont vers l'élévateur à godets qui alimentent la chaîne TKF2 pour remplir la trémie ajout + gypse.

Le tuf sera directement déversé dans le tapis T16 puis acheminé vers le tapis TKF1 à travers un élévateur à godets pour remplir les trémies (clinker, gypse).[1]

Après le dosage des matières :

- Clinker 80%
- Gypse 5%
- Ajouts 15%

Le broyeur ciment est alimenté par les trois matières, La matière broyée sera transportée par élévateur à godets à la sortie broyeur, puis elle sera déversée dans le séparateur dynamique. Les rejets seront transportés vers l'entrée broyeur pour le ré-broyage. Le produit fini (ciment) sera acheminé vers les silos de stockage à l'aide d'élévateur à godets.



**Figure I.19:**image silos de stockage du gypse, calcaire, ciment.

### **I.4.5-La zone expédition :**

C'est la dernière phase du processus de production du ciment, qui se fait en sacs et en vrac, comme le montre les images ci-dessous.

## Chapitre I : Présentation de la société

---

### En vrac :

L'expédition en vrac est contrôlée à partir d'une salle de contrôle située juste au-dessus de l'espace conçu spécialement pour la livraison du ciment afin de pouvoir manipuler les deux gaines de remplissage.

Le remplissage se fait par un flexible branché au fond d'une trémie et qui est dirigé par l'opérateur pour le mettre à l'intérieur de la bouche de la cocotte des camions pour les remplir.



**Figure I.20:** Expédition en vrac (camions citernes).

### En sacs :

Il y a quatre ensacheuses équipées de huit becs chacune et chaque becs est relié à un peseur mécanique rotatif à huit poids travaillant en parallèle avec l'ensacheuse.

Une fois le sac rempli, il déclenche le poids (50 Kg) qui à son tour déclenche un mécanisme permettant de le pousser (libérer) vers une bande transporteuse et chargés sur des camions à bennes.

## Chapitre I : Présentation de la société



Figure I.21:Expédition en sacs (50 kg du ciment).

### I.5-Sécurité au sein de la cimenterie:

La société des ciments de la Mitidja agit au quotidien pour garantir la sécurité de son personnel dans la cimenterie et prévenir les accidents du travail.

L'industrie cimentière veille, tout naturellement, à ce que soient respectées le plus strictement possible par tous, les règles, les consignes et les obligations en vigueur (soulier, port du casque, gants, masque de protection, lunettes...)[1]

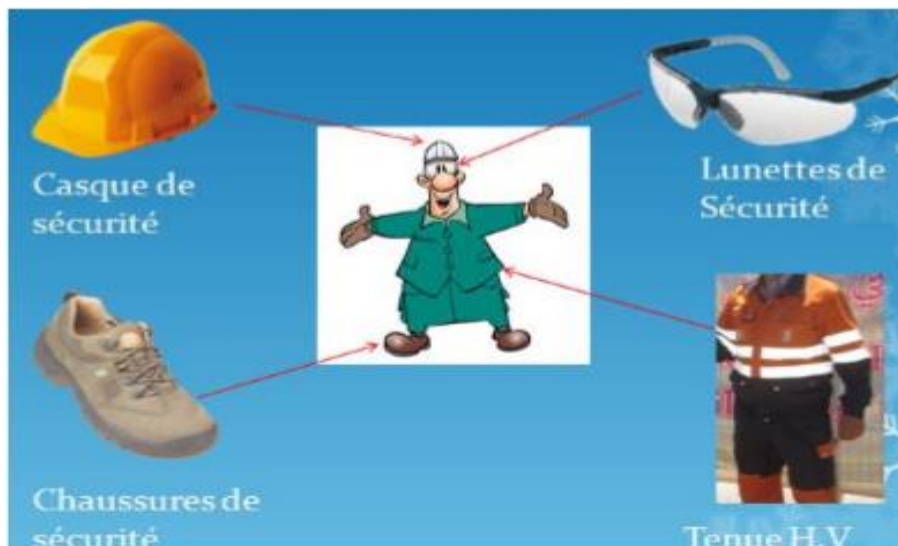


Figure I.22:Safety induction.

En outre, l'industrie cimentière mène un travail sur l'attitude et le comportement de chacun afin de comprendre et de prévenir le maximum de risques. Consciente que dans ce domaine

## Chapitre I : Présentation de la société

en particulier, il ne faut jamais relâcher les Efforts, elle établit chaque année un bilan avec un objectif d'atteindre un nombre minimal des accidents.



Figure I.23: Les règles de santé et sécurité.

### I.6-La cimenterie et l'environnement:

La SCMI est dotée d'une Politique Environnementale, qui est une déclaration écrite et signée par La direction affichant clairement :

- Sa volonté d'améliorer l'état environnemental de l'usine.
- Un cadre à son action pour atteindre ses objectifs et cibles environnementaux.
- Un acte d'engagement de la SCMI envers les autorités et les habitants de Meftah.

La SCMI met tous les moyens technologiques pour maîtriser le niveau des émissions de poussières.[1]



**Figure I.24:**Filtres à manches.



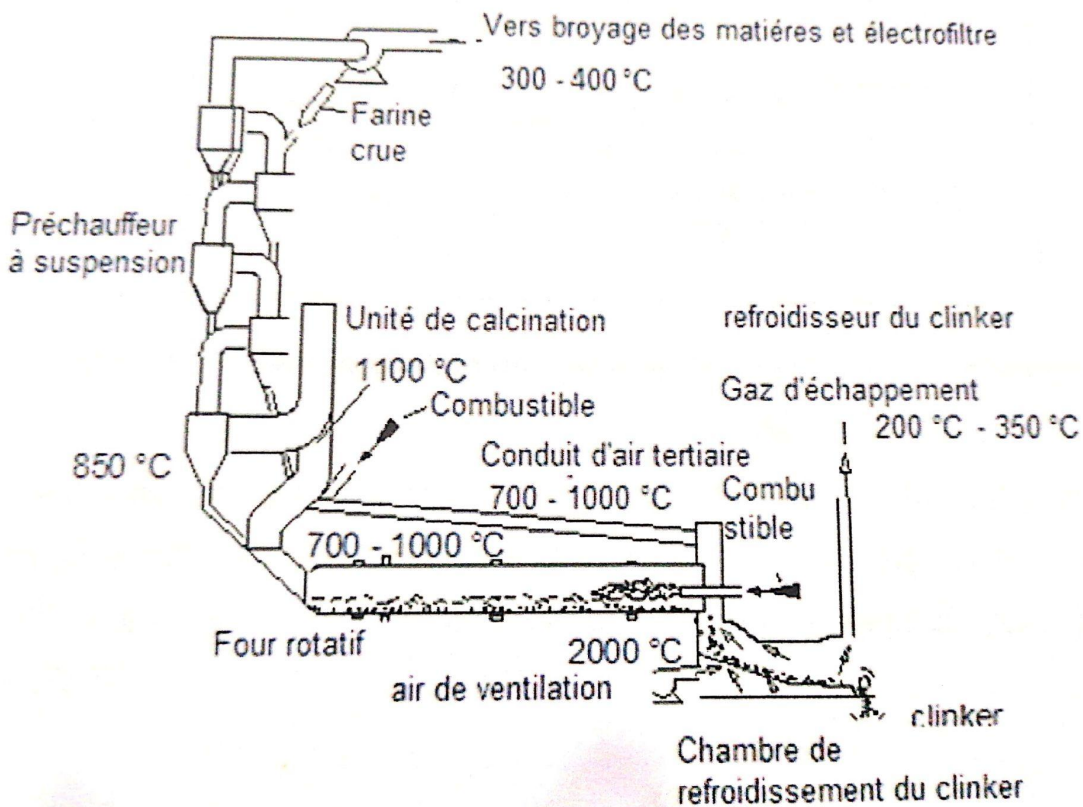
**Figure I.25:** Électro filtres.

### **I.7- Potentiel d'amélioration de l'efficacité énergétique:**

Le procédé de fabrication de ciment est caractérisé par des pertes de chaleur importantes qui sont principalement causées par les gaz chauds de d'exhaure du refroidisseur et du pré-chauffeur à cyclones typiquement , environ 40 % de l'énergie totale est perdue par ces flux .

Ces vecteurs d'énergie ont des intervalles moyens de températures respectifs de 200 à 350 °C et 300 à 400 °C ( **figure I.26**).[3]

## Chapitre I : Présentation de la société



**Figure I.26:** températures des gaz exhaure de la cuisson du clinker.

La cogénération d'énergie électrique dans l'industrie de ciment connaît depuis quelques années un nouvel essor. Elle présente de nombreux atouts, parmi lesquels des gains énergétiques et environnementaux importants ; elle permet de produire, à partir d'un seul combustible, tout à la fois de la chaleur et de l'énergie électrique avec un rendement bien supérieur à celui obtenu une production séparée.

### **I.8-Définition des rejets thermiques:**

Dans une zone industrielle où la chaleur résiduelle de haute qualité a déjà été ré-utilisée au sein des processus et entre les industries, la plupart des chaleurs résiduelles de moins de 200 °C sont encore rejetées dans l'atmosphère. En raison des restrictions de la deuxième loi de la thermodynamique et des technologies disponibles, la chaleur perdue inévitable ne peut être convertie en une forme évitable et le rendement de récupération de la chaleur perdue évitable

## Chapitre I : Présentation de la société

---

dépend principalement de la conception et du fonctionnement du système. Afin de réduire le réchauffement de la planète, il convient d'accorder une plus grande attention à la récupération de la chaleur perdue. Il est donc important de définir clairement ce qu'est réellement la chaleur perdue.

Selon le type de milieu porteur, la chaleur perdue peut être récupérée dans les gaz de combustion, les fluides de refroidissement et la vapeur d'échappement. En outre, la vapeur d'échappement est définie comme de la vapeur à basse pression (température de saturation inférieure à 180 °C), de la vapeur à moyenne pression (température de saturation comprise entre 180 °C et 250 °C) et de la vapeur à haute pression (température de saturation supérieure à 250 °C). afin de mieux évaluer la vapeur pour calculer la valeur utilitaire récupérée.

Dans le plan de mise en œuvre d'un projet de chauffage urbain basé sur la chaleur résiduelle, la chaleur résiduelle de faible qualité fait référence à la vapeur liquide et à la vapeur d'échappement à moins de 100 °C, aux gaz de combustion à moins de 200 °C, à la chaleur sensible des solides au-dessus de 400 °C et à d'autres sources de chaleur résiduelle de qualité moyenne/haute qui ne peuvent pas être entièrement récupérées en raison de la dispersion des sources de chaleur et du coût de récupération élevé.[2]

### **I.9- Les technologies de valorisation énergétique des gaz de rejets thermiques industriels:**

Afin de capter et de réutiliser la chaleur résiduelle à basse température produite par les procédés industriels et les services publics, la pertinence et la faisabilité des technologies de récupération de la chaleur résiduelle ont été analysées et évaluées en tant que solutions possibles pour récupérer la chaleur résiduelle à basse température.

La récupération de la chaleur perdue est divisée en technologies de récupération directe et indirecte, sans tenir compte du niveau de température, mais uniquement du mode de traitement de la chaleur perdue, c'est-à-dire si la chaleur perdue est transformée en un autre type d'énergie dans le processus de récupération de la chaleur perdue. Par conséquent, la pompe à chaleur, l'échangeur de chaleur, le caloduc, la chaudière et le cycle de réfrigération sont des technologies typiques de récupération directe de la chaleur pour valoriser la chaleur perdue, tandis que les cycles énergétiques comme le cycle organique de Rankine, le cycle de Kalina, le cycle trilatéral et l'effet magnétocalorique sont des technologies typiques indirectes pour transformer la chaleur perdue en un autre type d'énergie comme l'énergie électrique et



# Chapitre I : Présentation de la société

mécanique. Comme le montre la figure au-dessous, avant d'être livrée aux utilisateurs finaux, la chaleur résiduelle industrielle est collectée, intégrée ou configurée en fonction du mode de traitement de la chaleur résiduelle, puis elle entre dans un équipement de récupération de la chaleur résiduelle approprié. [2]

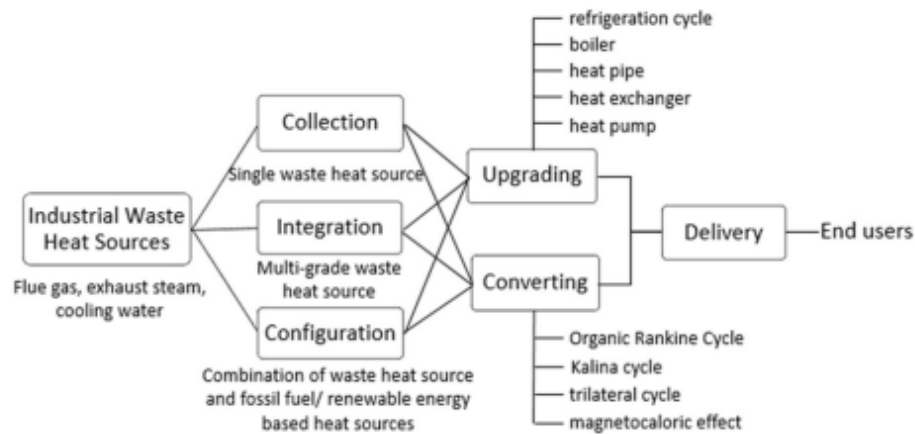


Figure I.27: Le schéma de la récupération de la chaleur résiduelle industrielle.

## I.10-Problématique:

La cimenterie comporte cinq zones, et parmi ces zones on a la zone cuisson où notre travail va être effectué, et plus précisément le bâtiment de commande de cette zone.

Le problème qui se pose est que nous avons un manque de climatisation dans le bâtiment de commande surtout avec le débit énorme d'air chaud du four.

Alors nous allons résoudre ce problème en installant un système de climatisation par une machine d'absorption par récupération de la chaleur de four, pour faire le bilan thermique de notre bâtiment en utilisant le logiciel HAP4.9, et le logiciel EES pour obtenir le contrôle total de ce système.

afin d'assurer le confort thermique (des employés, équipement,...) et Améliorer la qualité de l'environnement de travail.

# Chapitre I : Présentation de la société

---

## **I.11-conclusion:**

Dans ce chapitre, nous avons abordé les différentes étapes du processus de fabrication du ciment, qui sont : Extraction et broyage des matières premières, ajout d'argile, préparation des matériaux (pré-homogénéisation, pré-broyage et séchage, broyage, homogénéisation), cuisson (préchauffage, four, refroidissement), préparation du ciment (dosage, broyage, homogénéisation) , transport (sac, vrac). Nous expliquons ensuite le potentiel d'amélioration de l'efficacité énergétique dans l'industrie et les différentes technologies que nous pouvons utiliser à cette fin. Comme indiqué dans la problématique, nous examinerons l'efficacité de la machine à absorption, qui rafraîchit l'espace de bureau en récupérant la chaleur perdue du four.

# **Chapitre II: Généralités et étude bibliographique**

### **II.1-Introduction:**

De nos jours, les changements que connaît notre planète à tous les niveaux ont contribué à de graves modifications climatiques, affectant les ressources naturelles et les sources d'énergie, et par conséquent la qualité de la vie humaine, la surpopulation et le réchauffement climatique.

Nous sommes confrontés à une situation où le choix de vivre sans climatisation dans nos locaux reste presque impossible, dans la plupart des pays du monde.

Dans ce chapitre, nous définissons le confort thermique et comment l'assurer, ainsi qu'un résumé sur l'état de l'art dans le thème.

### **II.2-Contexte énergétique du secteur de bâtiment en Algérie:**

En Algérie, le secteur de bâtiment est le secteur le plus énergivore. Sa consommation représente plus de 42% de la consommation totale annuelle. Les actions de maîtrise de l'énergie proposées pour ce secteur portent notamment sur l'introduction de l'isolation thermique des bâtiments ce qui permettrait de réduire d'environ 40% la consommation d'énergie liée au chauffage et à la climatisation des logements. L'Algérie connaît, depuis bientôt une décennie, un développement intense et soutenu des secteurs du bâtiment et de la construction. Que ce soient pour les grands projets de l'État (1 million de logements sociaux, équipements socio-éducatifs, administratifs etc.) ou les grands projets immobiliers (résidentiels, tertiaires) et touristiques initiés par les promoteurs privés et publics, les exigences et des normes internationales en matière de performances énergétiques et environnementales des constructions ne sont pas encore suffisamment intégrées aux processus de conception et de construction. Ceci conduit d'ores et déjà à de grandes pressions sur les ressources (énergie, eau, matériaux, etc.) et occasionne des impacts importants sur l'environnement, ce qui ne contribue nullement au développement durable des territoires, ni au plan mondial à la lutte contre le réchauffement climatique.[4]

### **II.3-Consommation énergétique dans le secteur cimentier algérien:**

Le secteur cimentier algérien compte 12 cimenteries dont deux d'une capacité de 400 mille tonnes/an, antérieures à 1962 et dotées d'un procédé de fabrication par voie humide (Rais-Hamidou- Alger et Zahana – mascara ) . ainsi que 10 autres usines d'une

## Chapitre II : Généralités et étude bibliographique

capacité de 11 millions t/an réalisées dans le cadre des différents plans de développement; elles utilisent un procédé de fabrication par voie sèche.

Les consommations moyennes d'énergie calorifique et électrique des cimenteries par voie sèche sont représentées en (figures II.1 et II.2); sur lesquelles l'âge des cimenteries est indiqué. Les intensités énergétiques sont très variables d'une unité à l'autre. Les consommations spécifiques varient entre 900 et 1600 kcal/ kg de clinker pour la consommation calorifique du gaz naturel, et entre 110 et 160 kWh/tonne de ciment pour la consommation d'électricité. Elles sont dispersées autour des moyennes nationales de 1000 kcal/ kg de clinker et 130 kWh/tonne de ciment. Ces moyennes accusent des excès de consommation énergétique de 45 kWh/tonne ciment et de 300 kcal/kg clinker par rapport à une unité moderne. [3]

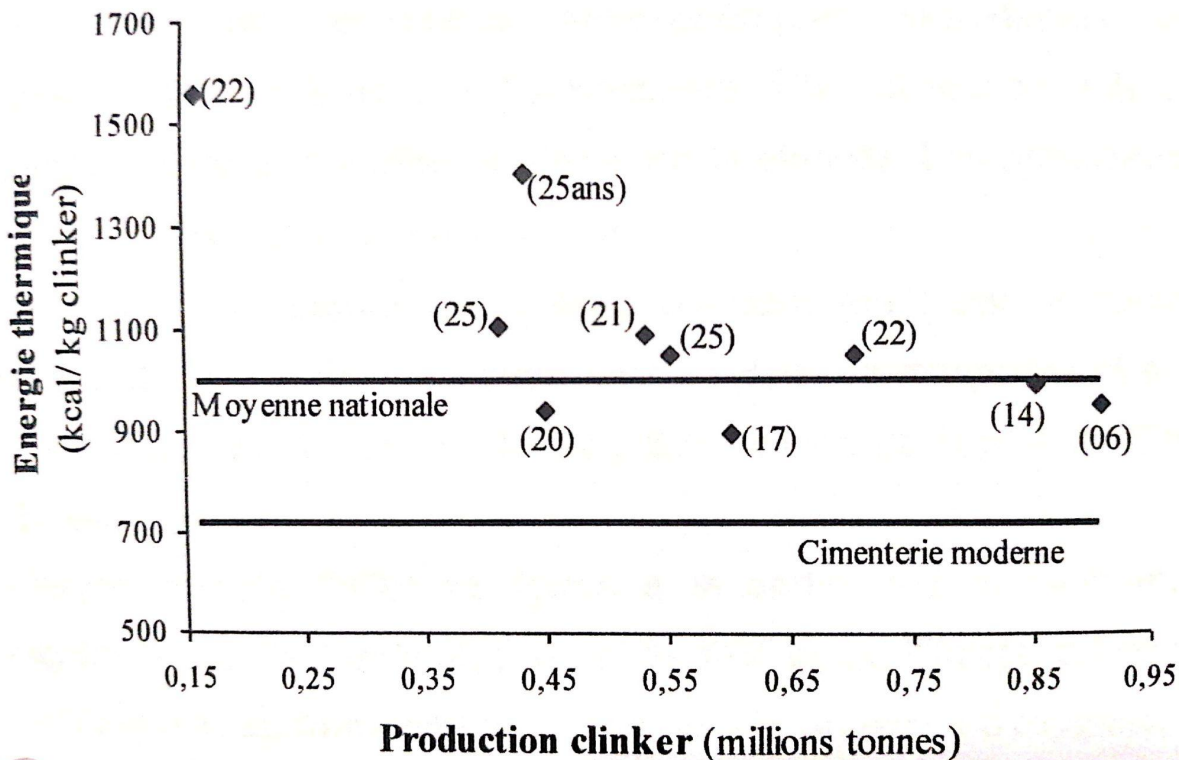


Figure II.1: répartition de la consommation spécifique d'énergie thermique.

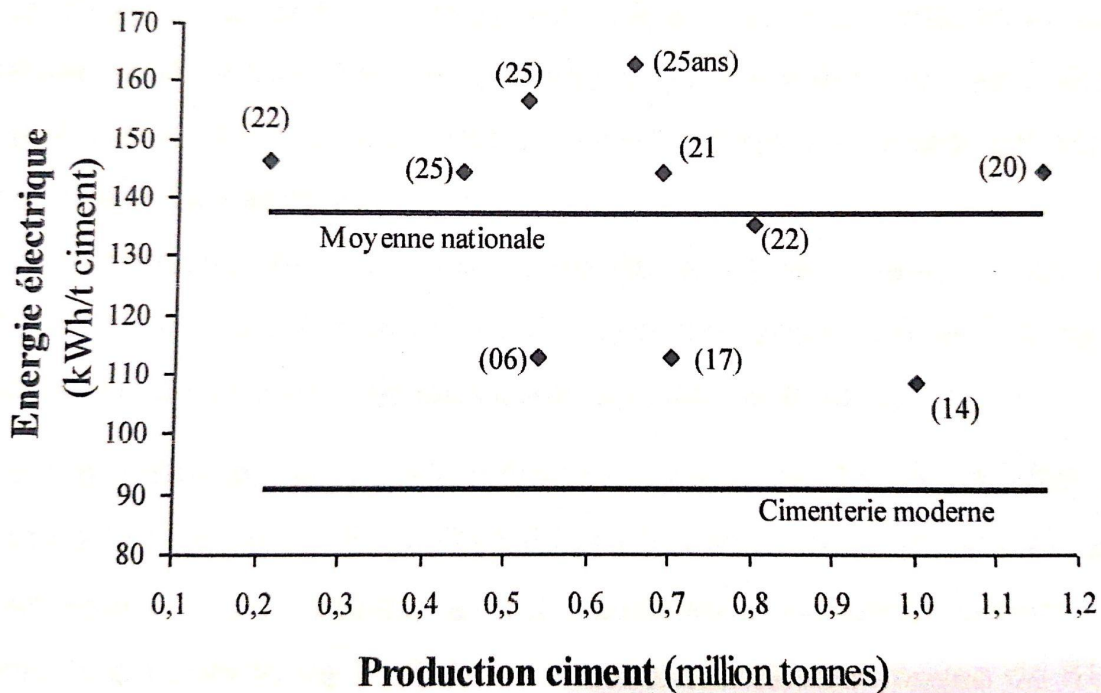


Figure II.2: répartition de la consommation spécifique d'énergie électrique .

### II.4-Le confort thermique:

Dans les environnements bâtis, le confort thermique est une exigence essentielle à laquelle le concepteur doit apporter les réponses nécessaires. La définition du confort thermique revêt donc une grande importance pour le bâtiment afin de lui permettre d'atteindre ses objectifs de fonctionnalité tout en justifiant, à tort ou à raison, l'installation d'équipements environnementaux (chauffage, ventilation et climatisation).

le confort thermique est défini par la norme internationale ISO 7730 comme étant la satisfaction exprimée quant à l'ambiance thermique, il est tout ce qui contribue à la création d'une ambiance thermique rassurant le bien-être, et s'exprime par une sensation agréable procurée par la satisfaction de besoins physiologiques (l'absence de contraintes thermiques imposées aux mécanismes thermorégulateurs du corps humain, l'obtention des conditions favorables pour tous les systèmes fonctionnels de l'organisme et la garantie d'un niveau élevé de capacité du travail, l'assurance d'un bilan équilibré entre les échanges thermiques

## Chapitre II : Généralités et étude bibliographique

du corps humain et de l'ambiance environnante) et l'absence de tensions psychologiques (Cantin, 2005 ; Evans, 1980). Ainsi, « il peut être défini dans un sens négatif, comme l'absence de gêne ou d'inconfort dû à la chaleur ou au froid, ou dans un sens positif comme un état engendrant le bien-être » (Givoni, 1978).[5]

### II.4.1-Les paramètres du confort thermique:

Le confort thermique est traditionnellement lié à 6 paramètres :

1. Le métabolisme, qui est la production de chaleur interne au corps humain permettant de maintenir celui-ci autour de  $36,7^{\circ}\text{C}$ . Un métabolisme de travail correspondant à une activité particulière s'ajoute au métabolisme de base du corps au repos.
2. L'habillement, qui représente une résistance thermique aux échanges de chaleur entre la surface de la peau et l'environnement.
3. La température ambiante de l'air  $T_a$ .
4. La température moyenne des parois  $T_p$ .
5. L'humidité relative de l'air (HR), qui est le rapport exprimé en pourcentage entre la quantité d'eau contenue dans l'air à la température  $T_a$  et la quantité maximale d'eau contenue à la même température.
6. La vitesse de l'air, qui influence les échanges de chaleur par convection. Dans le bâtiment, les vitesses de l'air ne dépassent généralement pas  $0,2 \text{ m/s}$ . [6]

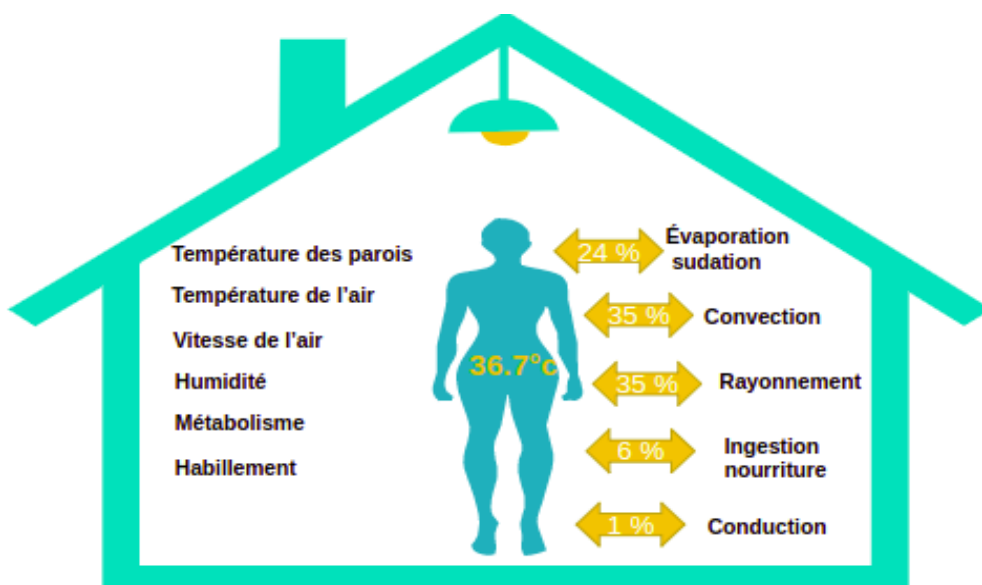


Figure II. 3 : Pertes thermiques du corps humain.

### II.4.2-comment assurer le confort thermique:

Pour obtenir un confort thermique satisfaisant, il faut agir au niveau du bâti, des systèmes et des occupants. Au niveau du bâti, une isolation suffisante et des fenêtres performantes évitent le phénomène de parois froides et diminuent les mouvements d'air. Au niveau des systèmes, une température de consigne autour de 19-20°C couplée à une bonne régulation et l'utilisation d'une VMC hygroréglable améliorent le confort thermique, tout en limitant les consommations d'énergie. Enfin, au niveau des occupants, une tenue adaptée à la saison est indispensable.[7]

### II.5-confort d'été:

L'environnement et les facteurs externes de certains bâtiments ne permettent pas toujours d'assurer le confort d'été en ouvrant simplement les fenêtres.

D'autre part, la climatisation est devenue à notre époque un élément essentiel pour le confort à tous les types de locaux, aux bureaux, à nos voitures, sans oublier nos habitations.

Quand a-t-on une sensation de confort thermique en été ?

A température élevée égale, on peut avoir une sensation de confort si l'air est sec (facilité de l'évaporation de la sueur), s'il est mis en mouvement (ventilateur, courant d'air) ou si la température des parois est plus faible que celle de l'air (meilleur rayonnement du corps vers ces parois).

La notion de bien-être thermique reste bien sûr liée à chaque individu mais quelques paramètres mesurables peuvent être pris en compte:

- la température intérieure de l'air qui ne devra pas excéder 26 C°,
- une humidité de l'air inférieure à 80%. [8]



### II.6-Etat de l'art:

les mémoires consultés:

- **1<sup>er</sup> cas:**

**titre: ETUDE DE CHAUFFAGE ET DE CLIMATISATION D'UN LOCAL.**

**présenté par: SLAMA Ahmed Walid.**

**l'année: 2013**

Le présent projet a pour but d'étudier la climatisation d'une banque étatique(CPA) a Touggourt.

Établir un programme (Matlab) pour réaliser les calculs.

Cette étude doit être en fonction des conditions climatiques et géographiques de la région tout en respectant les bases d'aménagement défini dans le plan d'architecture et les matériaux de construction utilisés afin d'atteindre les objectifs suivants :

- Assurer le confort été - hiver des locaux.
- assurer de l'air sain et frais
- Assurer l'économie d'énergie.

- **2<sup>eme</sup> cas:**

**titre: Conception, Etude et Analyse du conditionnement d'air et de chauffage d'un établissement scolaire Libanais.**

**présenté par: Rana ISMAIL.**

**l'année: 2015**

Ce projet consiste en la conception d'un système de climatisation et de chauffage pour l'école située à Sarine, Bekaa, Liban.

La détermination des différents types d'échange et de perte de chaleur dans les locaux est la première étape de cette conception.

Le calcul nécessaire des charges est effectué à l'aide du logiciel HAP (Hourly Analysis Program), des catalogues et spécifications des fournisseurs qui fournissent des informations sur les types de construction.

Une étude technique et économique détaillée du système de chauffage a été réalisée dans ce projet. Une étude écologique finale sur le niveau d'émission de CO2 (bilan carbone et TEWI) était nécessaire à la fin du projet pour avoir une idée de l'impact environnemental du fonctionnement du projet sur la durée de vie des équipements.

Le système de chauffage a été conçu pour répondre à la dernière édition du code ASHRAE (American Association of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers).

- **3<sup>eme</sup> cas:**

**titre: Calcul de bilan thermique d'un local bureautique avec BlockLoad.**

**présenté par: Ouared Kahina et Oudini Kheireddine.**

**l'année: 2018**

L'objectif de l'étude est le calcul des charges été/hiver pour un local bureautique, avec l'utilisation de logiciel de calcul Block Load . Ce progiciel utilise la méthode des facteurs de réponse pour calculer les charges. Cette méthode est approuvée par l'ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers) comme méthode adaptée pour le calcul des charges horaires. La méthode des facteurs de réponse ou Transfer Function Methodology for load calculations en anglais est décrite dans l'ASHRAE Handbook of Fundamentals de 1993.

- **4<sup>ème</sup> cas:**

**titre: Optimisation de la climatisation d'une villa.**

**présenté par:** Alain Saadé.

**l'année:** 2015

Le but de ce projet est d'étudier une villa située à Baabda, afin d'améliorer le système de refroidissement de cette villa, Et cela en essayant d'isoler les parties pour réduire la charge de refroidissement.

Les calculs sont faits sur HAP System Design Load 4.41.

Ensuite, une étude et une comparaison de deux systèmes de conditionnement, à savoir la machine à aspiration et les machines à compression VRV, ont été réalisées.

- **5<sup>ème</sup> cas:**

**titre: Performance d'une machine de climatisation solaire à absorption.**

**présenté par:** mohamed belhafsi.

**l'année:** 2013-2014

L'objectif de ce projet est d'étudier les performances d'un refroidisseur à absorption solaire.

Après avoir modélisé le réfrigérant à absorption LiBr/H<sub>2</sub>O, l'analyse des effets de différents paramètres sur les performances du réfrigérant a été initiée. Ensuite, l'étude du système solaire composé de 10 capteurs solaires plats et d'un ballon d'eau chaude a été réalisée.

L'étude de simulation a été réalisée avec le logiciel EES en utilisant une bibliothèque du couple LiBr/H<sub>2</sub>O.

- **6<sup>ème</sup> cas:**

**titre: optimisation paramétrique d'un cycle organique de rankine pour la récupération énergétique des gaz de rejets d'une cimenterie.**

**présenté par:** Zineb Fergani.

**l'année:** 2016

Cette étude traite de l'optimisation multicritère de deux configurations différentes de cycle organique de Rankine (ORC) pour la valorisation énergétique des déchets thermiques d'une cimenterie. Un modèle numérique complet a été développé à l'aide du logiciel Matlab. Ce modèle permet d'évaluer les performances énergétiques, économiques et environnementales des systèmes proposés.

Les approches exergie, exergie-économie et exergie-environnement sont adoptées pour le développement de ce modèle. Une fois la modélisation effectuée, une étude paramétrique a été menée pour évaluer l'effet de différents paramètres de fonctionnement sur les performances des systèmes étudiés. Par la suite, les systèmes ont été optimisés en termes d'énergie, d'économie et d'environnement afin de déterminer les paramètres optimaux qui satisfont tous ces critères. Dans une première étape, chaque critère est optimisé séparément. Dans une deuxième étape, les trois critères sont considérés simultanément lors de l'optimisation.

Enfin, une analyse exergue, exergue-économique et exergue-environnementale des systèmes étudiés a été réalisée dans les conditions optimales obtenues.

- **7<sup>ème</sup> cas:**

**titre: Étude comparative pour la climatisation d'un immeuble.**

**présenté par:** Haddad Elias.

**l'année:** 2016 – 2017

Ce projet consiste à établir la conception d'un système de chauffage pour l'immeuble « LOT 5 » situé à Beyrouth, Liban. La détermination des différents types d'échange calorifique et de déperdition dans les locaux constitue la première étape de cette conception.

## Chapitre II : Généralités et étude bibliographique

---

Les charges nécessaires ont été calculées à l'aide du logiciel HAP de CARRIER, des catalogues des fournisseurs et des cahiers des charges qui renseignent sur les types de construction.

Afin de trouver le bilan chaud de l'immeuble, il était nécessaire de choisir le mode de chauffage. Le chauffage au sol était la meilleure option, puis passez au choix des tuyaux. La suite sera à déterminer le meilleur système de chauffage, en faisant une étude comparative au niveau des coûts et au niveau écologique entre trois systèmes différents (La pompe à chaleur, la chaudière à mazout et la chaudière gaz à condensation).

- **8<sup>eme</sup> cas:**

**titre: Simulation et étude comparée de cycle à absorption (LiBr / H<sub>2</sub>O) à usage de froid. cas de l'unité de production de détergent HENKEL.**

**présenté par:** Chougui Mohamed Lamine.

**l'année:** 2010

Les objectifs de cette étude sont d'analyser le fonctionnement d'une machine à absorption simple effet utilisant le couple (LiBr/H<sub>2</sub>O) par des simulations numériques sous différentes conditions et de les comparer aux conditions régissant les performances annoncées par les fabricants et celles recueillies lors des mesures, sur plateforme.

### II.9-conclusion:

Dans ce chapitre, nous avons pu définir le confort d'été et les différents modes de transfert de chaleur, nous faisons également un bref rappel sur les échanges thermiques, aussi nous avons cité les techniques de chauffage ainsi de climatisation qu'il varient selon les besoins énergétiques, les systèmes actives conçues jusqu'à présent et les techniques utilisées.

# **Chapitre III : modélisation de logement d'étude**

### III.1- Introduction :

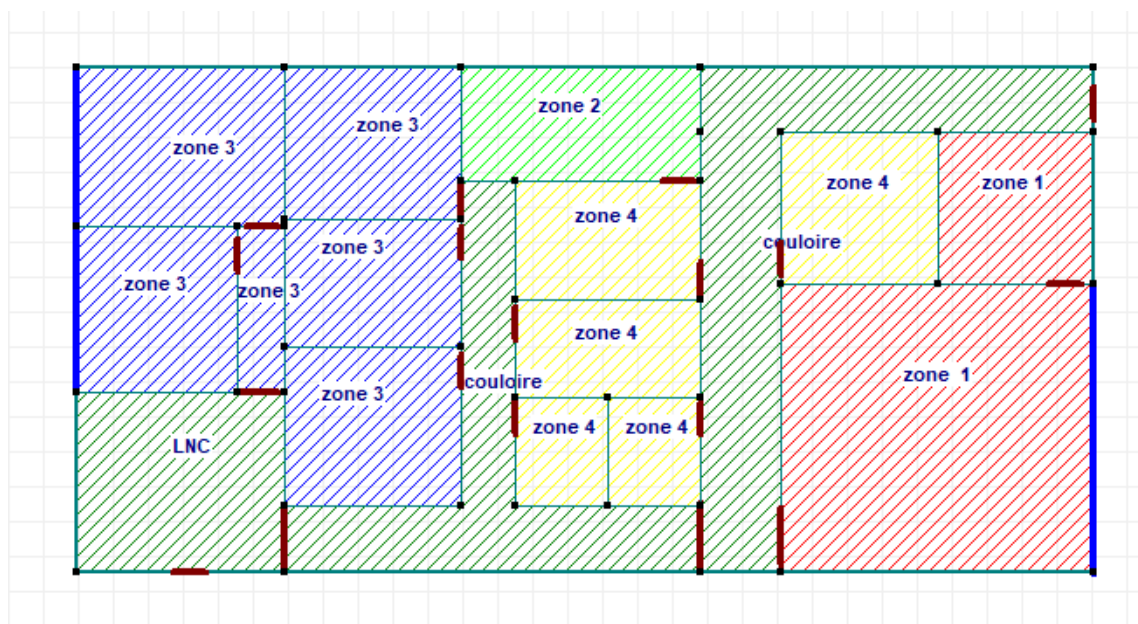
Dans ce chapitre nous allons présenter le local étudié et la situation géographique et climat de lieu, ainsi que la composition de tous ces éléments (murs, planchers, vitrage, portes...).

Ensuite, nous allons étudier les différents gains de chaleur en été à travers les parois, vitrage, portes...pour déterminer le bilan froid de ce local.

### III.2- Description du local:

Le local à climatiser est un local bureautique dans le troisième étage du bâtiment de commande de la (SCMI) situé à la ville de Meftah wilaya de blida (au nord de L'Algérie).

Le plan du local est présenté sur figure III.1:



*Figure III.1:Schéma du bureau utilisant le programme pléiade*

les zones rafraîchis:

zone 1: salle de commande.

zone 2: serveur.

zone 3: service process.

zone 4: service système.

## Chapitre III : modélisation de logement d'étude

### III.2.1- situation et données géographique de lieu:

notre projet est fait dans la commune de Meftah, Située au nord-est de la ville de Blida nord d'Algérie à environ 41 km, Bien que administrativement faisant partie de cette wilaya, elle est plus proche des chefs-lieux de wilaya d'Alger, à 26 km au nord-ouest, et de Boumerdes, à 35 km au nord-est.

La ville a une altitude avoisinant les 100 mètres au-dessus du niveau de la mer.

Sa position géographique est définie par:

une latitude de 36° 37' 10" nord.

un longitude de 3° 13' 20" est. [10]



Figure III.2: situation géographique a Google Map

### III.2.2- le climat de la région:

De par sa proximité avec la mer Méditerranée , elle est influencée par un climat méditerranéen (doux et humide en hiver, chaud et sec en été) et bénéficie des brises marines qui rafraîchissent les zones résidentielles en hiver.

Pendant l'été, le temps est beaucoup plus sec et chaud, avec de très rares orages, et caractérisé par de fortes chaleurs provoqués par des vents du sud-ouest appelés Scirocco. La température dépassant souvent les 40 degrés à l'ombre provoque des incendies sur les hauteurs. [10]

### III.3- HAP

HAP (hourly analysis program) est un logiciel pour la société CARRIER de calcul et de simulation énergétique thermique, plus précisément des charges calorifiques été/hiver des différents types de bâtiments. En plus, il sert à étudier les divers équipements des systèmes de climatisation tels que les GRL, chaudières, tour de refroidissement, etc....[20]



*Figure III.3:* Logo HAP

#### III.3.1- Éléments de construction:

Pour utiliser le logiciel HAP, il est nécessaire de comprendre les différents éléments qui composent un bâtiment. Connaissant ces éléments, il est facile de retrouver leurs caractéristiques thermiques à travers le logiciel lui-même ou les spécifications données par le fournisseur. De plus, les consultants et les architectes nous fournissent d'autres informations nécessaires telles que l'occupation, l'éclairage, l'équipement, etc.

Une fois ces données disponibles, le bilan thermique (chaud et froid) peut être calculé à l'aide du logiciel HAP. Voici les principaux éléments de construction utilisés dans le bâtiment et de leurs propriétés :

## Chapitre III : modélisation de logement d'étude

---

- Mur extérieur :

- résistance de convection intérieure ;  $R_{conv,int} = 0.12 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$

- résistance de l'enduit ciment ;  $R_{enduit} = 0.008 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$

- résistance de béton cellulaire 25 cm ;  $R_{béton,25} = 0.187 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$

- résistance de l'enduit ciment ;  $R_{enduit} = 0.008 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$

- résistance de convection extérieure ;  $R_{conv,ext} = 0.06 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$

$$U_{mur} = \frac{1}{\sum Ri} = 2.198 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$$

- Partition :

- résistance de convection intérieure ;  $R_{conv,int} = 0.12 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$

- résistance de l'aluminium ;  $R_{alum} = 0.09 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$

- résistance de convection extérieure ;  $R_{conv,ext} = 0.06 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$

$$U_{part} = \frac{1}{\sum Ri} = 3.703 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$$

- Fenêtre 01:

$$U_{fenêtre} = 6.918 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$$

- Fenêtre 02:

$$U_{fenêtre} = 6.918 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$$

- Fenêtre 03:

$$U_{fenêtre} = 6.918 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$$

- porte 01:

$$U_{porte} = 0.292 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$$

- porte 02:

$$U_{porte} = 0.326 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$$



## Chapitre III : modélisation de logement d'étude

---

- Plancher bas :

- résistance de convection intérieure ;  $R_{conv,int} = 0.12 \text{ m}^2 \cdot K/W$

- résistance de panneau de bois 1.9 cm ;  $R_{pb} = 0.16 \text{ m}^2 \cdot K/W$

- résistance de lame d'air ;  $R_{LA} = 0.16 \text{ m}^2 \cdot K/W$

- résistance de béton armé 16 cm ;  $R_{béton,16} = 0.091 \text{ m}^2 \cdot K/W$

- résistance de convection extérieure ;  $R_{conv,ext} = 0.06 \text{ m}^2 \cdot K/W$

$$U_{mur} = \frac{1}{\sum Ri} = 1.681 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot K$$

- toiture :

- résistance de convection intérieure ;  $R_{conv,int} = 0.12 \text{ m}^2 \cdot K/W$

- résistance de plafond en pvc 1.5 cm ;  $R_{pvc} = 0.09 \text{ m}^2 \cdot K/W$

- résistance de lame d'air 35 cm ;  $R_{LA} = 0.16 \text{ m}^2 \cdot K/W$

- résistance de béton 16 cm ;  $R_{béton} = 0.091 \text{ m}^2 \cdot K/W$

- résistance de convection extérieure ;  $R_{conv,ext} = 0.06 \text{ m}^2 \cdot K/W$

$$U_{mur} = \frac{1}{\sum Ri} = 1.913 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot K$$

## Chapitre III : modélisation de logement d'étude

Surface [m <sup>2</sup> ]	Hauteur [m]	Nombre d'occupants	Les appareils électrique
372,53	2.75	25	60

**Tableau III.1 :** cahier de charge de local.

Types d'appareils	Gain de chaleur sensible (W)
Télévision	90
Ordinateur	450
PC portable	65
Imprimante	53
réfrigérateur	90
micro-onde	1065

**Tableau III.2 :** *Apports de chaleur sensible par les appareillages*

### III.4- Le Bilan thermique:

#### III.4.1- Principe du calcul:

Le bilan thermique froid (chaleur sensible et chaleur latente) correspond aux apports de chaleur venant de l'extérieur vers le local et à l'intérieur du local. Le calcul du bilan thermique permet de dimensionner l'appareil de climatisation.

La chaleur latente correspond à l'équivalent des apports d'humidité dû à l'occupation ou à l'air introduit dans le local par infiltration ou renouvellement d'air, la chaleur latente se traduit en fait par un accroissement du taux d'humidité dans le local. [21]

Soit :

$$\text{chaleur sensible} + \text{chaleur latente} = \text{chaleur totale.}$$

#### Chaleur sensible :

La chaleur sensible est la quantité de chaleur échangée sans transition de phase physique entre deux corps formant un système isolé.

$$Q_s = m \times C_p \times (T_2 - T_1) = m \times (h_2 - h_1)$$

## Chapitre III : modélisation de logement d'étude

---

Qs : Quantité de chaleur sensible (KW)

ma : Débit massique de la matière (Kg/s)

Cp : Capacité thermique de la matière (KJ/Kg.K)

T : Température (K)

h : Enthalpie spécifique (KJ/Kg)

### Chaleur latente :

On appelle chaleur latente l'énergie échangée lors d'un changement de phase d'un corps

$$\text{pur. HL} = ma \times w \times hw$$

HL : Chaleur latente (KW)

ma : Débit massique du matériau (Kg/s)

w : Teneur en eau (KJ/Kg)

hw : Enthalpie spécifique du matériel (KJ/Kg)

Le principe de calcul des charges repose sur la recherche des apports de chaleur de l'établissement tels que :

- Les charges dues à l'ensoleillement à travers les vitrages ;
- Les charges par transmission à travers les parois ;
- Les charges par introduction d'air neuf de l'extérieur ;
- Les charges dues aux occupants ;
- Les charges dues à l'éclairage ;
- Les charges dues aux divers équipements. [21]

### III.4.2- Calcul de bilan thermique froid:

D'après tout ce qui précède, on peut passer à l'utilisation du logiciel HAP qui facilite le calcul du bilan thermique, par un simple remplissage des données déjà obtenues, pendant que des autres seront présentés par HAP selon les standards internationaux (ASHRAE 1993). On note que ce logiciel offre la possibilité d'établir des plans (horaires/calendriers) pour prévoir le comportement thermique du bâtiment en fonction du temps (éclairage, occupants, équipement, rayonnement solaire, etc...) et qui nous aide à connaître comment doit être le comportement de nos systèmes après. [20]

Le calcul sera fait zone par zone, pour passer à l'ensemble des zones qui constituent le local.

### III.4.2.1- Préparation des données:

Tout d'abord il faut préciser les différents paramètres liés au site : la région « Afrique du Nord », l'emplacement « algerie », la ville « meftah », et la température sèche de l'été «35°C».

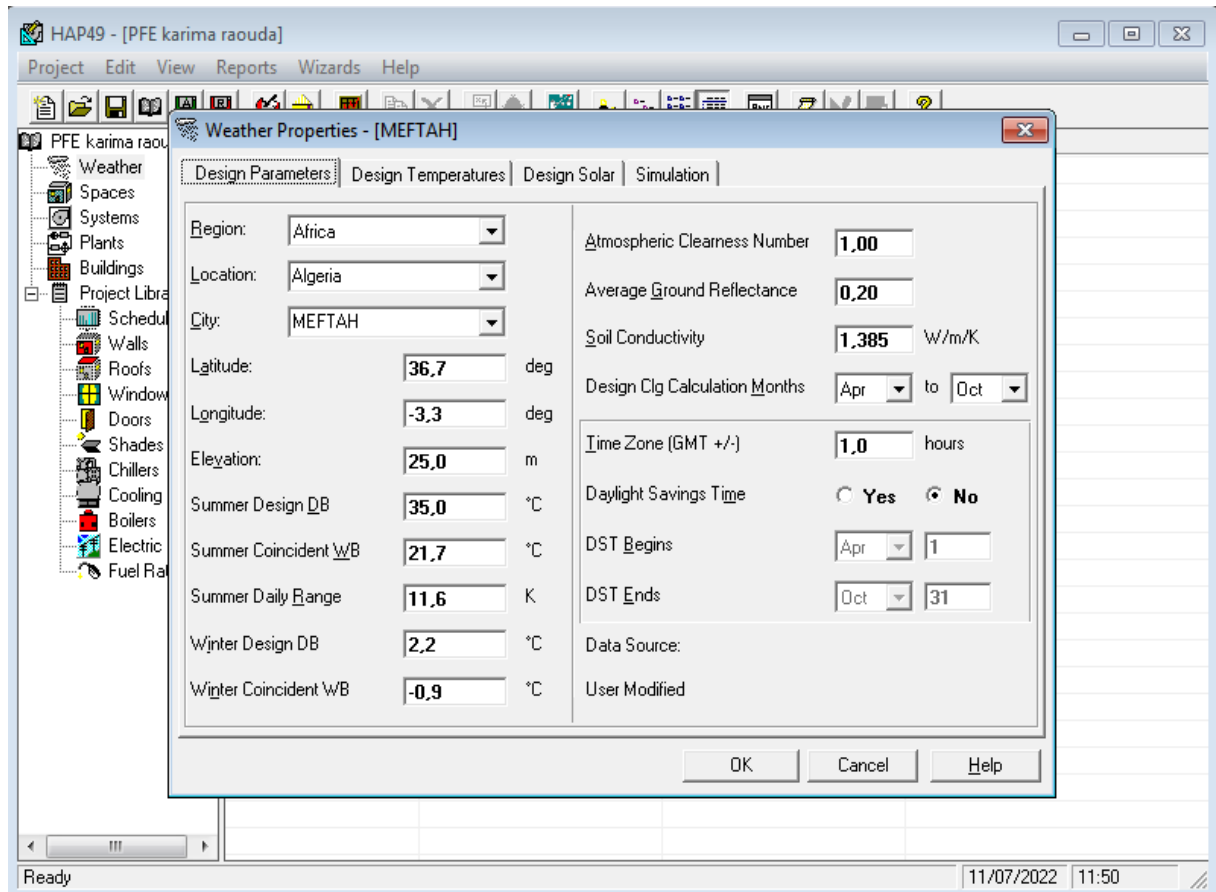


Figure III.4: différents paramètres liés au site, par HAP

Puis à chaque zone de local il faut faire les étapes suivantes :

- Préciser sa surface et sa hauteur

## Chapitre III : modélisation de logement d'étude

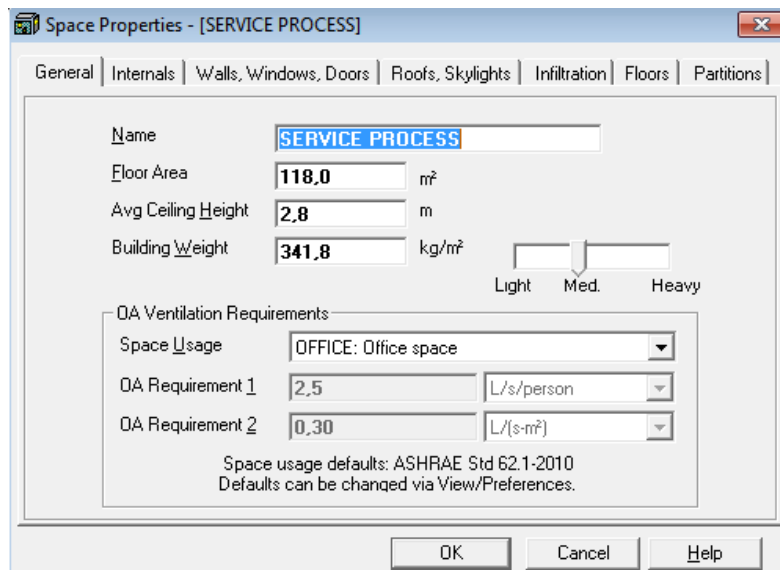


Figure III.5: différents paramètres reliés au site, par HAP

- Préciser les différents matériaux des composants de chaque zone afin de déterminer le coefficient global de ses composants:

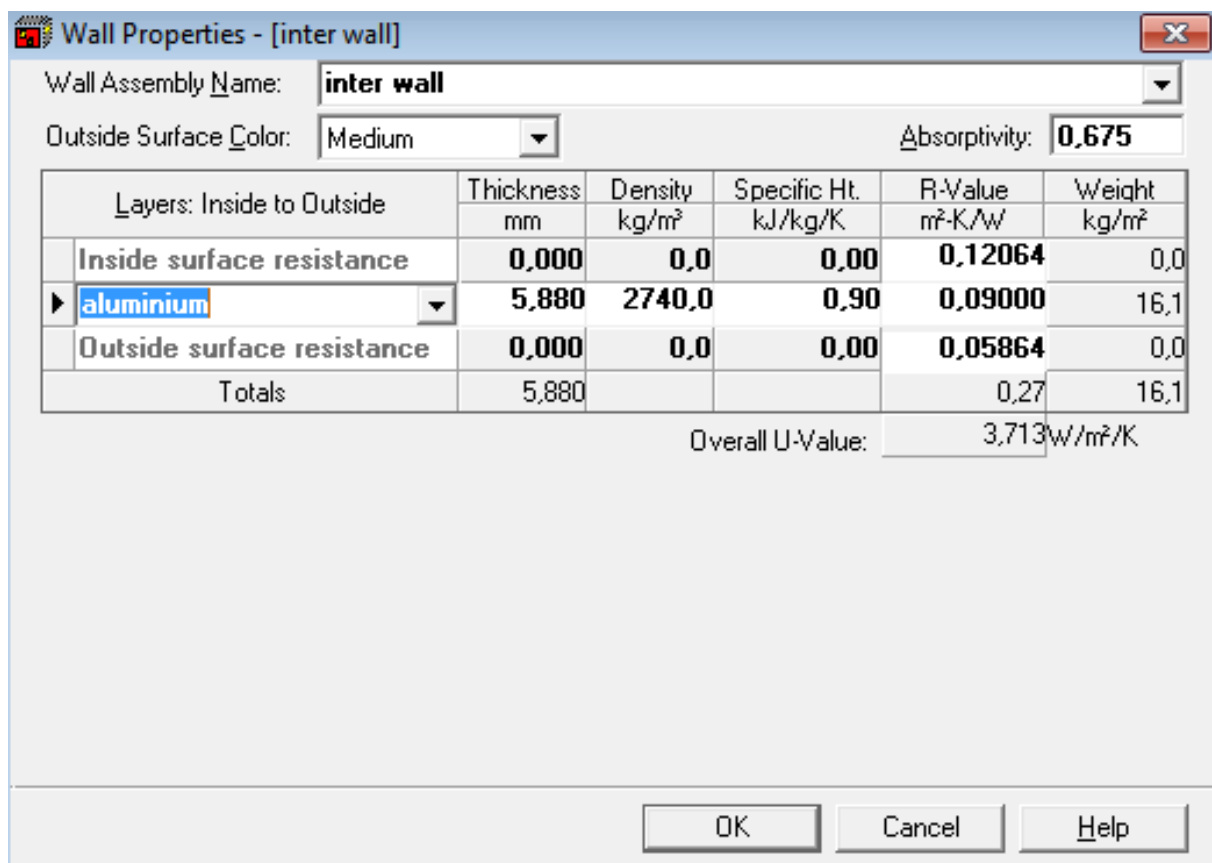
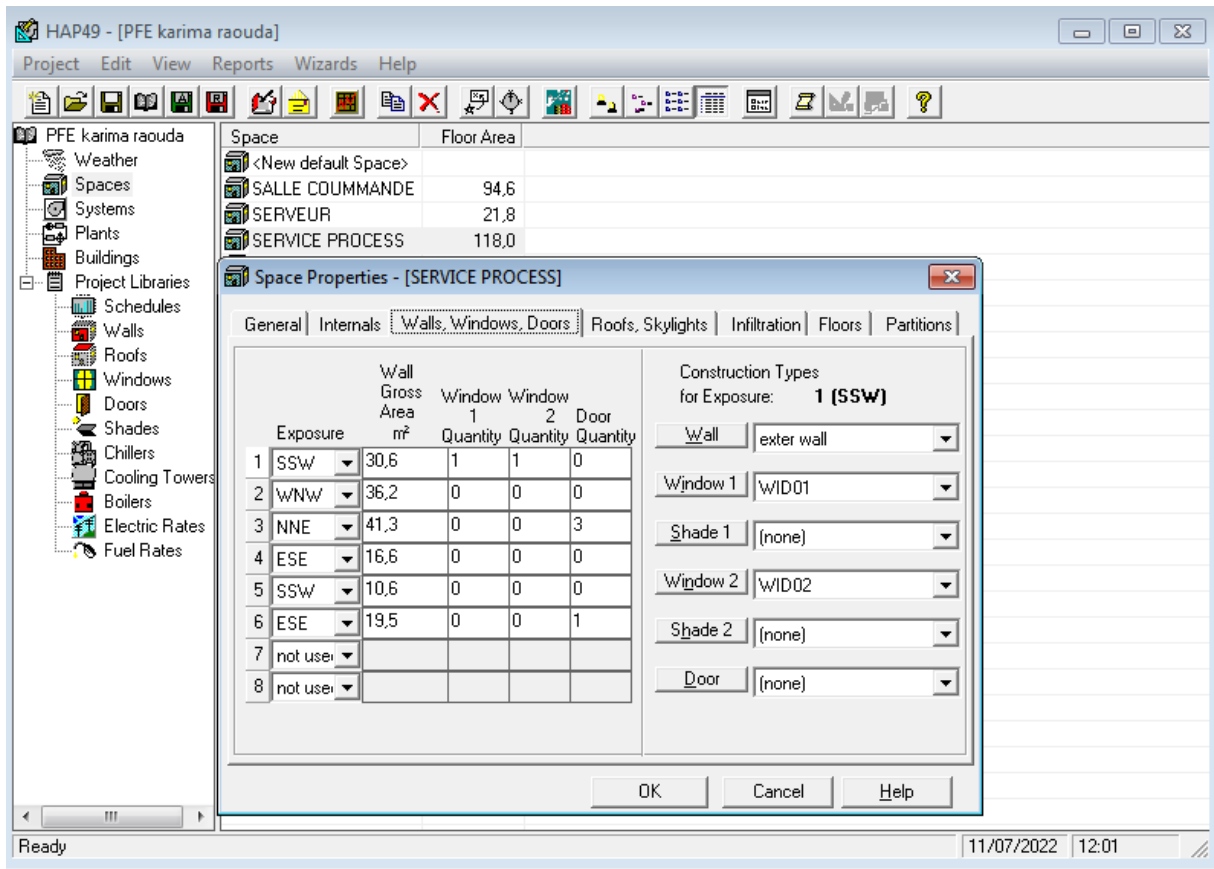


Figure III.6: différents matériaux de construction reliés au composant de bâtiment

## Chapitre III : modélisation de logement d'étude

- Préciser la surface de chaque mur de la zone, le nombre des fenêtres et portes



*Figure III.7:* différents composants de la zone.

Toutes les données nécessaires que l'on va utiliser dans ce logiciel pour le « service process» sont présentées ci-dessous :

## Chapitre III : modélisation de logement d'étude

Space Input Data		07/03/2022 11:10																																					
PFE karima raouda Karima et Raouda																																							
<b>SERVICE PROCESS</b>																																							
<b>1. General Details:</b>																																							
Floor Area	118,0	m <sup>2</sup>																																					
Avg. Ceiling Height	2,8	m																																					
Building Weight	341,8	kg/m <sup>2</sup>																																					
<b>1.1. OA Ventilation Requirements:</b>																																							
Space Usage	OFFICE: Office space																																						
OA Requirement 1	2,5	L/s/person																																					
OA Requirement 2	0,30	L/(s-m <sup>2</sup> )																																					
Space Usage Defaults	ASHRAE Standard 62.1-2010																																						
<b>2. Internals:</b>																																							
<b>2.1. Overhead Lighting:</b>																																							
Fixture Type	Recessed (Unvented)																																						
Wattage	1000,0	Watts																																					
Ballast Multiplier	1,10																																						
Schedule	LIGHTING SCHEDULE																																						
<b>2.2. Task Lighting:</b>																																							
Wattage	0,00	W/m <sup>2</sup>																																					
Schedule	None																																						
<b>2.3. Electrical Equipment:</b>																																							
Wattage	4151,0	Watts																																					
Schedule	LIGHTING SCHEDULE																																						
<b>2.4. People:</b>																																							
Occupancy	11,0	People																																					
Activity Level	Office Work																																						
Sensible	71,8	W/person																																					
Latent	60,1	W/person																																					
Schedule	people Schedule																																						
<b>2.5. Miscellaneous Loads:</b>																																							
Sensible	0	W																																					
Schedule	None																																						
Latent	0	W																																					
Schedule	None																																						
<b>3. Walls, Windows, Doors:</b>																																							
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse; text-align: center;"> <thead> <tr> <th>Exp.</th> <th>Wall Gross Area (m<sup>2</sup>)</th> <th>Window 1 Qty.</th> <th>Window 2 Qty.</th> <th>Door 1 Qty.</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>SSW</td> <td>30,6</td> <td>1</td> <td>1</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>WNW</td> <td>36,2</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td><del>NNE</del></td> <td>41,3</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>3</td> </tr> <tr> <td>ESE</td> <td>16,6</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>SSW</td> <td>10,6</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>ESE</td> <td>19,5</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>1</td> </tr> </tbody> </table>					Exp.	Wall Gross Area (m <sup>2</sup> )	Window 1 Qty.	Window 2 Qty.	Door 1 Qty.	SSW	30,6	1	1	0	WNW	36,2	0	0	0	<del>NNE</del>	41,3	0	0	3	ESE	16,6	0	0	0	SSW	10,6	0	0	0	ESE	19,5	0	0	1
Exp.	Wall Gross Area (m <sup>2</sup> )	Window 1 Qty.	Window 2 Qty.	Door 1 Qty.																																			
SSW	30,6	1	1	0																																			
WNW	36,2	0	0	0																																			
<del>NNE</del>	41,3	0	0	3																																			
ESE	16,6	0	0	0																																			
SSW	10,6	0	0	0																																			
ESE	19,5	0	0	1																																			
<b>3.1. Construction Types for Exposure SSW</b>																																							
Wall Type	exter wall																																						
1st Window Type	WD01																																						
2nd Window Type	WD02																																						
<b>3.2. Construction Types for Exposure WNW</b>																																							
Wall Type	exter wall																																						
<b>3.3. Construction Types for Exposure NNE</b>																																							
Wall Type	inter wall																																						
Door Type	DOOR01																																						
<b>3.4. Construction Types for Exposure ESE</b>																																							
Wall Type	inter wall																																						
<b>3.5. Construction Types for Exposure SSW</b>																																							
Wall Type	inter wall																																						
<b>3.6. Construction Types for Exposure ESE</b>																																							
Wall Type	inter wall																																						
Door Type	DOOR01																																						
<b>4. Roofs, Skylights:</b>																																							
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse; text-align: center;"> <thead> <tr> <th>Exp.</th> <th>Roof Gross Area (m<sup>2</sup>)</th> <th>Roof Slope (deg.)</th> <th>Skylight Qty.</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>H</td> <td>118,0</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> </tbody> </table>					Exp.	Roof Gross Area (m <sup>2</sup> )	Roof Slope (deg.)	Skylight Qty.	H	118,0	0	0																											
Exp.	Roof Gross Area (m <sup>2</sup> )	Roof Slope (deg.)	Skylight Qty.																																				
H	118,0	0	0																																				
<b>4.1. Construction Types for Exposure H</b>																																							
Roof Type	roof																																						
<b>5. Infiltration:</b>																																							
Design Cooling	1,00	ACH																																					
Design Heating	1,00	ACH																																					
Energy Analysis	0,80	ACH																																					

**Figure III.8:** différentes données de la zone « service process»

## Chapitre III : modélisation de logement d'étude

La machine de refroidissement par absorption a besoin d'une source chaude pour fonctionner, qui est transférée par l'eau chaude, et pour cela il est également nécessaire de choisir une cuve de stockage dans le système. Nous stockerons l'eau chaude dans cette cuve et nous contrôlons la température de l'eau.

Boiler Properties - [Boiler 1]

Boiler Description

Name: Boiler 1

Fuel or Energy Type: Natural Gas

Boiler Type: Hot Water

Boiler Full Load Data

Boiler Capacity

Auto-size

Gross Output: [ ] kW

Design HWST: 90,2 °C

Hot Water Flow Rate: 11,1 °K

Overall Efficiency: 80,0 %

Boiler Accessories: 0,00 kW

Part Load Model

Non-Condensing Boiler Model - Efficiency = f(PLR,HWST)

OK Cancel Help

Boiler Name Max. Characters: 35

*Figure III.9:* différents paramètres reliés au cuve de stockage

### III.4.2.2- Besoin calorifique:

Après avoir terminé chaque zone de local; HAP nous montre les résultats de chaque zone à part:



## Chapitre III : modélisation de logement d'étude

<b>Zone Design Load Summary for ABSORPTION CHILLER</b>		07/11/2022 12:05
Project Name: PFE karima raouda		
Prepared by: Karima et Raouda		

Zone 1	DESIGN COOLING			DESIGN HEATING		
	COOLING DATA AT Jul 1600			HEATING DATA AT DES HTG		
	COOLING OA DB / WB 34,7 °C / 21,6 °C			HEATING OA DB / WB 2,2 °C / -0,9 °C		
	OCCUPIED T-STAT 24,0 °C			OCCUPIED T-STAT 22,0 °C		
ZONE LOADS	Details	Sensible (W)	Latent (W)	Details	Sensible (W)	Latent (W)
Window & Skylight Solar Loads	10 m²	786	-	10 m²	-	-
Wall Transmission	132 m²	2639	-	132 m²	4484	-
Roof Transmission	95 m²	688	-	95 m²	3579	-
Window Transmission	10 m²	607	-	10 m²	1355	-
Skylight Transmission	0 m²	0	-	0 m²	0	-
Door Loads	2 m²	126	-	2 m²	68	-
Floor Transmission	0 m²	0	-	0 m²	0	-
Partitions	35 m²	-26	-	35 m²	227	-
Ceiling	0 m²	0	-	0 m²	0	-
Overhead Lighting	44 W	44	-	0	0	-
Task Lighting	0 W	0	-	0	0	-
Electric Equipment	7260 W	7256	-	0	0	-
People	7	502	421	0	0	0
Infiltration	-	667	152	-	2064	0
Miscellaneous	-	0	0	-	0	0
Safety Factor	15% / 10%	1994	57	0%	0	0
>> Total Zone Loads	-	15284	629	-	11778	0

*Figure III.10:* Besoin calorifique du zone1

Les résultats pour les autres zones se trouvent dans l'annexe C.

### III.5- Conclusion :

D'après le figure ci-dessus, on obtient les valeurs calculées des puissances calorifiques totales des zones, qu'il faudra alors couvrir lors de la modélisation de notre machine à absorption.

**Chapitre IV :**  
**Les machines à absorption**

## Chapitre IV : Les machines à absorption

### IV.1- Introduction :

Après qu'on a décrit l'état de l'art concernant les études techniques de chauffage et climatisation et les techniques utilisées dans cette dernière, on va maintenant faire un rappel sur les machines trithermes suivi d'une synthèse sur les processus de production de froid par absorption.

### IV.2- Définition:

Une machine frigorifique, est une machine thermodynamique destinée à assurer le froid d'un local ou d'un système à partir d'une source de chaleur externe dont la température est supérieure à celle du local ou du système à refroidir. C'est donc un système de froid qui transfère des calories d'un milieu à haut niveau de température vers un milieu où la température doit être inférieure. L'écoulement naturel de la chaleur s'effectuant toujours d'un corps froid vers un corps chaud, on peut définir également la machine frigorifique comme un matériel permettant de réaliser l'écoulement de chaleur inverse du sens naturel, c'est-à-dire d'un milieu chaud vers un milieu froid. Une dépense d'énergie sera bien entendu inévitable pour réaliser ce transfert inverse. L'énergie nécessaire pour assurer le transfert doit être inférieure à l'énergie calorifique utile pour que le système ait un quelconque intérêt. [11]

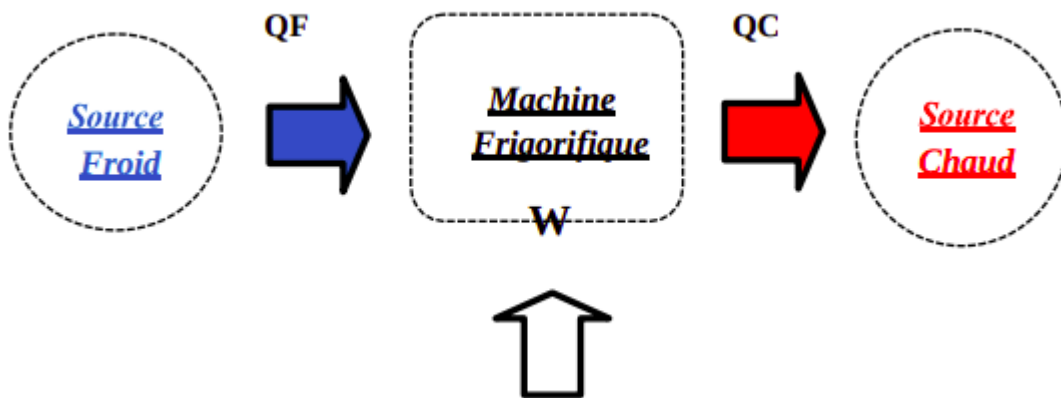


Figure IV.1 : Diagramme énergétique d'une machine frigorifique.

### IV.3- Types de cycles frigorifiques :

Si les systèmes de production du froid sont actuellement nombreux et variés, alors que le principe reste toujours le même, il s'agit d'extraire une quantité de chaleur  $Q_1$  d'une source dite source utile à un niveau de température  $T_1$  et injecter une quantité  $Q_2$  à un autre niveau de

## Chapitre IV : Les machines à absorption

température T2 Si T1 est inférieure à celle de la source gratuite disponible (à température T2 ), d'après le deuxième principe, un tel transfert reste impossible, l'apport d'une énergie est obligatoire. Suivant la nature de cette énergie mise en jeu (chaleur, travail) on distingue deux grandes catégories de machines :

**Machines à compression mécanique** qui utilisent le travail comme énergie, elles fonctionnent entre deux sources de chaleur. À titre d'exemple les machines à changement de phase ou les machines à gaz.

**Machines à énergie thermique** qui nécessitent un apport de chaleur comme énergie à un niveau de température T3. Ces machines fonctionnent généralement entre trois sources de chaleur. Par exemple, les machines à absorption fonctionnant à partir d'énergie thermique.[11]

### IV.4- Rappels sur les machines trithermes :

Le principe de fonctionnement de ces systèmes consiste à extraire ou fournir une quantité de chaleur en consommant de l'énergie calorifique. Ils sont constitués d'au moins trois sources de chaleur :

- ❖ source froide, à la température  $T_f$
- ❖ source intermédiaire ou puits de rejet thermique à la température  $T_i$
- ❖ source fournissant de la chaleur " motrice " à la température  $T_c$

Parmi ces systèmes trithermes, on peut distinguer deux cas suivant le niveau de la température  $T_c$ :

$$1^{er} \text{ cas : } T_c > T_i > T_f$$

Le système en question (Figure 3.2) absorbe de la chaleur motrice à la source de température  $T_i$ , et peut être, suivant l'utilisation, soit un système frigorifique (effet utile  $Q_r$ ) ou une pompe à chaleur (effet utile  $Q_i$ ).

Le coefficient de performance frigorifique, donné dans le cas réel par le rapport de la quantité de chaleur absorbée à la source froide à la quantité de chaleur motrice, est exprimé, pour un système idéal par:

$$(COP_F)_{id} = \frac{T_f}{T_c} \frac{T_c - T_i}{T_i - T_f} \quad (IV.1)$$

Lorsque le système fonctionne en pompe à chaleur, le coefficient de performance calorifique réel donné par le rapport de la chaleur cédée au puits de chaleur de

## Chapitre IV : Les machines à absorption

température  $T_i$  à la chaleur motrice à  $T_c$  est supérieur à l'unité. Dans le cas idéal, réversible:

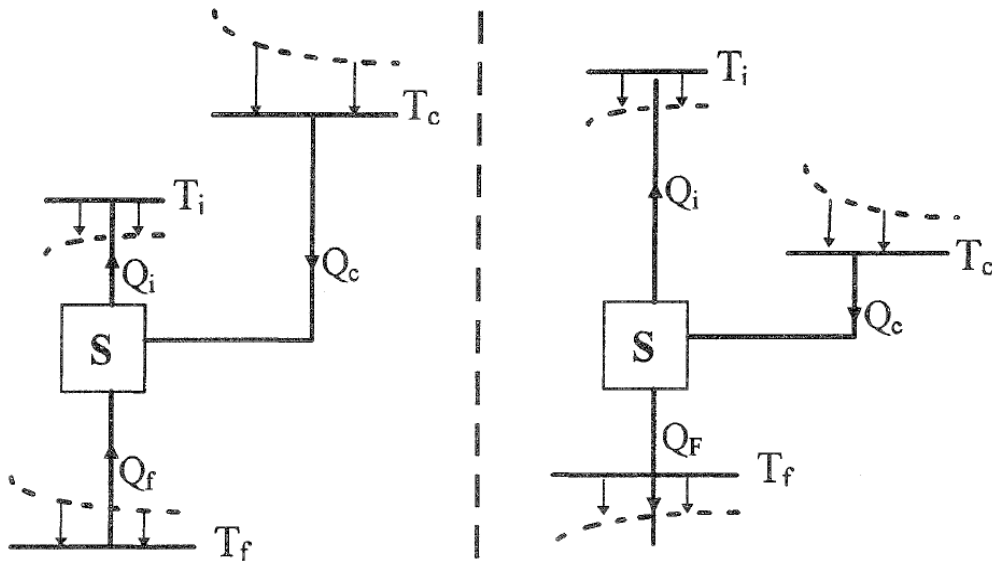
$$(COP_c)_{id} = \frac{T_i}{T_c} \frac{T_c - T_f}{T_i - T_f} \quad (IV.2)$$

2<sup>ème</sup> cas :  $T_i > T_c > T_f$

Dans ces conditions, le système (Figure 3.3) rejette nécessairement de la chaleur à la source de basse température  $T_f$  qui est alors un « puits froid ».

Par contre le système cède de la chaleur (effet utile  $Q_i$ ) au puits thermique de température  $T_i$ .

Le système ne fonctionne donc qu'en pompe à chaleur, c'est un « thermo transformateur » dont le  $COP_c$  est inférieur à l'unité. [12]



**Figure IV.2:** système tritherme  $T_c > T_i > T_f$     **Figure IV.3:** système tritherme  $T_i > T_c > T_f$

## Chapitre IV : Les machines à absorption

---

### IV.5- Les machines à absorption :

#### IV.5.1- Bref rappel historique :

Le principe de refroidissement par absorption a été démontré vers la fin du 19<sup>ème</sup> Siècle(1859), mise au point par un français, Ferdinand carré. Le fluide utilisé est un mélange binaire, il se compose d'eau et d'acide Sulfurique. Mais le fonctionnement se faisait de façon discontinue dix ans plus tard.

FERDINAND Carré a adopté le mélange (eau/ammoniac) et il a obtenu par la même occasion un fonctionnement continu.

- ❖ Vers 1899, la théorie des mélanges fut établie par Duhem.
- ❖ De 1890 à 1900, de nombreuses machines à absorption sont installées dans l'industrie du Pétrole et les installations de fabrication des produits chimiques.
- ❖ Dans les années 1900, les installations à compression mécanique prennent de plus en plus d'importance pour finalement dominer le marché devant la machine à absorption. Néanmoins, les recherches n'ont jamais cessé pour développer ce type de machines.
- ❖ Les savants tels que PLANK, ALTENKIRCH, MAIURI ont contribué au perfectionnement de cette machine, il faut citer aussi les travaux de Von Platen et MUNTERS sur le cycle absorption-diffusion pour les réfrigérateurs à absorption sans pompe.

Depuis, différents concepteurs, chercheurs et scientifiques parmi eux ALBERT Einstein ont essayé d'étudier et de perfectionner cette machine.

L'essor de cette technologie est véritablement intervenu après la deuxième guerre mondiale.

- ❖ De 1950 à 1965, l'absorption connaît un succès commercial important, en particulier aux États-Unis, deux couples sont alors en compétition : ammoniac/eau ( $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ ) et eau/bromure de lithium ( $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ ).
- ❖ En 1965 environ 30 % des machines de fortes puissances frigorifiques aux États-Unis utilisaient le principe de l'absorption (15 % en 1958).
- ❖ L'année 1970 marque le début de la production et de la commercialisation des Groupes à absorption KWAZAKI machine utilise ( $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ ), cycle à double effet avec un brûleur à gaz.
- ❖ Puis ces machine connaissent des développements importants (recherche sur l'utilisation du rayonnement solaire et sur les économies d'énergie) la circulation du

## Chapitre IV : Les machines à absorption

frigorigène n'est pas due à un compresseur mécanique mais à la circulation par pompe d'un liquide absorbant dont la teneur en frigorigène absorbé dépend de la pression .Le travail mécanique nécessaire est très réduit et le système consomme de la chaleur .[13]

### IV.5.2- Couples utilisés :

Le principe de fonctionnement de ces machines repose sur la théorie et les propriétés des mélanges binaires (ou couples binaires).

Les mélanges utilisés dans ces machines comprennent un (solvant) et un (fluide frigorigène) qui en un certain point du cycle est (absorbé) par le solvant, d'où le nom donné à ce type de machine, et en un autre point est libéré du solvant.

Afin d'obtenir ce résultat, il est nécessaire que le solvant présente à basse température une très grande affinité pour le fluide frigorigène. Lorsque la température du mélange s'élève, cette affinité diminue et il y a dégagement du fluide frigorigène du solvant.

les deux principaux couples binaires utilisés industriellement sont :

- eau-ammoniac ;
- bromure de lithium-eau. [14]

couples	solvant	fluide frigorigène
eau-ammoniac	eau	ammoniac
bromure de lithium-eau	bromure de lithium	eau

**Tableau IV.1** : couples utilisés pour les systèmes à absorption.

Il existe d' autres couples mais ils sont de très loin moins utilisés que les deux premiers cités.

#### - Propriétés de couple binaire:

Les deux substances fluides frigorigène- agent absorbant qui doivent former le couple binaire ou solution dans les cycles frigorifiques à absorption doivent remplir un certain nombre de critères.

Un couple binaire parfait doit avoir les caractéristiques suivantes :

- ❖ Absence de phase solide.

## Chapitre IV : Les machines à absorption

---

- ❖ L'agent absorbant doit avoir une grande affinité pour le fluide frigorigène.
- ❖ Le fluide frigorigène doit être plus volatil que l'agent absorbant.
- ❖ La pression du travail doit être modérée.
- ❖ Stabilité chimique.
- ❖ Absence de corrosion.
- ❖ Sécurité, non toxique non inflammable
- ❖ Faible viscosité.
- ❖ Une grande chaleur latente du fluide frigorigène est désirable.
- ❖ Les couples ( $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ ) et ( $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ ) sont les couples qui remplissent le plus de critères. [15]

### - Spécificité des couples utilisés :

#### $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ :

- ❖ La vapeur issue du désorbeur est une vapeur pure (100% eau)
- ❖ Le point triple de l'eau étant à  $0^\circ\text{C}$ . Les machines  $\text{H}_2\text{O}-\text{LiBr}$  ne permettent pas d'atteindre des températures négatives et trouvent leurs applications essentiellement dans la climatisation.
- ❖ L'eau constituant ici le fluide frigorigène, on notera les faibles niveaux de pression atteints, niveaux auxquels le frigoriste est, malgré tout, peu habitué. A titre d'exemple l'eau s'évapore à  $5^\circ\text{C}$  sous une pression absolue d'environ 9 mbar et se condense à  $35^\circ\text{C}$  à environ 56 Mbars. Ces réflexions attirent l'attention sur la qualité d'étanchéité nécessaire lors de la conception de l'installation ainsi qu'à son maintien au cours de la vie de la machine. Il faut également prendre garde aux pertes de charge, puisque ces niveaux de pression conduisent à des débits volume gazeux très importants. Ils impliquent également un faible  $\Delta P$  entre les parties basse pression et haute pression (quelques dizaines de mbar), de sorte que les deux détendeurs sont en général constitués simplement d'un tube dont la perte de charge provoque la détente souhaitée.
- ❖ Lorsque la température augmente, la solubilité du sel ( $\text{LiBr}$ ) dans l'eau diminue, ce qui peut provoquer sa cristallisation. De telles conditions sont à éviter afin de ne pas obstruer les tuyauteries de l'installation ni d'endommager la ou les pompes de circulation. Les installations actuelles comportent généralement une ligne liquide



## Chapitre IV : Les machines à absorption

supplémentaire (soit condenseur/absorbeur, soit évaporateur/absorbeur) qui permet d'alimenter l'absorbeur en eau pure et servir de dispositif de dilution d'urgence. [15]

$NH_3/H_2O$  :

- ❖ Les concentrations sont généralement exprimées par rapport au frigorigène ( $NH_3$ ).
- ❖ La vapeur issue du désorbeur contient un reliquat d'eau ( $\approx$  quelques %) et nécessite donc la présence d'un organe supplémentaire appelé rectifieur. Chargé d'éliminer l'eau de cette vapeur avant son introduction dans le condenseur.
- ❖ L'ammoniac constituant le fluide frigorigène, les niveaux de pression restent analogues à ceux rencontrés dans les machines à compression (jusqu'à  $-40^\circ C$  environ). Actuellement, plusieurs installations fonctionnent à  $-20^\circ C$ . [15]

### IV.5.3- Différentes conceptions de cycles de réfrigération par absorption:

#### IV.5.3.1- Système à absorption à simple effet:

Un système de réfrigération par absorption à simple effet est la conception la plus simple et la plus couramment utilisée. Il existe deux configurations de conception en fonction des fluides de travail utilisés. (La figure IV.4) montre un système à simple effet utilisant un absorbant non volatil tel que le LiBr/eau.

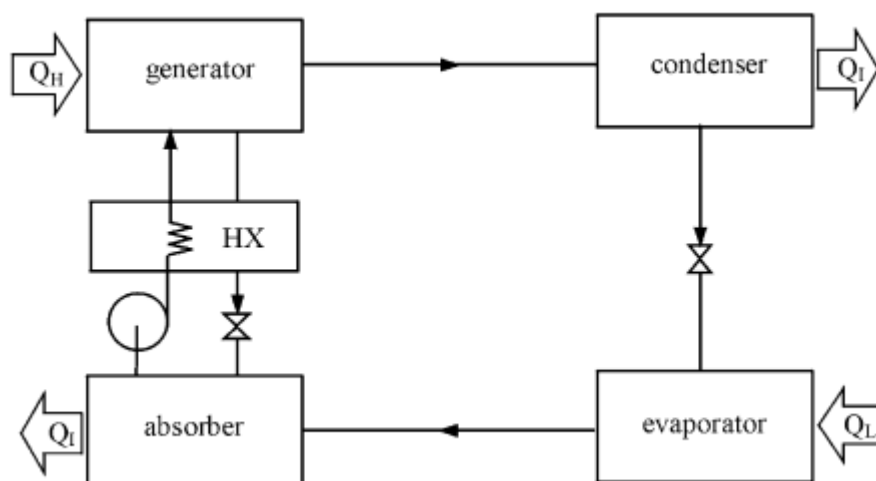


Figure IV.4 : Représentation schématique d'une machine à absorption dotée d'un échangeur interne.

## Chapitre IV : Les machines à absorption

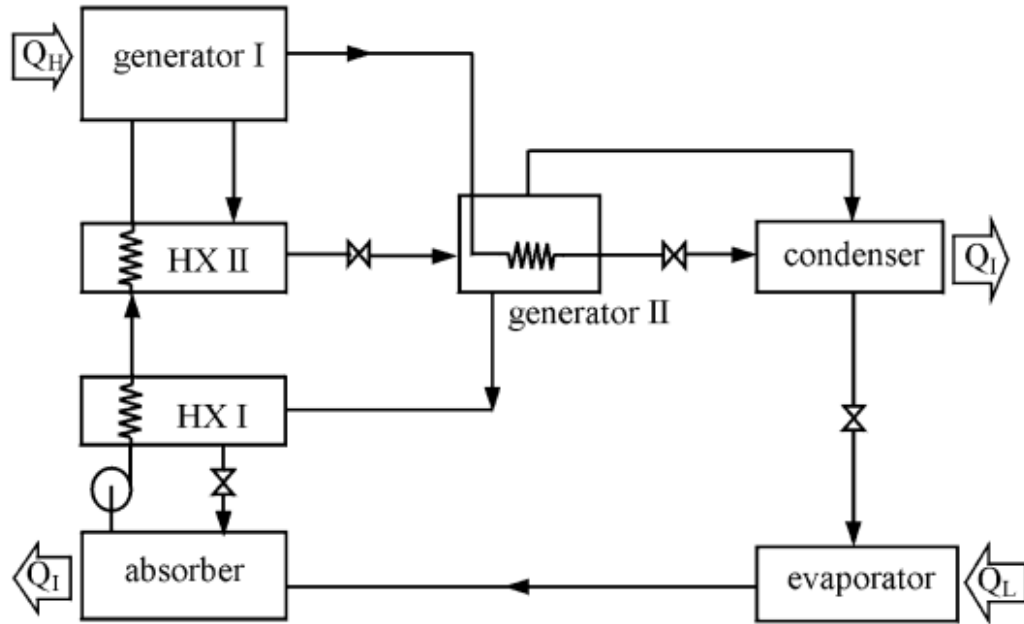
---

La chaleur à haute température fournie au générateur est utilisée pour évaporer le réfrigérant de la solution (rejeté dans l'environnement au niveau du condenseur) et est utilisée pour chauffer la solution à partir de la température de l'absorbeur (rejeté dans l'environnement au niveau de l'absorbeur). Ainsi, une irréversibilité est causée par le fait que la chaleur à haute température du générateur est perdue dans l'absorbeur et le condenseur. Afin de réduire cette irréversibilité, un échangeur de chaleur de solution est introduit comme indiqué sur la figure 3. L'échangeur de chaleur permet à la solution de l'absorbeur d'être préchauffée avant d'entrer dans le générateur en utilisant la chaleur de la solution chaude quittant le générateur. Par conséquent, le COP est amélioré car l'apport de chaleur au générateur est réduit. De plus, la taille de l'absorbeur peut être réduite car moins de chaleur est rejetée. Des études expérimentales montrent que le COP peut être augmenté jusqu'à 60% lorsqu'un échangeur de chaleur de solution est utilisé.[17]

### **IV.5.3.2- Cycle de réfrigération par absorption à effets multiples :**

L'objectif principal d'un cycle à effets multiples est d'augmenter les performances du système lorsqu'une source de chaleur à haute température est disponible. Par le terme "multi-effet", le cycle doit être configuré de manière à ce que la chaleur rejetée d'un étage à haute température soit utilisée comme apport de chaleur dans un étage à basse température pour générer un effet de refroidissement supplémentaire dans l'étage à basse température. Le cycle de réfrigération par absorption à double effet a été introduit en 1956 et 1958. (La figure IV.5) montre un système utilisant le LiBr/eau. La chaleur à haute température provenant d'une source externe alimente le générateur de premier effet.[17]

## Chapitre IV : Les machines à absorption



**Figure IV.5 :** Cycle double effet.

La vapeur de réfrigérant générée est condensée à haute pression dans le générateur de second effet. La chaleur rejetée est utilisée pour produire de la vapeur de réfrigérant supplémentaire à partir de la solution provenant du générateur de premier effet. Cette configuration de système est considérée comme un système d'absorption à double effet à écoulement en série. Un système d'absorption à double effet est considéré comme une combinaison de deux systèmes d'absorption à simple effet dont la valeur du COP est  $COP_{simple\ effet}$ . Pour une unité d'entrée de chaleur provenant de la source externe, l'effet de refroidissement produit par le réfrigérant généré par le générateur de premier effet est de  $1 \times COP_{simple\ effet}$ . Pour tout système à absorption à effet unique, on peut supposer que la chaleur rejetée par le condenseur est approximativement égale à la capacité de refroidissement obtenue. Ainsi, l'apport de chaleur au second générateur est de  $1 \times COP_{simple\ effet}$ . L'effet de refroidissement produit par le générateur à second effet est de  $(1 \times COP_{simple\ effet}) \times COP_{simple\ effet}$ .

Par conséquent, le COP de ce système d'absorption à double effet est:

$$COP_{double\ effet} = COP_{simple\ effet} + (COP_{simple\ effet})^2.$$

Selon cette analyse, un système d'absorption à double effet a un COP de 0,96 alors que le système à simple effet correspondant a un COP de 0,6. Des études théoriques d'un système d'absorption à double effet ont été fournies pour différents fluides de travail.[17]

### IV.6- Description succincte d'une machine à absorption fonctionnant avec le couple ( $H_2O/LiBr$ ):

Le bromure de lithium froid présente une très grande affinité vis-à-vis de l'eau. Lorsque le bromure de lithium a absorbé beaucoup d'eau, on parle alors de solution riche. Si cette solution riche est chauffée, l'eau se vaporise, il y a donc séparation des 2 composants, le bromure de lithium redevient une solution pauvre (figure IV.6).

**-Virole A :** Ce composant fait office d'évaporateur et d'absorbeur. Du bromure de lithium pauvre en eau provenant du bouilleur par la conduite « 7 » se trouve en présence de vapeur d'eau dans l'évaporateur. Le bromure étant très hygroscopique, il absorbe très efficacement la vapeur d'eau, il en découle un vide relatif qui permet l'évaporation de l'eau dans l'évaporateur.

L'évaporation de l'eau dans l'évaporateur permet de refroidir de l'eau glacée de 12 à 7 °C.

**-Virole B :** Ce composant fait office de bouilleur. Ce bouilleur est alimenté en solution riche provenant de l'absorbeur grâce à la pompe de solution. La solution riche y est chauffée jusqu'à obtenir l'ébullition de l'eau. Cet apport de chaleur résulte souvent de la combustion du gaz. La vapeur d'eau quitte alors le bouilleur par la conduite « 3 ». Parallèlement, le bromure séparé de l'eau quitte le bouilleur par la conduite « 6 ».

## Chapitre IV : Les machines à absorption

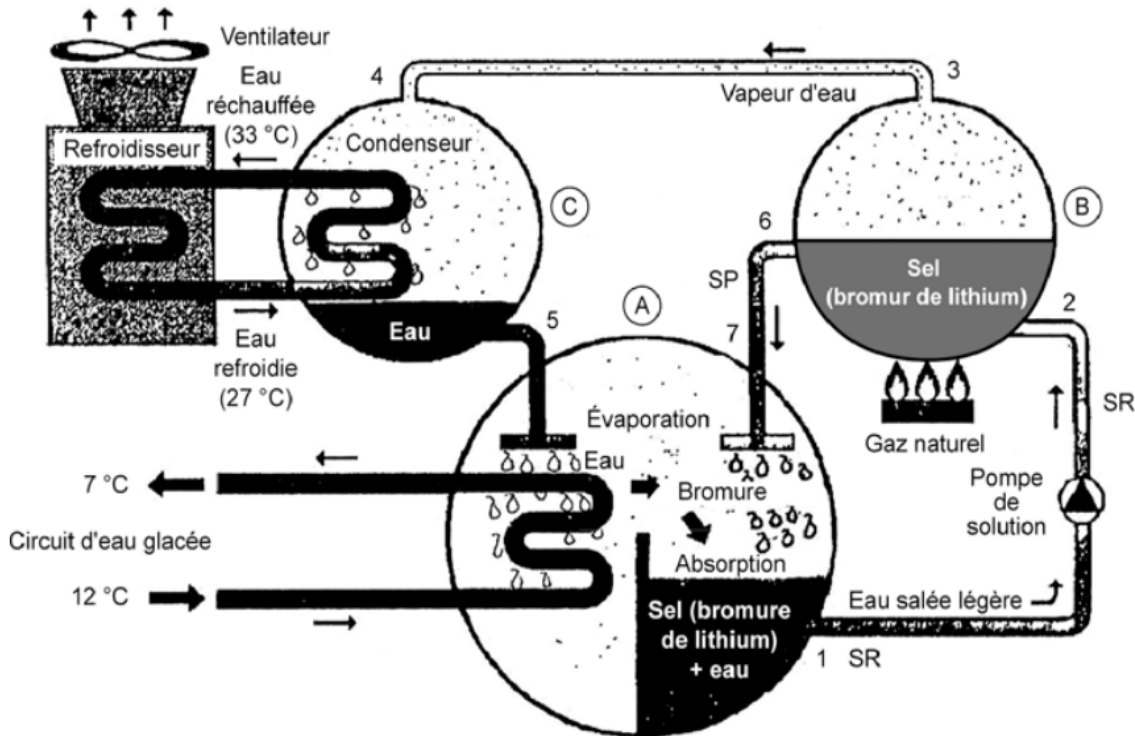


Figure IV.6: Schéma de principe d'une machine à absorption fonctionnant avec le couple bromure de lithium/eau.

-**Virole C** : Ce composant fait office de condenseur. La vapeur d'eau provenant du bouilleur est admise par la conduite « 4 ». Dans les tubes du condenseur, circule de l'eau refroidie par un aéroréfrigérant ou par une tour de refroidissement. Au contact de ces tubes froids, la vapeur d'eau s'y condense.

Par la conduite « 5 », l'eau est admise à l'évaporateur et le cycle recommence.[11]

### IV.7) Avantages et inconvénients des machines à absorption fonctionnant avec une solution de (H<sub>2</sub>O/LiBr):

Les principaux avantages et inconvénients des machines à absorption sont les suivants :

#### a-Avantages de cycle (H<sub>2</sub>O/LiBr):

- consomme essentiellement de l'énergie calorifique qui peut être récupérée d'un autre système.
- Elles nécessitent des pressions de fonctionnement plus basses, ainsi qu'une puissance de pompage plus faible.
- On peut l'utiliser sans restriction dans les bâtiments commerciaux et résidentiels.

## Chapitre IV : Les machines à absorption

- Il n'est pas prévu une colonne de rectification (séparateur) puisque l'eau est le fluide frigorigène.[18]

### b-Inconvénients de cycle ( $H_2O/LiBr$ ):

- Le point triple de l'eau étant à  $0^\circ C$ , les machines ( $H_2O/LiBr$ ) ne permettent pas d'atteindre des températures négatives et trouvent leurs applications essentiellement pour la climatisation.
- Lorsque la température augmente, la solubilité du sel ( $LiBr$ ) dans l'eau diminue, ce qui peut provoquer sa cristallisation. De telles conditions sont à éviter afin de ne pas obstruer les tuyauteries de l'installation ni d'endommager la ou les pompes de circulation.
- coût d'investissement très cher. [18]

### IV.8- Modélisation de la machine à absorption :

Cette modélisation va être faite en établissant les équations de bilan de matière et d'énergie entre différents points particuliers du cycle (voir figure IV.7).

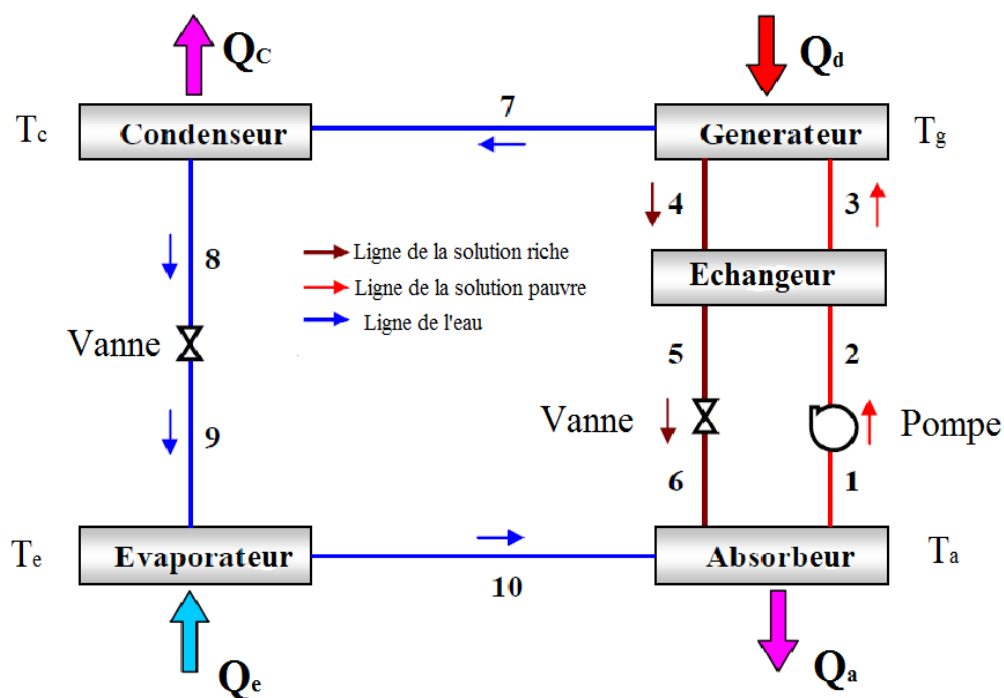


Figure IV.7 : Schéma de fonctionnement d'un cycle à absorption à simple effet

Comme il est montré dans la figure IV.7, la machine comprend trois lignes d'écoulement essentiel, le débit massique dans chaque ligne est :

## Chapitre IV : Les machines à absorption

---

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_I \quad \text{Solution pauvre} \quad (\text{IV.3})$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{II} \quad \text{Solution riche} \quad (\text{IV.4})$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{III} \quad \text{Eau et vapeur} \quad (\text{IV.5})$$

La concentration de la solution est définie comme étant la masse du bromure de lithium (LiBr) divisé par la masse de la solution (masse du LiBr et de l'eau). Elle est donnée par :

$$X = \frac{m_{LiBr}}{m_{LiBr} + m_{eau}} \quad (\text{IV.6})$$

La concentration du LiBr dans chaque ligne est :

$$X_1 = X_2 = X_3 = X_I \quad \text{Solution pauvre} \quad (\text{IV.7})$$

$$X_4 = X_5 = X_6 = X_{II} \quad \text{Solution riche} \quad (\text{IV.8})$$

$$X_7 = X_8 = X_9 = X_{10} = X_{III} \quad \text{Eau et vapeur (pas de LiBr)} \quad (\text{IV.9})$$

On a deux niveaux de pression (haute pression et basse pression) :

- Basse pression :  $P_1 = P_6 = P_9 = P_{10} = P_b$ .
- Haute pression :  $P_2 = P_3 = P_4 = P_5 = P_7 = P_8 = P_h$ . [19]

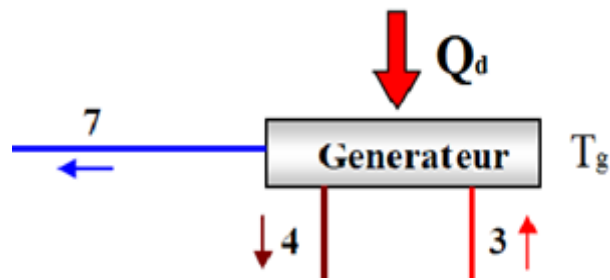
### IV.8.1- Bilan de masse et d'énergie pour chaque composant :

#### IV.8.1.1- Le générateur :

Le liquide riche en réfrigérant entre dans le générateur en (3), où le liquide s'évapore grâce à l'énergie fournie par le circuit d'eau chaude, résultant en deux étapes :  
une vapeur de réfrigérant (7) et une solution concentrée de l'absorbant (4).

## Chapitre IV : Les machines à absorption

---



La chaleur prélevée sur le circuit d'eau chaude permet :

La contribution de la chaleur sensible au chauffage de la solution riche en réfrigérant jusqu'à ce que celle-ci commence à s'évaporer.

Évaporation du réfrigérant et augmentation progressive de la température du mélange restant.

Séparation de deux composants du couplage de la solution : chaleur de dilution.

L'évaporation et la séparation sont réalisées simultanément. [19]

Dans cette étude, les objets existants sont considérés comme étant en équilibre thermodynamique, c'est-à-dire que la température, la pression et le potentiel chimique de chaque composant sont les mêmes dans chaque phase.

❖ **Conservation de la masse :**

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7$$

$$\dot{m}_I = \dot{m}_{II} + \dot{m}_{III} \quad (\text{IV.10})$$

❖ **Conservation du LiBr :**

$$\dot{m}_3 X_3 = \dot{m}_4 X_4 + \dot{m}_7 X_7$$

$$\dot{m}_I X_I = \dot{m}_{II} X_{II} + \dot{m}_{III} X_{III} \quad (\text{IV.11})$$

Et comme la concentration de l'eau et de vapeur est nulle. Alors,  $xX_{III} = 0$ .

$$\dot{m}_I X_I = \dot{m}_{II} X_{II}$$



## Chapitre IV : Les machines à absorption

---

### ❖ Conservation de l'énergie :

Le bilan d'enthalpie donne:

$$\dot{Q}_d + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7$$

$$\dot{Q}_d + \dot{m}_I h_3 = \dot{m}_{II} h_4 + \dot{m}_{III} h_7 \quad (\text{IV.12})$$

Avec :

$$h_3 = H_{LiBr}(T_3, X_3)$$

$$h_4 = H_{LiBr}(T_4, X_4)$$

$$h_7 = h(\text{eau}, T_7, P_h) \cdot [\mathbf{19}] \quad (\text{IV.13})$$

#### IV.8.1.2- L'absorbeur :

La solution déficiente en réfrigérant du générateur absorbe la vapeur de réfrigérant de l'évaporateur lorsqu'elle tombe. Cette vapeur est liquéfiée en transférant sa chaleur au circuit de refroidissement. Le mélange obtenu à basse pression est repompé vers le générateur.

Deux étapes d'échange de chaleur ont lieu pendant le processus d'absorption :

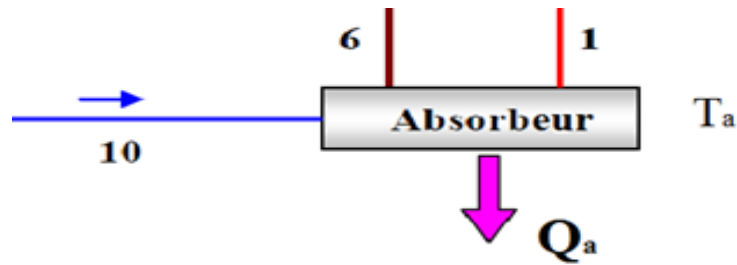
La solution à faible réfrigérant est refroidie sans changer la concentration, et l'énergie produite n'est que significative.

Le processus d'absorption du réfrigérant modifie la concentration du mélange et la chaleur dégagée est sensible (différence de température), chimiquement réactive lorsque le réfrigérant est dilué et latente lorsque le réfrigérant se liquéfie. Ainsi dans l'absorbeur, le fluide frigorigène est totalement absorbé par le bromure de lithium. La réaction est très exothermique, ce qui signifie qu'une grande quantité de chaleur doit être évacuée. [19]

Pour le calcul, il est possible de connaître les quantités de chaleur mises en jeu par la connaissance des variables d'état: température, pression et titre des solutions.

## Chapitre IV : Les machines à absorption

---



❖ Conservation de la masse :

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{10}$$

$$\dot{m}_I = \dot{m}_{II} + \dot{m}_{III} \quad (IV.14)$$

❖ Conservation du LiBr :

$$\dot{m}_1 X_1 = \dot{m}_6 X_6 + \dot{m}_{10} X_{10}$$

$$\dot{m}_I X_I = \dot{m}_{II} X_{II} \quad (IV.15)$$

❖ Conservation de l'énergie :

$$\dot{Q}_a + \dot{m}_1 h_1 = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{10} h_{10}$$

$$\dot{Q}_a + \dot{m}_I h_I = \dot{m}_{II} h_6 + \dot{m}_{III} h_{10} \quad (IV.16)$$

Avec :

$$h_1 = H_{LiBr}(T_1, X_1)$$

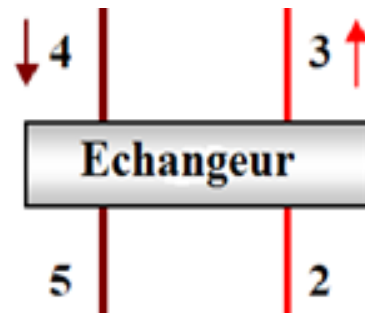
$$h_{10} = h(eau, T_{10}, P_b) \cdot [19] \quad (IV.17)$$

### IV.8.1.3- L'échangeur de solution :

La puissance du générateur et de l'absorbeur peut être réduite en permettant à l'énergie d'être transférée du mélange de réfrigérant pauvre du générateur au mélange riche en réfrigérant de l'absorbeur. Cette réduction de puissance se traduit par une double économie : moins de surface d'échange et moins d'énergie rejetée et fournie.

## Chapitre IV : Les machines à absorption

---



Cet échangeur de solution se caractérise par sa puissance et son efficacité.

❖ **Conservation de l'énergie :**

- Pour la partie chaude de l'échangeur :

$$\dot{Q}_{shx-c} = \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_5 h_5$$

- Pour la partie froide :

$$\dot{Q}_{shx-f} = \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2 \quad (IV.18)$$

Avec :

$$h_5 = H_{LiBr}(T_5, X_5)$$

$$h_2 = H_{LiBr}(T_2, X_2) \quad (IV.19)$$

❖ **Efficacité de l'échangeur :**

$$\varepsilon = \frac{m_I(h_3 - h_2)}{m_{II}(h_4 - h_5)}$$

Elle peut également être exprimée en fonction de la température :

$$\varepsilon = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_2} \quad [19] \quad (IV.20)$$

## Chapitre IV : Les machines à absorption

---

### IV.8.1.4) La pompe de solution :

Il garantit que le mélange riche en fluide frigorigène circule du puits de solution à travers l'échangeur vers le générateur. Il est dimensionné pour permettre le passage de la basse pression à la haute pression et éviter les pertes de charge dans la boucle et l'échangeur de solution.

#### ❖ Conservation de l'énergie :

$$W = \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1 \quad (\text{IV.21})$$

Avec :

$$h_1 = H_{LiBr}(T_1, X_1) \quad . \quad [\text{19}] \quad (\text{IV.22})$$

### IV.8.1.5- le détenteur :

Le fluide frigorigène s'écoule dans cette unité, où il subit ce qu'on appelle une détente isenthalpique parfaite. Cette hypothèse donne :

- Vanne 1 :  $h_5 = h_6$
- Vanne 2 :  $h_8 = h_9$  (IV.23)

Avec :

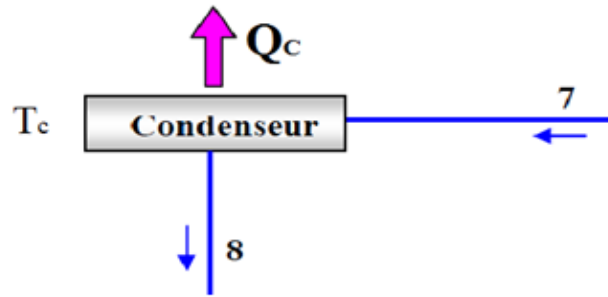
$$h_8 = h(\text{eau}, T_8, P_h) \quad . \quad [\text{19}] \quad (\text{IV.24})$$

### IV.8.1.6- Le condenseur :

La vapeur de fluide frigorigène produite par la chaudière est liquéfiée sur le faisceau de tubes d'échange. La pression à l'intérieur de l'enveloppe du condenseur correspond à l'équilibre liquide-gaz du fluide frigorigène. La condensation des substances pures se produit à température constante et libère de la chaleur latente. La chaleur sensible mise en jeu est nulle car le refroidissement de la vapeur entrant dans la calandre est négligé.

## Chapitre IV : Les machines à absorption

---



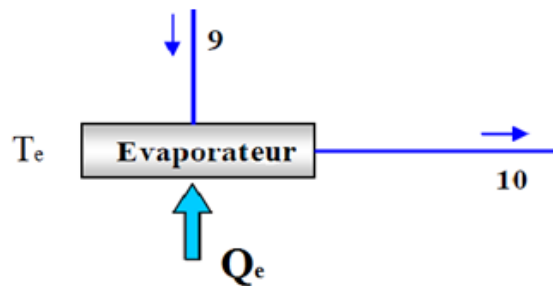
❖ **Conservation de l'énergie :**

$$\dot{Q}_c + \dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_8 h_8$$

$$\dot{Q}_c + \dot{m}_{III} h_7 = \dot{m}_{III} h_8 \quad . [19] \quad (IV.25)$$

### IV.8.1.7- L'évaporateur :

L'énergie prélevée sur le circuit d'eau glacée du groupe à absorption, source froide de la machine, provoque un changement de phase du frigorigène liquide. Le réfrigérant subit dans l'échangeur un changement de phase sans préchauffage sensible du frigorigène, ni surchauffe de la vapeur.



❖ **Conservation de l'énergie :**

$$\dot{Q}_e + \dot{m}_9 h_9 = \dot{m}_{10} h_{10}$$

$$\dot{Q}_e + \dot{m}_{III} h_9 = \dot{m}_{III} h_{10} \quad . [19] \quad (IV.26)$$

### IV.8.2- Coefficient de performance et débit spécifique de solution (Taux de circulation) :

Le coefficient de performance représente le rapport de production frigorifique au niveau de l'évaporateur à la puissance calorifique du bouilleur. Il est donnée par :

## Chapitre IV : Les machines à absorption

---

$$\text{COP} = \frac{Q_e}{Q_d + W} \simeq \frac{Q_e}{Q_d} \quad [19] \quad (\text{IV.27})$$

En raison du faible travail de la pompe par rapport à l'apport de chaleur au générateur, il est souvent négligé.

Le débit spécifique de solution (FR), qui est le rapport des flux massiques de la solution riche refoulée par la pompe et de vapeur désorbée au générateur s'écrit :

$$\text{FR} = \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_7} = \frac{X_4}{X_4 - X_3} \quad [19] \quad (\text{IV.28})$$

### IV.9- Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons clairement défini tout ce qui concerne les machines à absorption (cycles, types, etc.) et effectué une analyse thermodynamique de notre système de réfrigération à absorption :

les débits dans les différents points de l'installation.

les flux de chaleur échangés entre appareils.

Enfin, pour assurer le bon fonctionnement de la machine à absorption, une circulation continue des fluides représentée par des débits de fluide frigorigène, des solutions riches et diluées, et un échange thermique sont nécessaires.

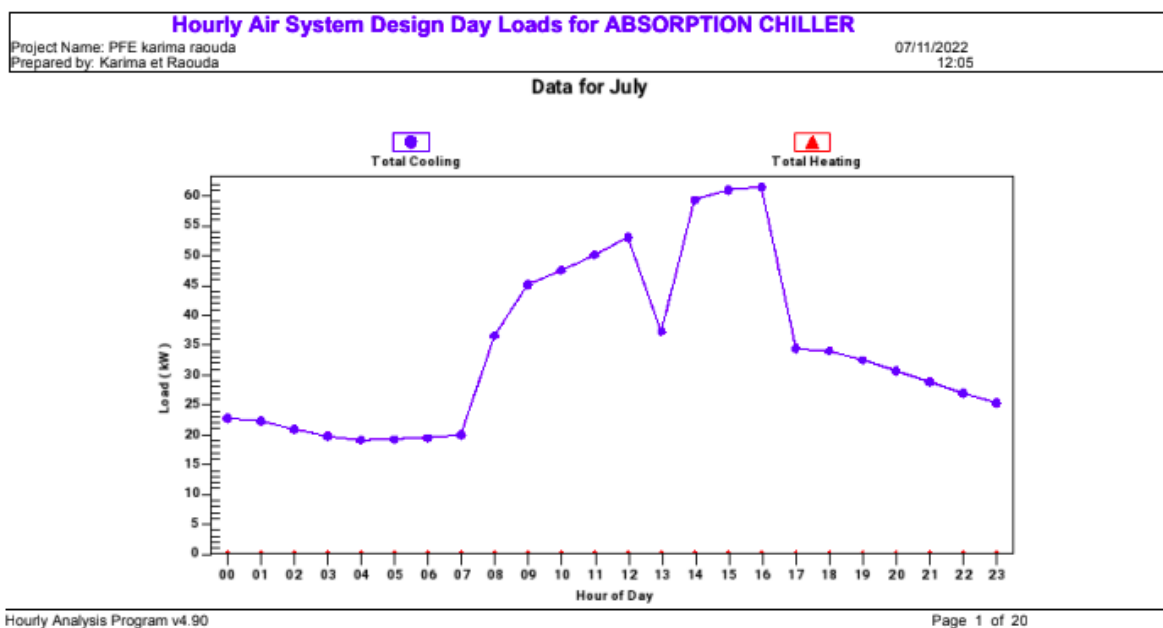
**Chapitre V :**  
**Résultats**  
**et**  
**discussion**

## Chapitre V : Résultats et discussion

### V.1- Introduction :

Afin de déterminer les conditions optimales de fonctionnement de notre système, nous allons d'abord étudier les différents paramètres qui affectent les performances de notre système de refroidissement par absorption, puis nous simulons la machine en fonction de la charge de refroidissement du lieu pour mettre en évidence la fiabilité de l'utilisation de l'énergie résiduelle du four comme source de chaleur (générateur).

### V.2- dimensionnement du système de Refroidissement:



**Figure V.1:** charges horaires de conception du système d'air

Dans ce graphique, nous avons les charges horaires de conception du système d'air pour le refroidisseur à absorption pour le mois de juillet.

Puisque nous avons fait l'étude en été, nous n'avons pas de charges de chauffage, elles sont donc nulles.

Quant aux charges de refroidissement, nous pouvons voir qu'elles ne prennent jamais une valeur de zéro, et c'est parce que la zone « serveur » a besoin de refroidissement tout au long de la journée, en plus de la zone « salle commande », qui fonctionne également 24h/24 et 7j/7.



## Chapitre V : Résultats et discussion

les figures ci-dessous expriment les charges horaires de jour de conception pour chaque zone pour le refroidisseur à absorption.

Ce rapport est similaire au précédent, mais au niveau des zones. On remarque que les graphiques contiennent la valeur de Zone Sensible en noir et Zone Conditionnement en bleu. On remarque également que la Zone Sensible est présente que le climatiseur soit allumé ou non, car il y a un gain de chaleur dans les zones.

Que le climatiseur soit allumé ou éteint, la charge reste présente. En ce qui concerne la Zone Conditionnement, elle est liée au fonctionnement du climatiseur, on note donc qu'elle change selon les scénarios d'occupation par zone.

Quant aux zones 1 et 2, elles sont en horaire permanent et ne doivent pas s'arrêter, car elles sont responsables du fonctionnement de l'usine, et quand elles s'arrêtent, l'usine s'arrête de fonctionner.

Quant aux zones 3 et 4, ce sont des bureaux, nous avons donc estimé le travail des bureaux de 7h à 17h.

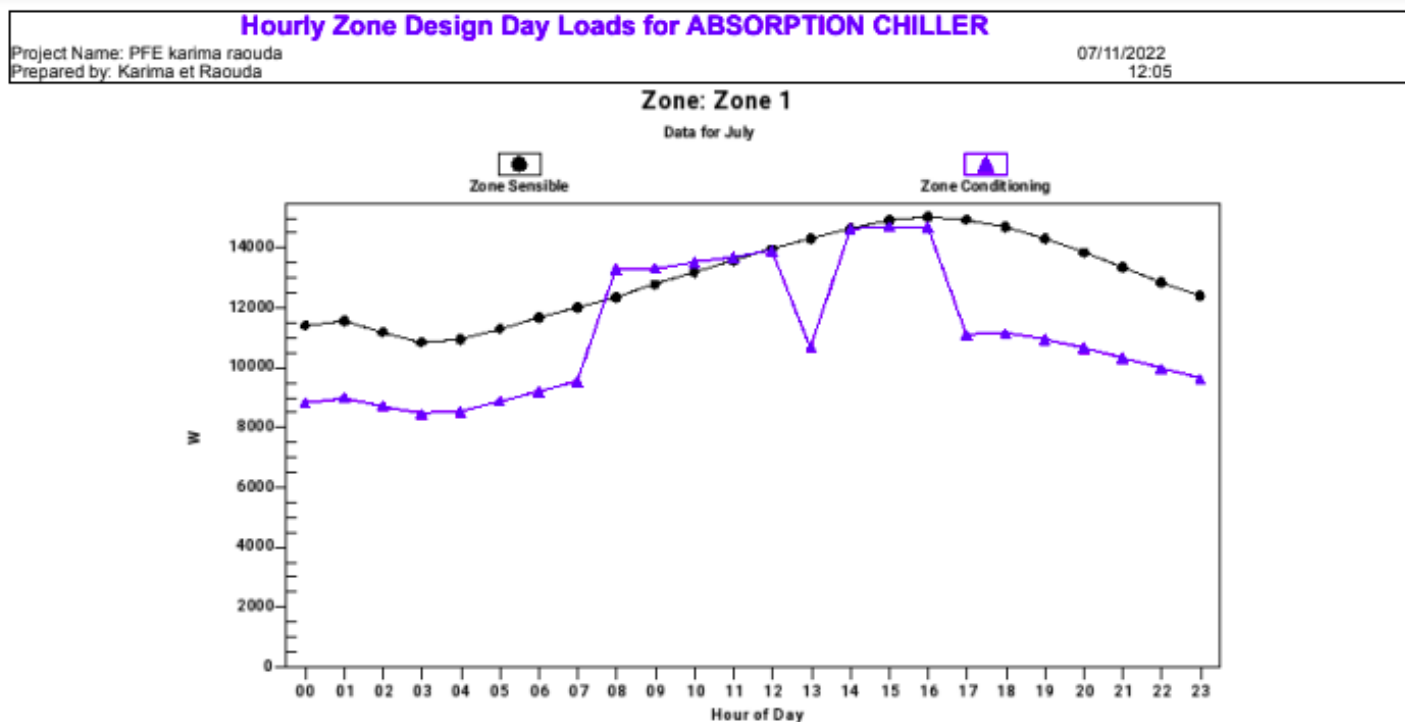


Figure V.2: charges horaires de jour de conception pour zone1

## Chapitre V : Résultats et discussion

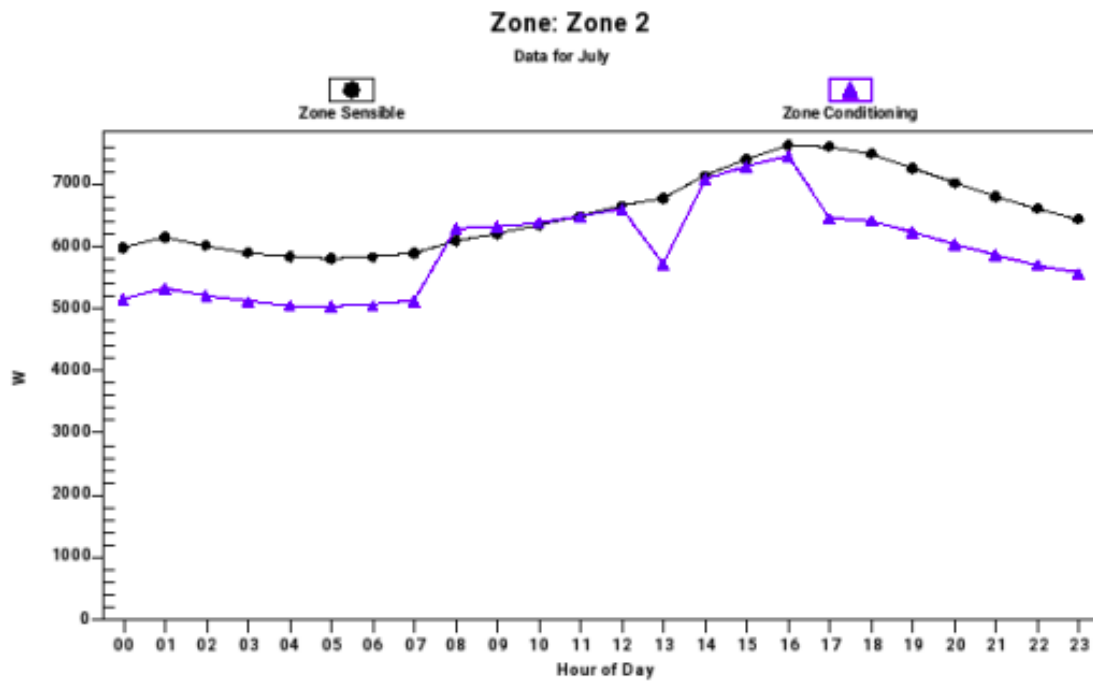


Figure V.3: charges horaires de jour de conception pour zone2

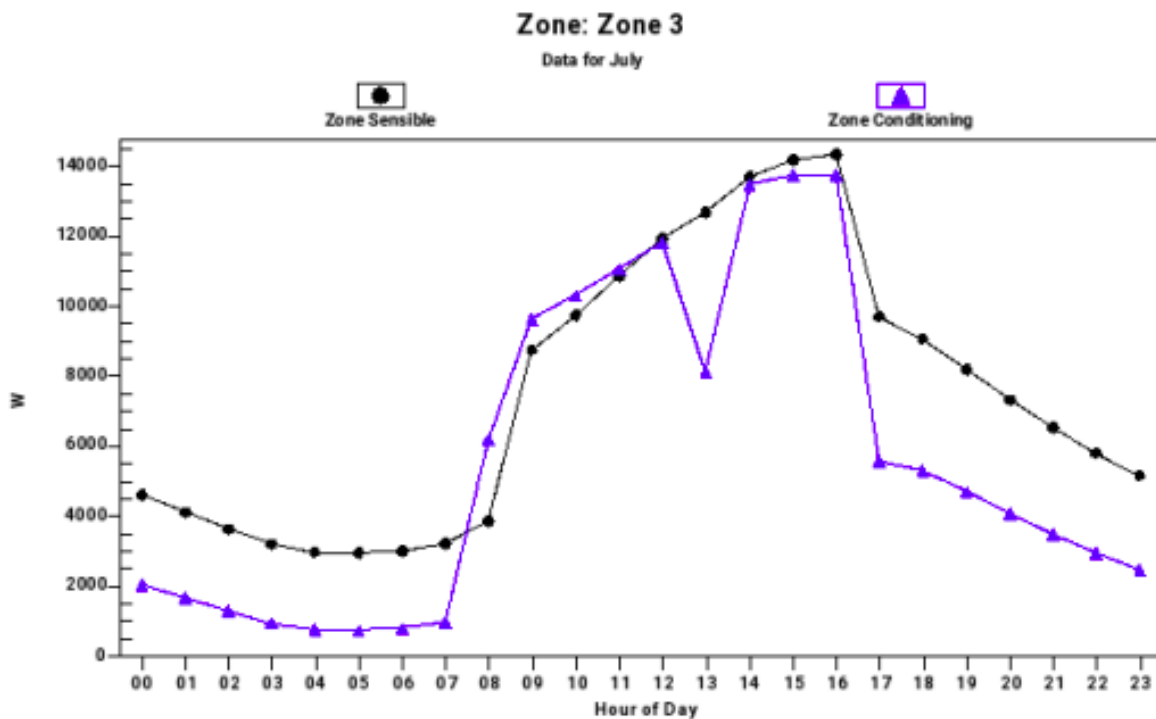
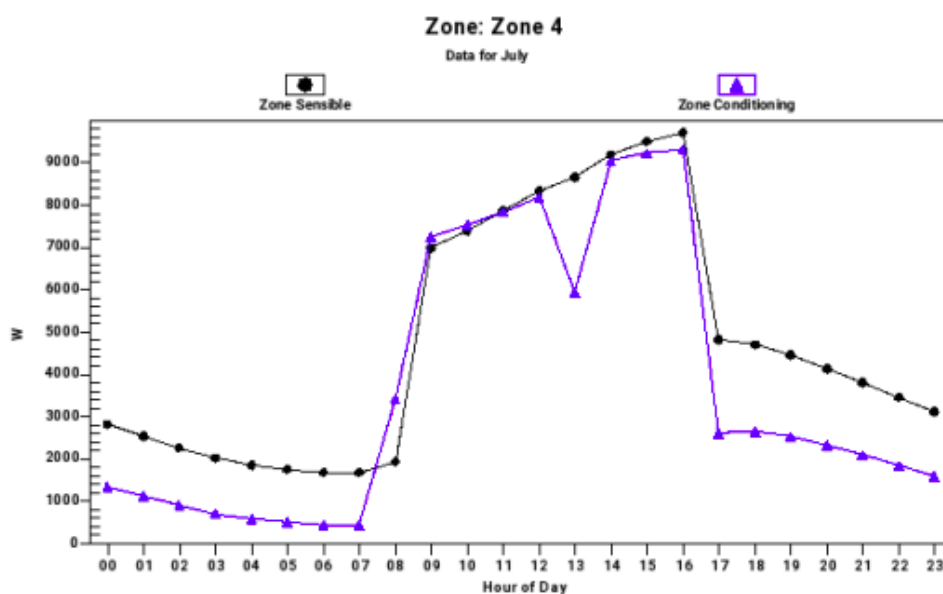


Figure V.4: charges horaires de jour de conception pour zone3

## Chapitre V : Résultats et discussion



**Figure V.5:** charges horaires de jour de conception pour zone4

Plant Sizing Summary for chiller plant		
PFE karima raouda Karima et Raouda		07/11/2022 09:45
<b>1. Plant Information:</b>		
Plant Name	chiller plant	
Plant Type	Generic Chilled Water	
Design Weather	MEFTAH, Algeria	
<b>2. Cooling Plant Sizing Data:</b>		
Maximum Plant Load	61,4 kW	
Load occurs at	Jul 1600	
m <sup>2</sup> /kW	5,0 m <sup>2</sup> /kW	
Floor area served by plant	304,3 m <sup>2</sup>	
<b>3. Coincident Cooling Loads for Jul 1600</b>		
		System Cooling Coil Load
<b>Air System Name</b>	<b>Mult</b>	<b>[kW]</b>
ABSORPTION CHILLER	1	61,4
Air system loads are for coils whose cooling source is ' Chilled Water ' or ' Any ' .		

**Figure V.6:** Besoin calorifique du système de refroidissement

La figure au-dessus montre les besoins calorifique à couvrir par l'installation de refroidissement de notre local, selon les données saisies dans le programme HAP.

## Chapitre V : Résultats et discussion

---

### V.2.1- Discussion des résultats :

Le refroidisseur en fonctionnement couvre la charge totale de l'installation de refroidissement, en considérant que la charge totale dans notre cas est de 61,4 kW, nous supposons qu'une machine de refroidissement à absorption avec une capacité de 70 kW sera installée pour assurer que nous n'aurons aucun problème dans le fonctionnement de la machine.

Pour le résultat que nous avons obtenu, nous pouvons dire qu'il est raisonnable.

### V.3- présentation du logiciel de travail (EES) :

Le logiciel peut être utilisé dans le cadre de plusieurs disciplines scientifiques, mais les disciplines suivantes l'utilisent spécifiquement : Thermodynamique, Mécanique des Fluides, Transfert de Chaleur et Chimie.

Il existe deux différences principales entre EES et les solveurs d'équations "classiques". Tout d'abord, EES identifie et regroupe automatiquement les équations qui doivent être résolues simultanément. Cette fonctionnalité simplifie le processus pour les utilisateurs et garantit que le logiciel fonctionne toujours avec une efficacité maximale. De plus, de nombreuses fonctions mathématiques et thermodynamiques utilisées par la communauté des ingénieurs sont intégrées au logiciel, ce qui, par exemple, dans notre étude, nous permet de déterminer graphiquement toutes ses propriétés thermodynamiques passées. [24]

### V.4- Etude paramétrique de la machine à absorption :

Nous avons considéré ici une machine à absorption dont les paramètres nominaux sont les suivants :

température nominale du générateur  $T_{g\_nom}=90^{\circ}\text{C}$ .

température nominale du condenseur  $T_{c\_nom}=40^{\circ}\text{C}$ .

température nominale de l'absorbeur  $T_{a\_nom}=30^{\circ}\text{C}$ .

température nominale de l'évaporateur  $T_{e\_nom}=6^{\circ}\text{C}$ .

puissance de l'évaporateur  $Q_e = 70 \text{ KW}$

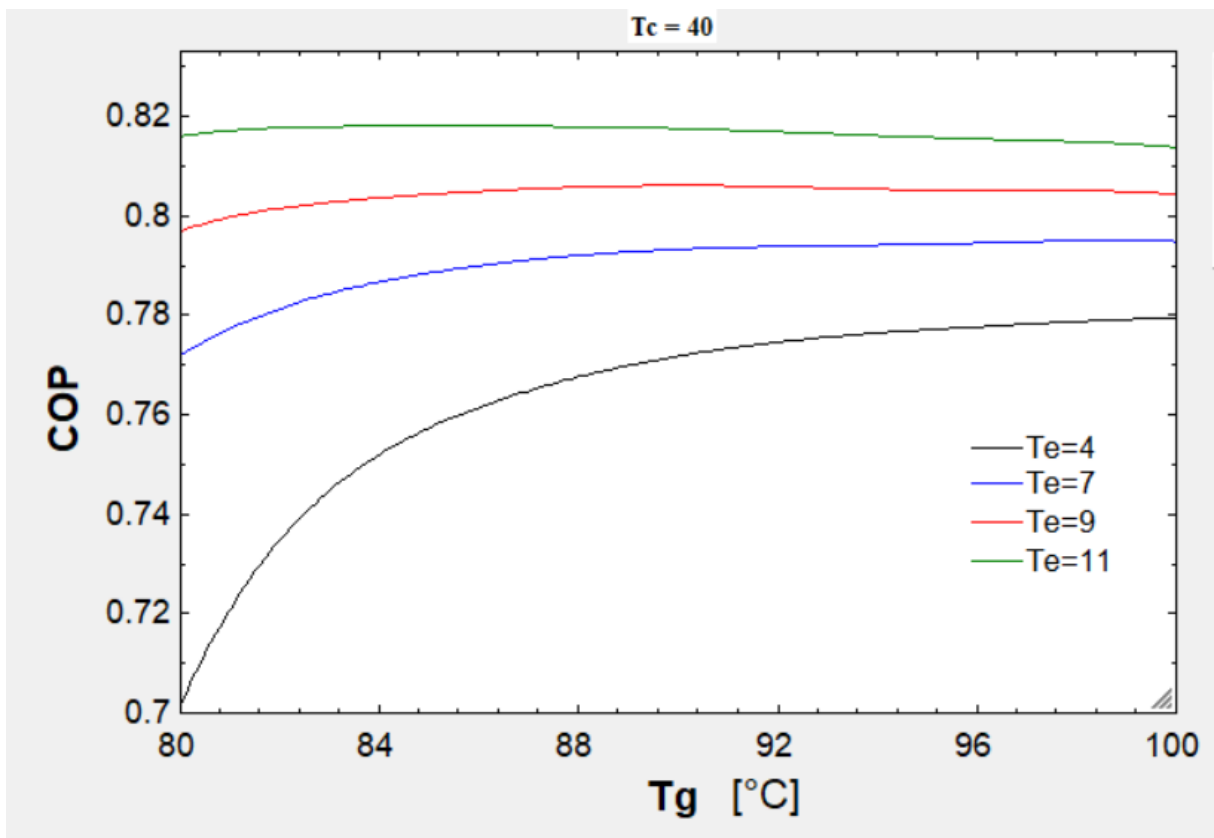
Efficacité de l'échangeur de solution  $\varepsilon = 0.8$ .

## Chapitre V : Résultats et discussion

Ainsi, lorsque l'effet observé n'est pas une grandeur, il est considéré égal à la valeur nominale donnée ci-dessus. L'organigramme de calcul se trouve à l'annexe A, qui montre clairement les étapes de ce calcul.

Notre étude comporte quatre étapes :

- 1) La variation du COP en fonction de la température du générateur  $T_g$ , en fixant la température de condenseur  $T_c$ , et en prenant celle de l'évaporateur  $T_e$  égale à :  $4^\circ\text{C}$ ,  $7^\circ\text{C}$ ,  $9^\circ\text{C}$ ,  $11^\circ\text{C}$ .

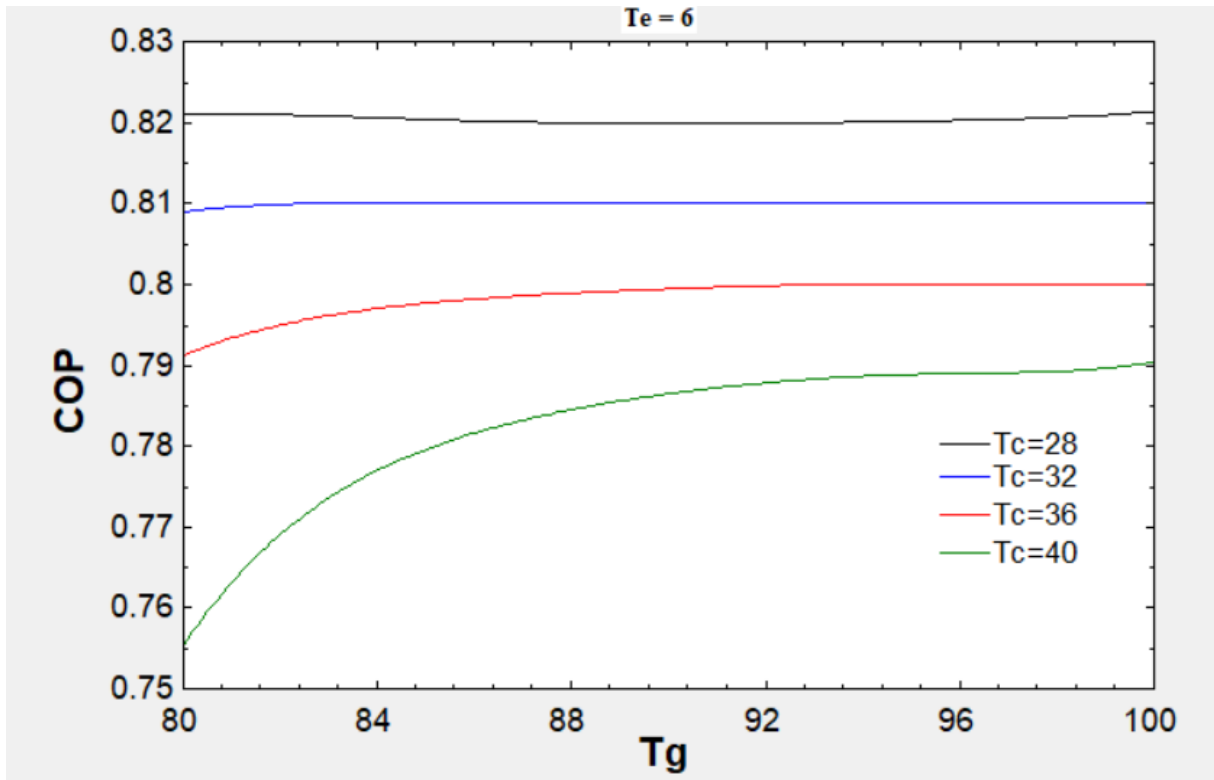


**Figure V.7 :** Variation du coefficient de performance en fonction de la température de générateur, en fixant la température de condenseur.

Comme le montre la **figure V.7**, le COP augmente toujours avec l'augmentation de la température du générateur et les changements de température de l'évaporateur n'affectent pas cette augmentation. On peut encore dire que le coefficient de performance est meilleur pour les valeurs de température les plus élevées au niveau de l'évaporateur.

## Chapitre V : Résultats et discussion

2) La variation du COP en fonction de la température du générateur  $T_g$ , en fixant la température de l'évaporateur  $T_e$ , et en prenant celle du condenseur  $T_c$  égale à :  $28^\circ\text{C}$ ,  $32^\circ\text{C}$ ,  $36^\circ\text{C}$ ,  $40^\circ\text{C}$ .



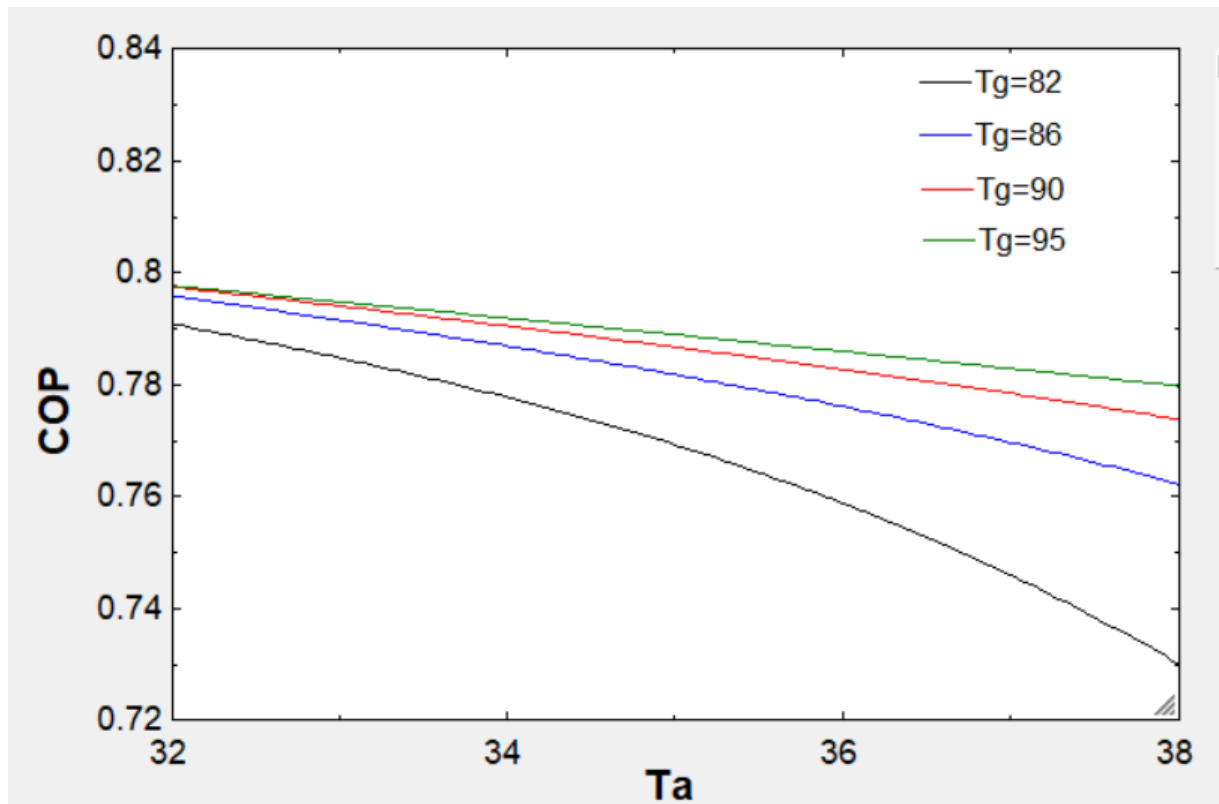
**Figure V.8 :** Variation du coefficient de performance en fonction de la température de générateur, en fixant la température de l'évaporateur.

Comme on peut le voir sur **la figure V.8**, à mesure que la température au niveau du générateur augmente, le coefficient de performance augmente également, ce dernier étant meilleur pour les valeurs les plus basses de la température du condenseur.

Cependant, le COP devient constant à partir de la valeur de  $T_g$ , qui correspond à la valeur nominale  $T_{g\_nom}$ .

## Chapitre V : Résultats et discussion

- 3) La variation du COP en fonction de la température de l'absorbeur  $T_a$ , en prenant la température du générateur  $T_g$  égale à :  $82^\circ\text{C}$ ,  $86^\circ\text{C}$ ,  $90^\circ\text{C}$ ,  $95^\circ\text{C}$ .

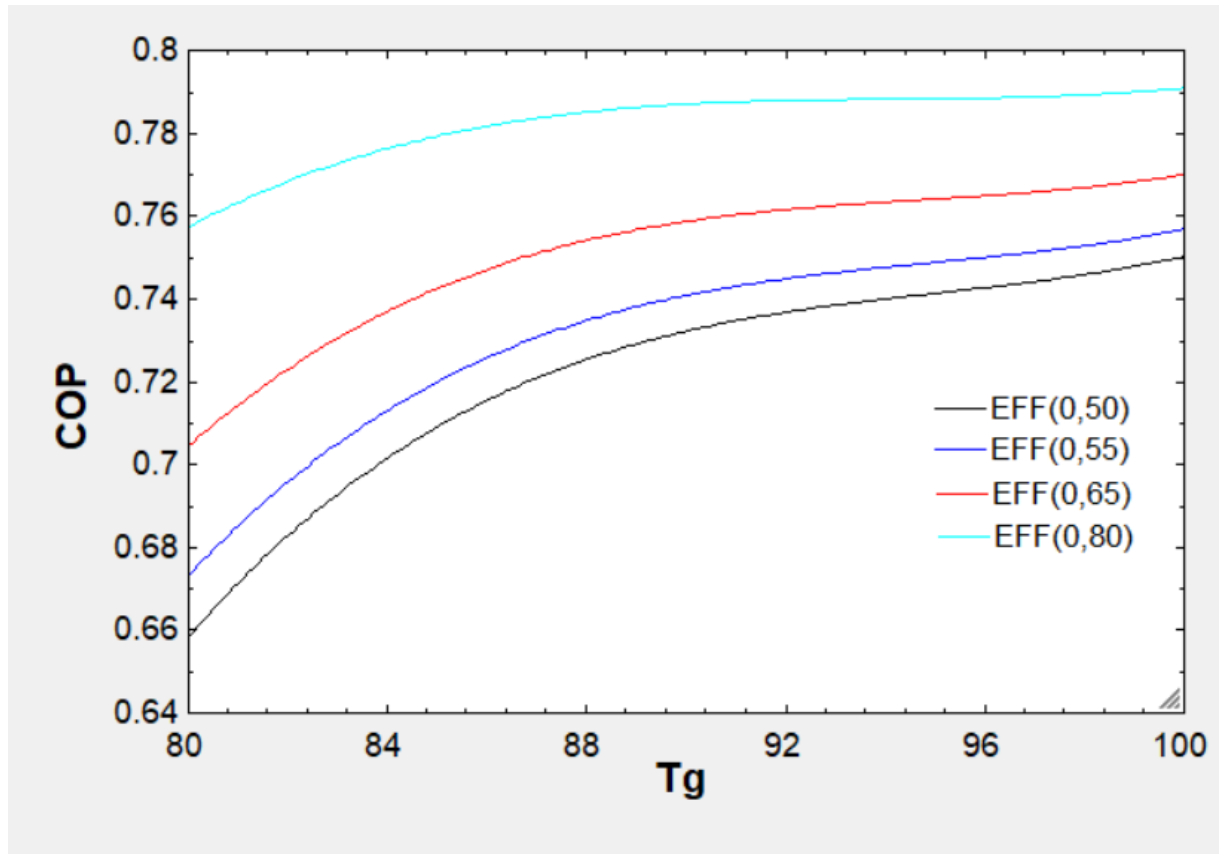


**Figure V.9 :** Variation du coefficient de performance en fonction de la température de l'absorbeur.

Il est à noter que le COP diminue lorsque la température de l'absorbeur augmente, et le COP est meilleur pour la valeur maximale de la température du générateur.

## Chapitre V : Résultats et discussion

- 4) La variation de COP en fonction de la température de générateur  $T_g$ , en prenant l'efficacité de l'échangeur de solution égale à : 0.50, 0.55, 0.65, 0.80.



**Figure V.10** : Variation du coefficient de performance en fonction de l'efficacité de l'échangeur.

D'après la **figure V.10**, on constate que le COP est une fonction croissante de la température de générateur  $T_g$ .

Pour les valeurs les plus grandes de l'efficacité de l'échangeur interne, le coefficient de performance est meilleur.



### V.4.1- Discussion des résultats :

#### **L'influence de la température du générateur :**

Le COP augmente avec l'augmentation de la température du générateur, et cette augmentation est due au taux d'évaporation important de la solution à son entrée dans le générateur, qui maintient la chaleur absorbée par l'évaporateur constant et donc un coefficient de performance de valeur pratiquement constante. Lorsque le générateur atteint la température nominale, la constance du COP nous montre qu'il n'est pas nécessaire d'augmenter indéfiniment la température de l'eau chaude pour obtenir de bonnes performances de l'unité. En général, pour les absorbeurs au bromure de lithium, une température d'eau chaude inférieure à 100°C est suffisante, il suffit donc de s'appuyer sur la chaleur résiduelle du four pour chauffer l'eau.

#### **L'influence de la température de l'évaporateur :**

Le COP augmente avec l'augmentation de la température de l'évaporateur, ce qui peut s'expliquer par le fait que lorsque la température d'évaporation augmente, la demande de refroidissement diminue, entraînant une consommation plus faible et donc une efficacité plus élevée.

#### **L'influence de la température du condenseur :**

Nous avons vu que la variation du coefficient de performance est fonction de la diminution à mesure que la température du condenseur augmente. La raison de la diminution du COP est qu'il est difficile de générer de la vapeur dans le générateur en raison de l'augmentation de la pression de condensation.

#### **L'influence de la température de l'absorbeur :**

Le coefficient de performance diminue avec l'augmentation de la température de l'absorbeur, Cette augmentation réduit la capacité d'absorption du fluide frigorigène, ce qui affecte directement le COP.

#### **L'influence de l'échangeur de solution :**

Nous pouvons voir que le COP augmente avec l'augmentation de la valeur d'efficacité de l'échangeur de chaleur de la solution. Ceci est dû au fait que l'efficacité de

## Chapitre V : Résultats et discussion

---

l'échangeur représente la quantité de chaleur récupérée par celui-ci pour améliorer la vaporisation dans le générateur et ainsi économiser de la chaleur dans le générateur, ce qui conduit à l'augmentation du COP.

### IV.5) Conclusion :

A partir des résultats obtenus, nous pouvons constater que les performances de la machine à absorption dépendent de plusieurs paramètres, tels que la température des différents composants qui constituent la machine et l'efficacité de l'échangeur de solution. Nous constatons également que le COP du système devient constant une fois que la température du générateur atteint la valeur nominale,

Cela montre clairement que la chaleur résiduelle récupérée du four peut fournir la motivation énergétique de notre système.

Après avoir connecté la machine au système de récupération de chaleur, la grande quantité d'électricité gratuite fournie au générateur montre l'efficacité de l'utilisation de la chaleur résiduelle du four pour répondre aux besoins de refroidissement.

## Conclusion générale

---

### Conclusion générale :

L'objectif de ce travail était d'étudier les performances d'une machine de climatisation à absorption basée sur la réutilisation de la chaleur résiduelle du four de la cimenterie, afin de refroidir le bâtiment de contrôle de l'usine.

Une analyse de la charge thermique a été menée pour un local bureautique dans le bâtiment à l'aide de logiciel HAP4.9, développé par la compagnie Carrier pour l'estimation des charges été/hiver pour les bâtiments tertiaires.

La simulation de la machine a été réalisée à l'aide du logiciel EES en fonction des besoins énergétiques du système de refroidissement obtenus à partir de HAP.

Après avoir analysé l'effet de différents paramètres sur le COP de l'installation, nous sommes arrivés aux conclusions suivantes:

- Toute augmentation de la température de condensation ou d'absorption entraîne une diminution du COP.
- Toute augmentation de la température du générateur ou de l'évaporateur entraîne une augmentation du COP.
- Le COP du système augmente avec l'augmentation de l'efficacité de l'échangeur de solution.
- Si la température du générateur dépasse sa valeur nominale, l'augmentation du COP dans le système sera affectée, à partir de laquelle la température du réservoir de stockage est un paramètre très important, car elle affecte directement la température transmise au générateur.

En fin de compte, la chaleur résiduelle peut être utilisée dans les cycles de réfrigération pour utiliser rationnellement la chaleur résiduelle industrielle de faible qualité, la réfrigération à pression de vapeur, la réfrigération à absorption et la réfrigération thermoélectrique sont les trois principaux cycles de réfrigération, et le cycle de réfrigération à absorption peut être considéré comme le plus cycle pratique de récupération de la chaleur perdue à basse température. Dans l'industrie, il reste le meilleur modèle de froid qui donne les meilleurs résultats :

- Fonctionnement silencieux.
- Absence de vibrations.
- grande robustesse (pratiquement pas de pièces tournantes).

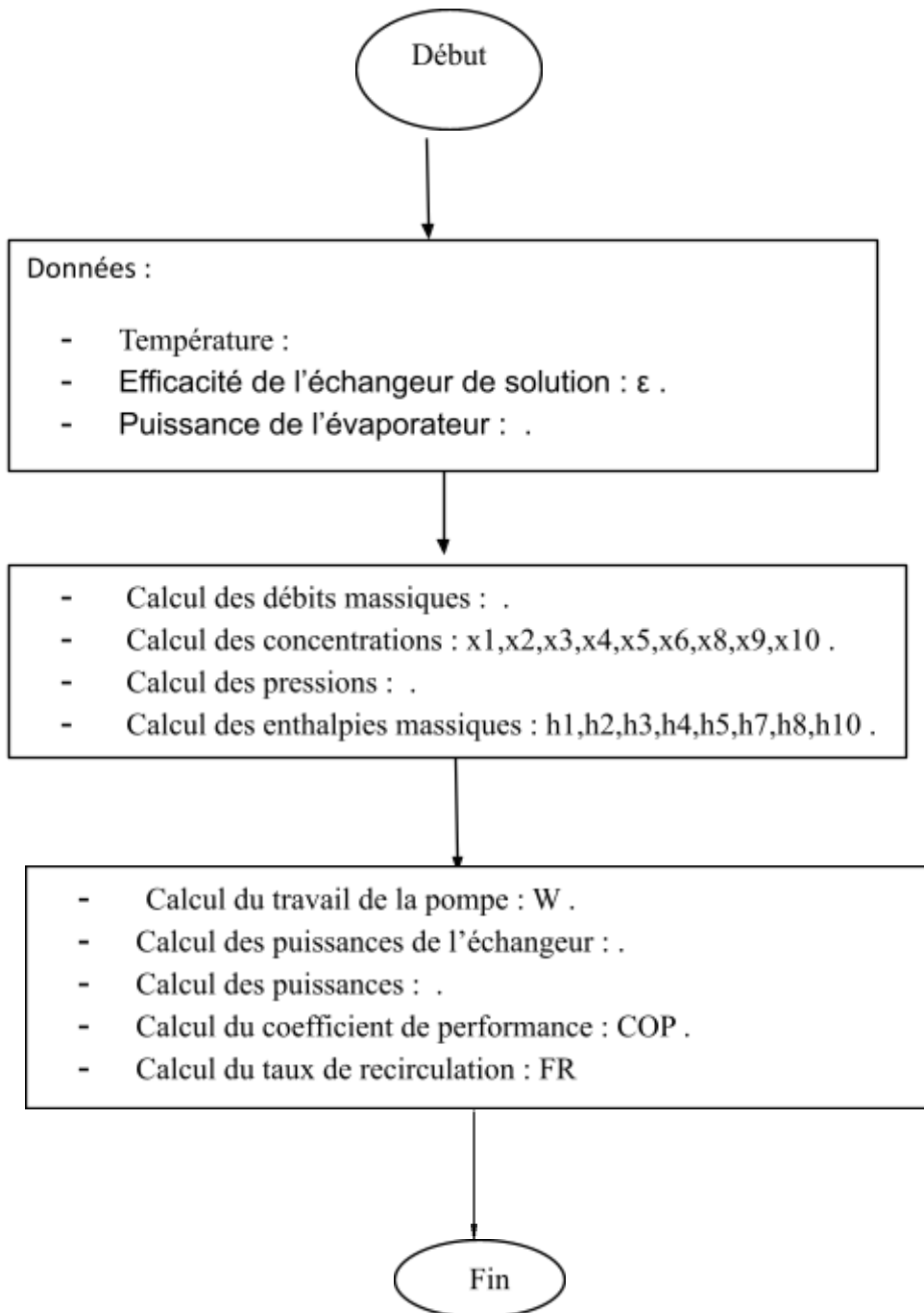
## Conclusion générale

---

- faible coût de fonctionnement.
- Source d'énergie thermique gratuite.
- confort thermique

## Annexe A: Organigramme de calcul de la machine.

---



## Annexe B.1 : Propriétés thermodynamiques du LiBr/H<sub>2</sub>O

Les propriétés thermodynamiques des fluides frigorigènes et des solutions sont déterminées à partir de bibliothèques intégrées au logiciel EES. Le processus de calcul de ces propriétés est basé sur des polynômes proposés par certains fabricants d'absorbeurs et des diagrammes thermodynamiques.

### B.1) Le réfrigérant (H<sub>2</sub>O):

la pression de saturation P en [Kpa] en fonction de la température de saturation T en [K] , pour le réfrigérant H<sub>2</sub>O. [24]

$$\log_{10}(P) = 7.05 - \frac{1596.49}{T} - \frac{104095.5}{T^2} \quad (\text{B.1})$$

L'enthalpie du liquide saturée  $h_l$  en [KJ/Kg] en fonction de la température de saturation T en [K] .[14]

$$h_l(T) = 4.19 \cdot T \quad (\text{B.2})$$

L'enthalpie de vapeur saturée  $h_v$  en [KJ/Kg] en fonction de la température de saturation T en [K] . [14]

$$h_v(T) = 2500.559 + 1.88060937 \cdot T - 0.00125397 \cdot T^2 \quad (\text{B.3})$$

L'enthalpie de vapeur surchauffée  $h_{sur}$  en [KJ/Kg] est calculée par l'équation suivante [16]:

$$h_{sur} = h_v + Cp \cdot (T_* - T_{**}) \quad (\text{B.4})$$

Avec :

$h_v$  : L'enthalpie de vapeur saturée à la pression P en [KJ/Kg].

$T_*$  : La température de vapeur surchauffée en [K].

$T_{**}$  : La température de saturation à la pression P en [K].

Cp : la capacité calorifique de la vapeur surchauffée en fonction de la pression P en [MPa], la température de saturation  $T_{**}$  et la température de surchauffe  $T_*$  , en [KJ/Kg.K].

## Annexe B.1 : Propriétés thermodynamiques du LiBr/H2O

---

La capacité calorifique peut être calculer par l'équation suivante [16] :

$$Cp = A_1 + A_2 \cdot (T_* + T_{**}) + A_3 \cdot \frac{1 - \exp\left(\frac{T_{**} - T_*}{A_0}\right)}{T_* - T_{**}} \quad (\text{B.5})$$

Les valeurs des constantes  $A_0, A_1$  et  $A_2$  sont données par les expressions suivantes :

$$A_i = \sum_{n=0}^j A_{i,n} \cdot P^n \quad (\text{B.6})$$

Et pour  $A_3$  :

$$A_3 = \sum_{n=0}^j A_{3,n} \cdot T_{**}^n \quad (\text{B.7})$$

Les constantes  $A_{i,n}$  sont représenté dans le tableau B.1 :

$A_{i,j}$	i=0	i=1	i=2	i=3
j=0	2041.210	1.610693	$3.383117 \cdot 10^{-4}$	1707.820
j=1	-40.40021	$5.472051 \cdot 10^{-2}$	$-1.975736 \cdot 10^{-5}$	-16.994196
j=2	-0.480950	$7.517537 \cdot 10^{-4}$	$-2.874090 \cdot 10^{-7}$	$6.2746295 \cdot 10^{-2}$
j=3	0.0	0.0	0.0	$-1.0284259 \cdot 10^{-4}$
j=4	0.0	0.0	0.0	$6.4561298 \cdot 10^{-8}$

**Tableau B.1** : Les constantes des équations (B.6) et (B.7).[16]

## Annexe B.1 : Propriétés thermodynamiques du LiBr/H2O

---

### B.2) La solution (LiBr) :

La pression de saturation est donnée par [24] :

$$\log_{10}(p) = c + \frac{D}{T} + \frac{E}{T^2} \quad (\text{B.8})$$

Avec :

$$T = \frac{-2.E}{D + [D^2 - 4.E.(C - \log_{10}(p))]^{0.5}} \quad (\text{B.9})$$

Les constantes  $A_i, B_i, C, D$  et  $E$  sont présentés dans la tableau suivant :

448.15 > T > 278.15 [K]		
0.45 > x > 0.70		
$A_0 = -2.00755$	$A_1 = 124.937$	$C = 7.05$
$A_1 = 0.16976$	$B_1 = -7.71649$	$D = -1596.49$
$A_2 = -3.133362 \cdot 10^{-2}$	$B_2 = 0.152286$	$E = -104095.5$
$A_3 = 1.97668 \cdot 10^{-5}$	$B_3 = -7.95090 \cdot 10^{-4}$	

**Tableau B.2** : les constantes des équations (B.8) et (B.9). [24]

L'enthalpie  $h$  en [KJ/Kg] de la solution LiBr/H2O en fonction de la température de solution  $T$  en [K] et le titre  $x$  (entre 1 et 0) calculer par l'équation suivante [24] :

$$h(T,x) = \sum_{n=0}^4 A_n \cdot x^n + T \cdot \sum_{n=0}^4 B_n \cdot x^n + T^2 \cdot \sum_{n=0}^4 C_n \cdot x^n \quad (\text{B.10})$$



## Annexe B.1 : Propriétés thermodynamiques du LiBr/H<sub>2</sub>O

---

Les constantes  $A_n$ ,  $B_n$  et  $C_n$  sont présentés dans le tableau suivant :

$A_0 = -2024.33$	$B_0 = 18.2829$	$C_0 = -3.7008214 \cdot 10^{-2}$
$A_1 = 163.309$	$B_1 = -1.1691757$	$C_1 = 2.8877666 \cdot 10^{-3}$
$A_2 = -4.88161$	$B_2 = 3.248041 \cdot 10^{-2}$	$C_2 = -8.1313015 \cdot 10^{-5}$
$A_3 = 6.302948 \cdot 10^{-2}$	$B_3 = -4.034184 \cdot 10^{-4}$	$C_3 = 9.9116628 \cdot 10^{-7}$
$A_4 = -2.913705 \cdot 10^{-4}$	$B_4 = 1.8520569 \cdot 10^{-6}$	$C_4 = -4.4441207 \cdot 10^{-9}$

**Tableau B.3** : Les constantes de l'équation (B.10). [24]

## Annexe B.1 : Propriétés thermodynamiques du LiBr/H<sub>2</sub>O

### B.3) Température du réfrigérant et l'enthalpie de la solution LiBr/H<sub>2</sub>O :

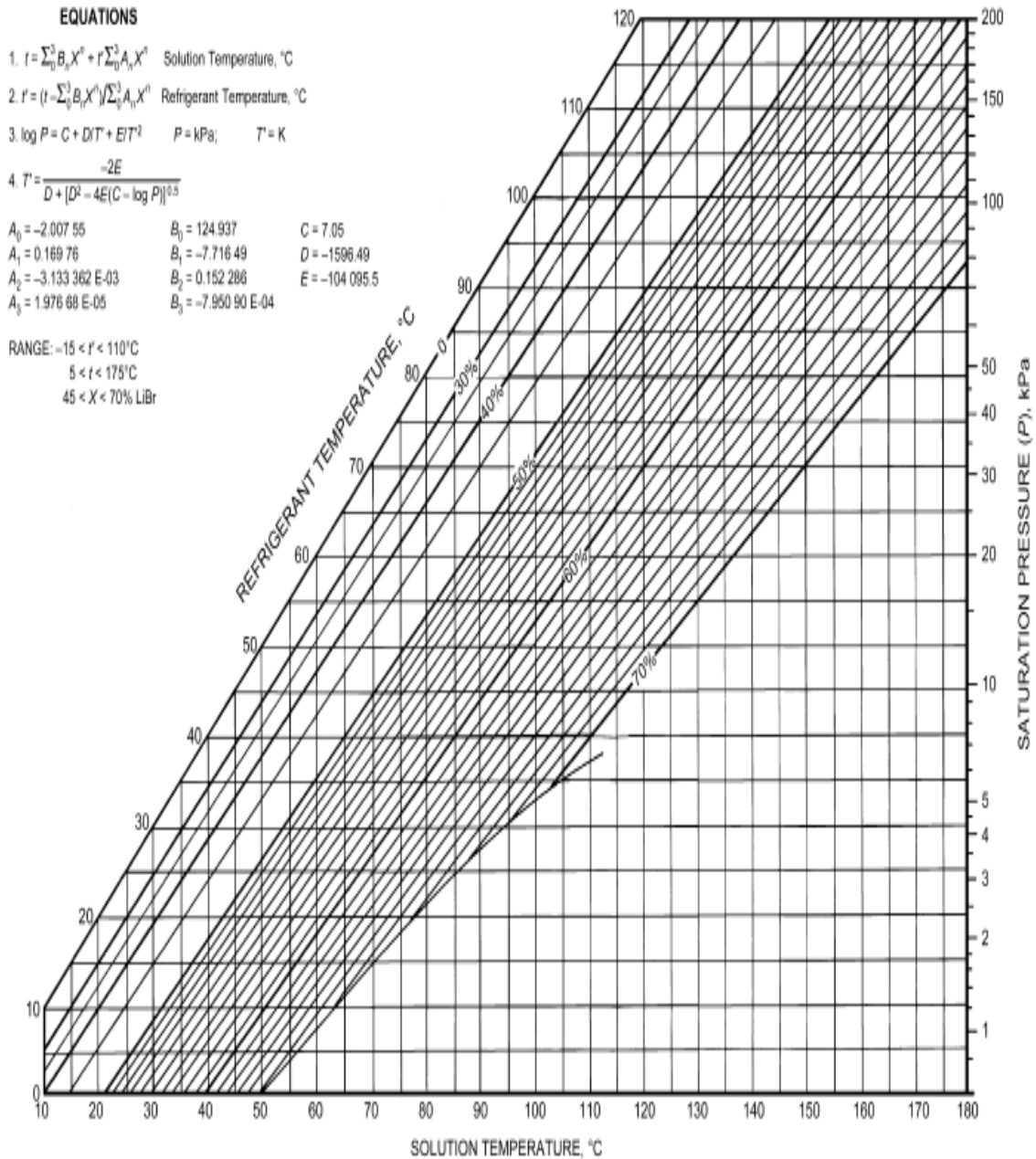
Temp. (t - °C)		Percent LiBr										
		0	10	20	30	40	45	50	55	60	65	70
20	t'	20.0	19.1	17.7	15.0	9.8	5.8	-0.4	-7.7	-15.8	-23.4#	-29.3#
	h	84.0	67.4	52.6	40.4	33.5	33.5	38.9	53.2	78.0	111.0#	145.0#
30	t'	30.0	29.0	27.5	24.6	19.2	15.0	8.6	1.0	-7.3	-15.2#	-21.6#
	h	125.8	103.3	84.0	68.6	58.3	56.8	60.5	73.5	96.8	128.4#	161.7#
40	t'	40.0	38.9	37.3	34.3	28.5	24.1	17.5	9.8	1.3	-7.0#	-14.0#
	h	167.6	139.5	115.8	96.0	82.5	79.7	82.2	93.5	115.4	146.0#	178.3#
50	t'	50.0	48.8	47.2	44.0	37.9	33.3	26.5	18.5	9.9	1.3	-6.3#
	h	209.3	175.2	147.0	123.4	106.7	102.6	103.8	114.0	134.5	163.5	195.0#
60	t'	60.0	58.8	57.0	53.6	47.3	42.5	35.5	27.3	18.4	9.5	1.4#
	h	251.1	211.7	179.1	151.4	131.7	125.8	125.8	134.7	153.7	181.4	211.9#
70	t'	70.0	68.7	66.8	63.3	56.6	51.6	44.4	36.1	27.0	17.7	9.0#
	h	293.0	247.7	210.5	178.8	155.7	148.9	148.0	155.6	173.2	199.4	228.8#
80	t'	80.0	78.6	76.7	73.0	66.0	60.8	53.4	44.8	35.6	26.0	16.7#
	h	334.9	287.8	243.6	207.3	181.0	172.8	170.0	176.2	192.6	217.2	245.7#
90	t'	90.0	88.6	86.5	82.6	75.4	70.0	62.3	53.6	44.1	34.2	24.3#
	h	376.9	321.1	275.6	235.4	206.1	195.8	192.3	197.1	212.2	235.6	262.9#
100	t'	100.0	98.5	96.3	92.3	84.7	79.1	71.3	62.4	52.7	42.4	32.0
	h	419.0	357.6	307.9	263.8	231.0	219.9	214.6	218.2	231.5	253.5	279.7
110	t'	110.0	108.4	106.2	101.9	94.1	88.3	80.2	71.1	61.3	50.6	39.7
	h	461.3	394.3	340.1	292.4	255.9	243.3	236.8	239.1	251.0	271.4	296.3
120	t'	120.0*	118.3*	116.0*	111.6	103.4	97.5	89.2	79.9	69.8	58.9	47.3
	h	503.7*	431.0*	372.5*	320.9	281.0	267.0	259.0	260.0	270.2	289.5	313.4
130	t'	130.0*	128.3*	125.8*	121.3*	112.8	106.7	92.8	88.7	78.4	67.1	55.0
	h	546.5*	468.4*	404.5*	349.6*	306.2	290.7	281.0	280.4	289.1	306.9	330.2
140	t'	140.0*	138.2*	135.7*	130.9*	122.2*	115.8	107.1	97.4	87.0	75.3	62.7
	h	589.1*	505.6*	437.8*	377.9*	331.3*	314.2	303.2	301.1	308.1	324.7	346.9
150	t'	150.0*	148.1*	145.5*	140.6*	131.5*	125.0*	116.1*	106.2	95.5	83.5	70.3
	h	632.2*	542.7*	470.5*	406.8*	356.6*	337.8*	325.5*	321.6	327.3	342.7	363.6
160	t'	160.0*	158.1*	155.3*	150.3*	140.9*	134.2*	125.0*	115.0	104.1	91.8	78.9
	h	675.6*	580.8*	503.1*	435.4*	381.9*	361.2*	347.7*	342.2	346.1	360.3	380.1
170	t'	170.0*	168.0*	165.2*	159.9*	150.3*	143.3*	134.0*	123.7	112.7	100.0	85.7
	h	719.2*	618.9*	536.1*	464.3*	406.8*	384.9*	369.9*	362.9	365.4	378.3	396.0
180	t'	180.0*	177.9*	175.0*	169.6*	159.6*	152.5*	142.9*	132.5*	121.2*	108.2	93.3
	h	763.2*	657.1*	569.4*	493.4*	432.1*	408.8*	392.1*	383.4*	384.3*	395.8	411.3

**Tableau B.4 :** Température du réfrigérant et l'enthalpie de la solution LiBr/H<sub>2</sub>O. [24]

## Annexe B.2 : diagrammes utilisés

### B.1) Diagramme d'Oldham :

Les diagrammes d'Oldham sont les diagrammes les plus couramment utilisés et les plus pratiques pour étudier les boucles de solution. Il donne la variation de la teneur en soluté en solution avec la température et la pression. Il s'agit d'un graphe  $(\ln(p), -1/T)$  avec un contenu de poids comme paramètre. La figure B.1 montre un schéma lié à la paire binaire  $H_2O/LiBr$ .



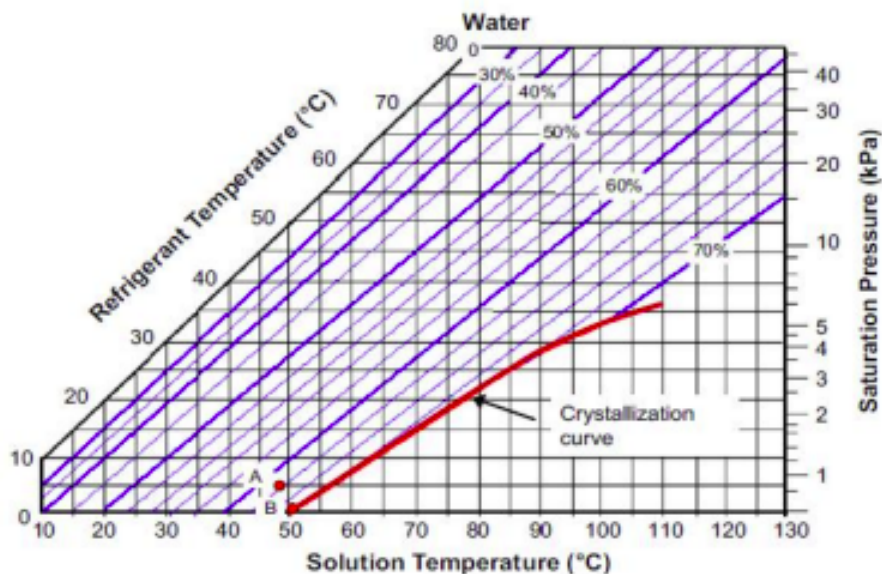
**Figure B.1:** Diagramme d'Oldham pour le couple  $\text{LiBr}/H_2O$  [24]

## Annexe B.2 : diagrammes utilisés

Pour un titre donné  $x$ , il est possible de lier les valeurs de  $P$  et de  $T$  par une relation générale du type [26] :

$$\log_{10}(p) = A - \frac{B}{T}$$

où les termes  $A$  et  $B$  sont fonction du titre  $x$  et diffèrent selon que l'on est en phase gazeuse ou non. Ces échelles ont été choisies en partant du constat que les droites d'égale concentration sont des droites, ce qui simplifie grandement leur tracé puisqu'elles sont déterminées par deux points. Cependant, ce tableau ne permet pas d'études énergétiques ni de dimensionnement de machine.[26]



**Figure B.2:** courbe de cristallisation de solution LiBr/H<sub>2</sub>O

Dans les refroidisseurs à absorption, les lignes de cristallisation du bromure de lithium et de l'eau sont très proches des concentrations de travail requises pour les refroidisseurs à absorption LiBr/H<sub>2</sub>O pratiques (Figure B.2).

Si la concentration de la solution est trop élevée ou bien trop basse, une cristallisation peut se produire et interrompre le fonctionnement de la machine. Dans les réfrigérateurs utilisant du bromure de lithium, la cristallisation doit être évitée, car une couche de sel dans le réseau de canalisations peut rapidement bloquer le flux.[27]

## Annexe B.2 : diagrammes utilisés

### B.3.2) Diagramme de Merkel :

Il permet une étude complète de la machine à absorption car, en plus des informations données par le diagramme d'Oldham, il renseigne également sur l'enthalpie de la solution liquide (ou absorbante) et de la vapeur, qui est la base du calcul. (ou absorbât). Voici un graphe  $h = f(x, T)$ .

Il peut connaître la teneur du mélange de vapeur en équilibre avec la solution, et l'enthalpie en chaque point.

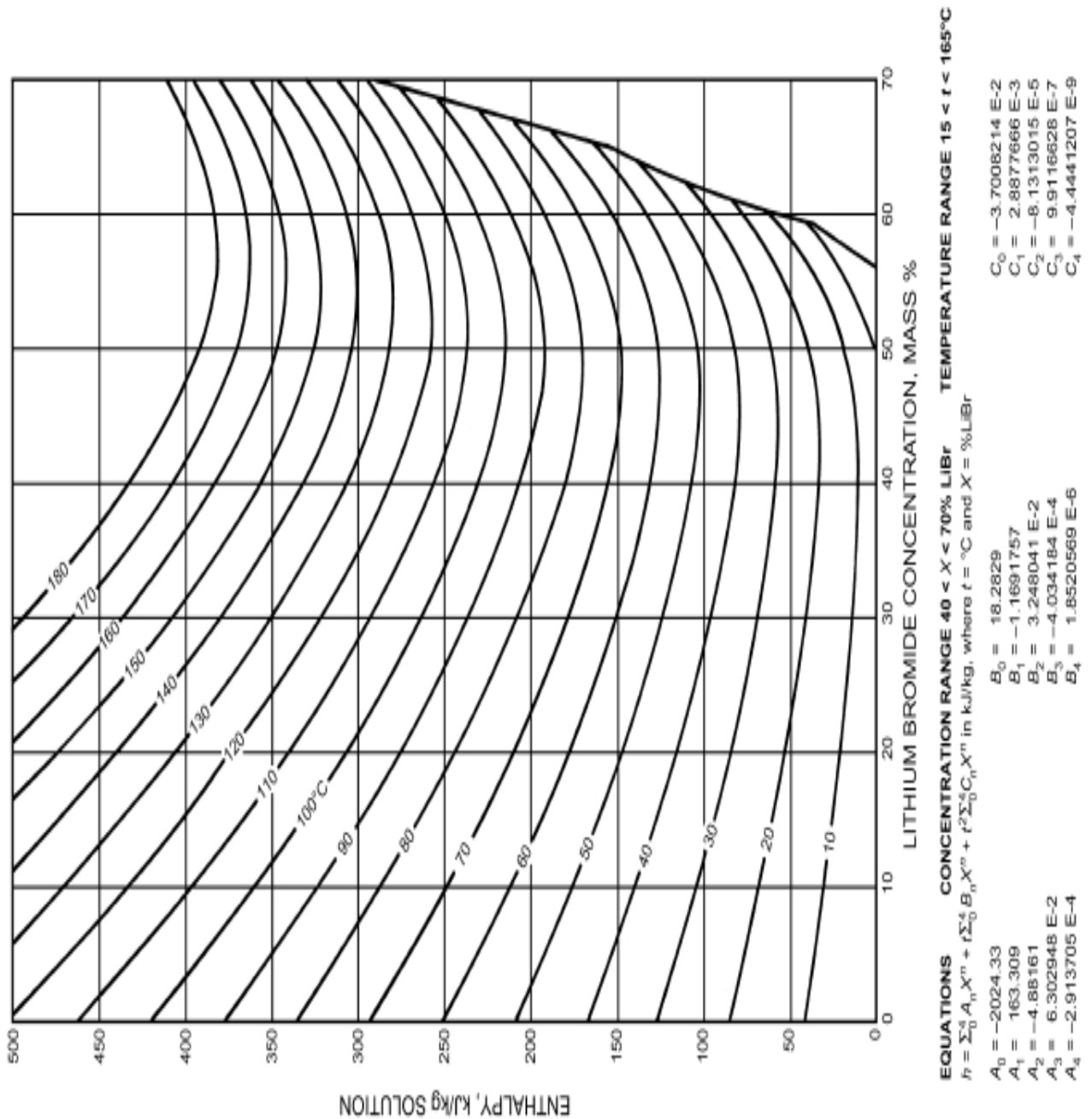


Figure B.3 : Diagramme de Merkel pour le couple LiBr/H<sub>2</sub>O.[24]



## Annexe C : exemple de simulation.

### Résultats de simulation dans les conditions nominaux :

- Le schéma de la machine étudiée est affiché dans les figures suivantes :

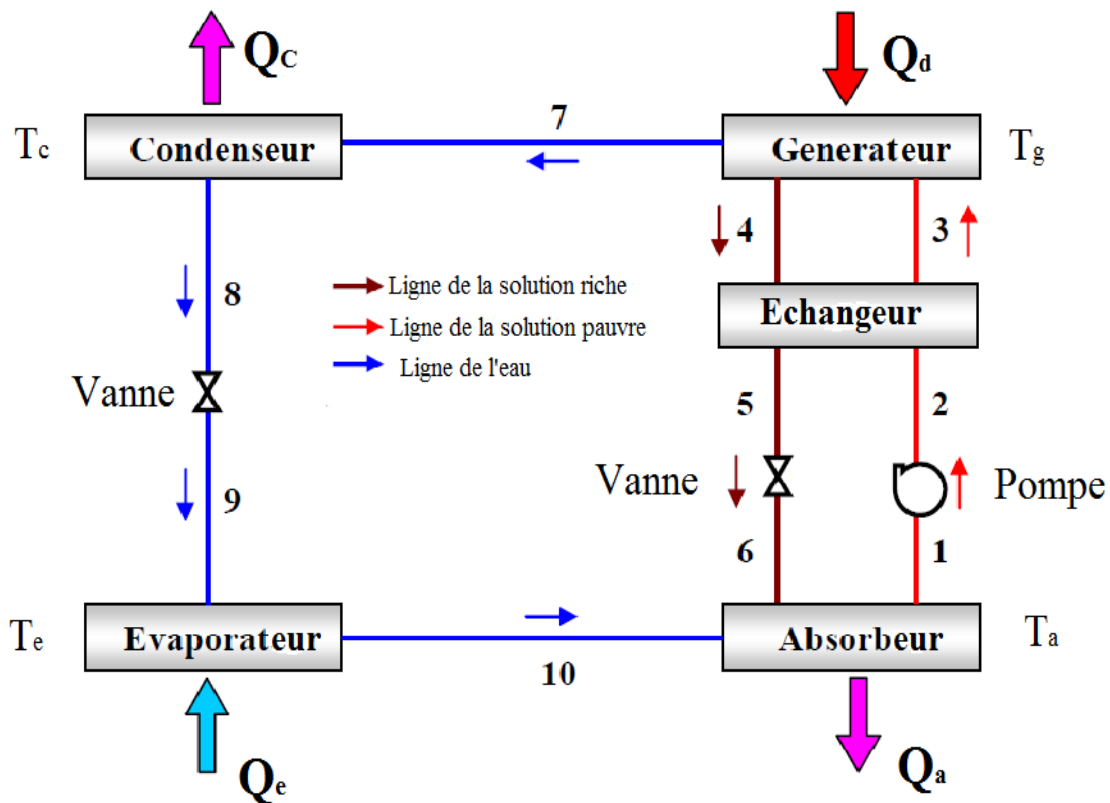


Figure C.1 : machine à absorption étudiée.

les paramètres nominaux sont les suivants :

- température nominale du générateur  $T_{g\_nom}=90^{\circ}\text{C}$ .
- température nominale du condenseur  $T_{c\_nom}=40^{\circ}\text{C}$ .
- température nominale de l'absorbeur  $T_{a\_nom}=30^{\circ}\text{C}$ .
- température nominale de l'évaporateur  $T_{e\_nom}=6^{\circ}\text{C}$ .
- puissance de l'évaporateur  $Q_e = 70 \text{ KW}$
- Efficacité de l'échangeur de solution  $\varepsilon = 0.8$ .

## Annexe C : exemple de simulation.

- Les résultats obtenus sont affichés dans le tableau suivant :

Sort	1 $h_i$ [J/g]	2 $m_i$ [kg/sec]	3 $P_i$ [kPa]	4 $Q_i$ [Fraction]	5 $T_i$ [°C]	6 $X_i$ [% LiBr]
[1]	64.7	0.1815	0.935	0.000	30.0	52.3
[2]	64.7	0.1815	7.381		30.0	52.3
[3]	139.1	0.1815	7.381		64.8	52.3
[4]	223.3	0.1517	7.381	0.000	90.0	62.6
[5]	134.2	0.1517	7.381		42.0	62.6
[6]	134.2	0.1517	0.935	-0.005	49.1	62.6
[7]	2626.9	0.0299	7.381		68.2	0.0
[8]	167.5	0.0299	7.381	0.000	40.0	0.0
[9]	167.5	0.0299	0.935	0.057	6.0	0.0
[10]	2511.5	0.0299	0.935	1.000	6.0	0.0

EES Academic Professional: F:\EES\étude paramétric de la machine à absorption 70 Kw.EES - [Parametric Table]

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples

Tg f(COP) Table 2 Table 3 Table 4 Te et Tg variable Tc et Tg variable Table 7 Table 8 Table 9

1.5	1 COP	2 $Q_a$ [kW]	3 $Q_c$ [kW]	4 $Q_d$ [kW]	5 $Q_e$ [kW]	6 $T_4$ [°C]	7 $T_8$ [°C]	8 $T_9$ [°C]
Run 1	0.777	86.071	74.006	90.076	70.000	95.0	40.0	4.0
Run 2	0.778	86.031	73.996	90.026	70.000	95.0	40.0	4.1
Run 3	0.778	85.990	73.987	89.976	70.000	95.0	40.0	4.1
Run 4	0.778	85.949	73.978	89.927	70.000	95.0	40.0	4.2
Run 5	0.779	85.909	73.969	89.877	70.000	95.0	40.0	4.3

EES Academic Professional: F:\EES\étude paramétric de la machine à absorption 70 Kw.EES - [Parametric Table]

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples

Tg f(COP) Table 2 Table 3 Table 4 Te et Tg variable Tc et Tg variable Table 7 Table 8 Table 9

1.100	1 COP	2 $P_{high}$ [kPa]	3 $P_{low}$ [kPa]	4 $Q_a$ [kW]	5 $Q_c$ [kW]	6 $Q_d$ [kW]	7 $T_4$ [°C]	8 $T_1$ [°C]
Run 1	0.802	7.381	0.935	83.873	73.444	87.316	82.0	30.0
Run 2	0.801	7.381	0.935	83.912	73.449	87.359	82.0	30.1
Run 3	0.801	7.381	0.935	83.951	73.454	87.403	82.0	30.2
Run 4	0.800	7.381	0.935	83.990	73.459	87.448	82.0	30.2
Run 5	0.800	7.381	0.935	84.030	73.464	87.492	82.0	30.3
Run 6	0.800	7.381	0.935	84.070	73.469	87.537	82.0	30.4
Run 7	0.799	7.381	0.935	84.110	73.474	87.583	82.0	30.5
Run 8	0.799	7.381	0.935	84.151	73.479	87.628	82.0	30.6



## Annexe C : exemple de simulation.

EES Academic Professional: F:\EES\étude paramétric de la machine à absorption 70 Kw.EES - [Parametric Table]

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples

Tg f(COP) Table 2 Table 3 Table 4 Te et Tg variable Tc et Tg variable Table 7 Table 8 Table 9

	1	2	3	4	5	6
	COP	Qa [kW]	Qc [kW]	Qd [kW]	Qe [kW]	T <sub>4</sub> [°C]
Run 1	0.755	88.923	73.750	92.671	70.000	80.0
Run 2	0.757	88.705	73.750	92.452	70.000	80.2
Run 3	0.759	88.501	73.750	92.248	70.000	80.4
Run 4	0.760	88.310	73.750	92.058	70.000	80.6
Run 5	0.762	88.131	73.750	91.879	70.000	80.8

**Tableau C.1** : Résultats de la simulation.

# Annexe D : résultats de modélisation de local

Space Input Data																																							
PFE karima raouda Karima et Raouda	07/03/2022 11:08																																						
SALLE COUMMANDE																																							
<b>1. General Details:</b>																																							
Floor Area.....	94,6 m <sup>2</sup>																																						
Avg. Ceiling Height.....	3,3 m																																						
Building Weight.....	312,5 kg/m <sup>2</sup>																																						
<b>1.1. OA Ventilation Requirements:</b>																																							
Space Usage.....	OFFICE: Office space																																						
OA Requirement 1.....	2,5 L/s/person																																						
OA Requirement 2.....	0,30 L/(s·m <sup>2</sup> )																																						
Space Usage Defaults.....	ASHRAE Standard 62.1-2010																																						
<b>2. Internals:</b>																																							
<b>2.1. Overhead Lighting:</b>																																							
Fixture Type.....	Recessed (Unvented)																																						
Wattage.....	40,0 Watts																																						
Ballast Multiplier.....	1,10																																						
Schedule.....	server																																						
<b>2.2. Task Lighting:</b>																																							
Wattage.....	0,00 W/m <sup>2</sup>																																						
Schedule.....	None																																						
<b>2.3. Electrical Equipment:</b>																																							
Wattage.....	7260,0 Watts																																						
Schedule.....	server																																						
<b>2.4. People:</b>																																							
Occupancy.....	7,0 People																																						
Activity Level.....	Office Work																																						
Sensible.....	71,8 W/person																																						
Latent.....	60,1 W/person																																						
Schedule.....	server																																						
<b>2.5. Miscellaneous Loads:</b>																																							
Sensible.....	0 W																																						
Schedule.....	None																																						
Latent.....	0 W																																						
Schedule.....	None																																						
<b>3. Walls, Windows, Doors:</b>																																							
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse; text-align: center;"> <thead> <tr> <th>Exp.</th> <th>Wall Gross Area (m<sup>2</sup>)</th> <th>Window 1 Qty.</th> <th>Window 2 Qty.</th> <th>Door 1 Qty.</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>SSW</td> <td>27,2</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>SSW</td> <td>15,2</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>WNW</td> <td>14,9</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>NNE</td> <td>42,4</td> <td>1</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>ESE</td> <td>29,5</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>WNW</td> <td>14,7</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> </tbody> </table>					Exp.	Wall Gross Area (m <sup>2</sup> )	Window 1 Qty.	Window 2 Qty.	Door 1 Qty.	SSW	27,2	0	0	1	SSW	15,2	0	0	0	WNW	14,9	0	0	0	NNE	42,4	1	0	0	ESE	29,5	0	0	0	WNW	14,7	0	0	0
Exp.	Wall Gross Area (m <sup>2</sup> )	Window 1 Qty.	Window 2 Qty.	Door 1 Qty.																																			
SSW	27,2	0	0	1																																			
SSW	15,2	0	0	0																																			
WNW	14,9	0	0	0																																			
NNE	42,4	1	0	0																																			
ESE	29,5	0	0	0																																			
WNW	14,7	0	0	0																																			
<b>3.1. Construction Types for Exposure SSW</b>																																							
Wall Type.....	inter wall																																						
Door Type.....	DOOR 01																																						
<b>3.2. Construction Types for Exposure SSW</b>																																							
Wall Type.....	inter wall																																						
<b>3.3. Construction Types for Exposure WNW</b>																																							
Wall Type.....	inter wall																																						
<b>3.4. Construction Types for Exposure NNE</b>																																							
Wall Type.....	exter wall																																						
1st Window Type.....	WMD03																																						
<b>3.5. Construction Types for Exposure ESE</b>																																							
Wall Type.....	exter wall																																						
<b>3.6. Construction Types for Exposure WNW</b>																																							
Wall Type.....	inter wall																																						
<b>4. Roofs, Skylights:</b>																																							
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse; text-align: center;"> <thead> <tr> <th>Exp.</th> <th>Roof Gross Area (m<sup>2</sup>)</th> <th>Roof Slope (deg.)</th> <th>Skylight Qty.</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>H</td> <td>94,6</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> </tbody> </table>					Exp.	Roof Gross Area (m <sup>2</sup> )	Roof Slope (deg.)	Skylight Qty.	H	94,6	0	0																											
Exp.	Roof Gross Area (m <sup>2</sup> )	Roof Slope (deg.)	Skylight Qty.																																				
H	94,6	0	0																																				
<b>4.1. Construction Types for Exposure H</b>																																							
Roof Type.....	roof																																						
<b>5. Infiltration:</b>																																							
Design Cooling.....	0,60 ACH																																						
Design Heating.....	1,00 ACH																																						
Energy Analysis.....	0,80 ACH																																						
Infiltration occurs at all hours.																																							

Figure D.1: différentes données de la zone « salle commande »

## Annexe D : résultats de modélisation de local

Space Input Data

PFE karima raouda  
Karima et Raouda
07/03/2022  
11:09

---

**SERVEUR**

**1. General Details:**

Floor Area: 21,8 m<sup>2</sup>  
 Avg. Ceiling Height: 3,3 m  
 Building Weight: 341,8 kg/m<sup>2</sup>

**1.1. OA Ventilation Requirements:**

Space Usage: MISCELLANEOUS: Computer (not printing)  
 OA Requirement 1: 2,5 L/s/person  
 OA Requirement 2: 0,30 L/(s·m<sup>2</sup>)  
 Space Usage Defaults: ASHRAE Standard 62.1-2010

**2. Internals:**

**2.1. Overhead Lighting:**

Fixture Type: Recessed (Unvented)  
 Wattage: 20,0 Watts  
 Ballast Multiplier: 1,10  
 Schedule: LIGHTING SCHEDULE

**2.4. People:**

Occupancy: 5,0 People  
 Activity Level: Office Work  
 Sensible: 71,8 W/person  
 Latent: 60,1 W/person  
 Schedule: people Schedule

---

**2.2. Task Lighting:**

Wattage: 0,00 W/m<sup>2</sup>  
 Schedule: None

**2.5. Miscellaneous Loads:**

Sensible: 0 W  
 Schedule: None  
 Latent: 0 W  
 Schedule: None

---

**2.3. Electrical Equipment:**

Wattage: 4220,0 Watts  
 Schedule: server

**3. Walls, Windows, Doors:**

Exp.	Wall Gross Area (m <sup>2</sup> )	Window 1 Qty.	Window 2 Qty.	Door 1 Qty.
WNW	22,4	0	0	0
SSW	10,6	0	0	0
ESE	10,6	0	0	1
NNE	22,4	0	0	0

---

**3.1. Construction Types for Exposure WNW**

Wall Type: exter wall

**3.2. Construction Types for Exposure SSW**

Wall Type: inter wall

**3.3. Construction Types for Exposure ESE**

Wall Type: inter wall  
 Door Type: DOOR 01

**3.4. Construction Types for Exposure NNE**

Wall Type: inter wall

**4. Roofs, Skylights:**

Exp.	Roof Gross Area (m <sup>2</sup> )	Roof Slope (deg.)	Skylight Qty.
H	21,8	0	0

---

**4.1. Construction Types for Exposure H**

Roof Type: roof

**5. Infiltration:**

Design Cooling: 0,60 ACH  
 Design Heating: 1,00 ACH  
 Energy Analysis: 0,80 ACH  
 Infiltration occurs at all hours.

**6. Floors:**

Type: Floor Above Conditioned Space  
 (No additional input required for this floor type).

**7. Partitions:**

**7.1. 1st Partition Details:**

Partition Type: Wall Partition  
 Area: 18,7 m<sup>2</sup>  
 U-Value: 1,294 W/(m<sup>2</sup>·K)  
 Uncondit. Space Max Temp: 35,0 °C

Ambient at Space Max Temp: 35,0 °C  
 Uncondit. Space Min Temp: 23,9 °C  
 Ambient at Space Min Temp: 12,8 °C

**Figure D.2:** différentes données de la zone « serveur »

# Annexe D : résultats de modélisation de local

**Space Input Data**
07/03/2022  
11:10

PFE karima raouda  
Karima et Raouda

---

**SERVICE SYSTEM**

**1. General Details:**

Floor Area.....69,9 m<sup>2</sup>  
 Avg. Ceiling Height.....3,3 m  
 Building Weight.....312,5 kg/m<sup>2</sup>

**1.1. OA Ventilation Requirements:**

Space Usage.....OFFICE: Office space  
 OA Requirement 1.....2,5 L/s/person  
 OA Requirement 2.....0,30 L/(s·m<sup>2</sup>)  
 Space Usage Defaults.....ASHRAE Standard 62.1-2010

**2. Internals:**

**2.1. Overhead Lighting:**

Fixture Type.....Recessed (Unvented)  
 Wattage.....60,0 Watts  
 Ballast Multiplier.....1,10  
 Schedule.....LIGHTING SCHEDULE

**2.2. Task Lighting:**

Wattage.....0,00 W/m<sup>2</sup>  
 Schedule.....None

**2.3. Electrical Equipment:**

Wattage.....5174,0 Watts  
 Schedule.....LIGHTING SCHEDULE

**2.4. People:**

Occupancy.....7,0 People  
 Activity Level.....Office Work  
 Sensible.....71,8 W/person  
 Latent.....60,1 W/person  
 Schedule.....people Schedule

**2.5. Miscellaneous Loads:**

Sensible.....0 W  
 Schedule.....None  
 Latent.....0 W  
 Schedule.....None

**3. Walls, Windows, Doors:**

Exp.	Wall Gross Area (m <sup>2</sup> )	Window 1 Qty.	Window 2 Qty.	Door 1 Qty.
SSW	30,7	0	0	2
WNW	17,5	0	0	1
NNE	30,7	0	0	2
ESE	17,5	0	0	0
SSW	15,2	0	0	1
WNW	14,7	0	0	0

**3.1. Construction Types for Exposure SSW**

Wall Type.....inter wall  
 Door Type.....DOOR 01

**3.2. Construction Types for Exposure WNW**

Wall Type.....inter wall  
 Door Type.....DOOR 01

**3.3. Construction Types for Exposure NNE**

Wall Type.....inter wall  
 Door Type.....DOOR 01

**3.4. Construction Types for Exposure ESE**

Wall Type.....inter wall

**3.5. Construction Types for Exposure SSW**

Wall Type.....inter wall  
 Door Type.....DOOR 01

**3.6. Construction Types for Exposure WNW**

Wall Type.....inter wall

**4. Roofs, Skylights:**

Exp.	Roof Gross Area (m <sup>2</sup> )	Roof Slope (deg.)	Skylight Qty.
H	69,9	0	0

**4.1. Construction Types for Exposure H**

Roof Type.....roof

**5. Infiltration:**

Design Cooling.....0,60 ACH  
 Design Heating.....1,00 ACH  
 Energy Analysis.....0,80 ACH

**Figure D.3:** différentes données de la zone « service system»

## Annexe D : résultats de modélisation de local

Zone 2	DESIGN COOLING			DESIGN HEATING		
	COOLING DATA AT Jul 1600			HEATING DATA AT DES HTG		
	COOLING OA DB / WB 34,7 °C / 21,6 °C			HEATING OA DB / WB 2,2 °C / -0,9 °C		
	OCCUPIED T-STAT 24,0 °C			OCCUPIED T-STAT 22,0 °C		
ZONE LOADS	Details	Sensible (W)	Latent (W)	Details	Sensible (W)	Latent (W)
Window & Skylight Solar Loads	0 m²	0	-	0 m²	-	-
Wall Transmission	64 m²	1558	-	64 m²	2036	-
Roof Transmission	22 m²	158	-	22 m²	825	-
Window Transmission	0 m²	0	-	0 m²	0	-
Skylight Transmission	0 m²	0	-	0 m²	0	-
Door Loads	2 m²	137	-	2 m²	68	-
Floor Transmission	0 m²	0	-	0 m²	0	-
Partitions	19 m²	240	-	19 m²	0	-
Ceiling	0 m²	0	-	0 m²	0	-
Overhead Lighting	22 W	17	-	0	0	-
Task Lighting	0 W	0	-	0	0	-
Electric Equipment	4220 W	4218	-	0	0	-
People	5	252	300	0	0	0
Infiltration	-	154	35	-	476	0
Miscellaneous	-	0	0	-	0	0
Safety Factor	15% / 10%	1010	34	0%	0	0
<b>&gt;&gt; Total Zone Loads</b>	-	<b>7743</b>	<b>369</b>	-	<b>3405</b>	<b>0</b>

**Figure D.4:** Besoin calorifique du zone2

Zone Design Load Summary for ABSORPTION CHILLER						
Project Name: PFE karima raouda						07/11/2022
Prepared by: Karima et Raouda						12:05
Zone 3	DESIGN COOLING			DESIGN HEATING		
	COOLING DATA AT Aug 1600			HEATING DATA AT DES HTG		
	COOLING OA DB / WB 34,7 °C / 21,6 °C			HEATING OA DB / WB 2,2 °C / -0,9 °C		
	OCCUPIED T-STAT 24,0 °C			OCCUPIED T-STAT 22,0 °C		
ZONE LOADS	Details	Sensible (W)	Latent (W)	Details	Sensible (W)	Latent (W)
Window & Skylight Solar Loads	11 m²	1734	-	11 m²	-	-
Wall Transmission	135 m²	3382	-	135 m²	4456	-
Roof Transmission	118 m²	787	-	118 m²	4464	-
Window Transmission	11 m²	680	-	11 m²	1525	-
Skylight Transmission	0 m²	0	-	0 m²	0	-
Door Loads	8 m²	362	-	8 m²	274	-
Floor Transmission	0 m²	0	-	0 m²	0	-
Partitions	30 m²	87	-	30 m²	195	-
Ceiling	0 m²	0	-	0 m²	0	-
Overhead Lighting	1100 W	846	-	0	0	-
Task Lighting	0 W	0	-	0	0	-
Electric Equipment	4151 W	3724	-	0	0	-
People	11	553	661	0	0	0
Infiltration	-	1177	266	-	2185	0
Miscellaneous	-	0	0	-	0	0
Safety Factor	15% / 10%	2000	93	0%	0	0
<b>&gt;&gt; Total Zone Loads</b>	-	<b>15332</b>	<b>1020</b>	-	<b>13099</b>	<b>0</b>

**Figure D.5:** Besoin calorifique du zone3

## Annexe D : résultats de modélisation de local

Zone 4	DESIGN COOLING			DESIGN HEATING		
	COOLING DATA AT Aug 1600			HEATING DATA AT DES HTG		
	COOLING OA DB / WB 34,7 °C / 21,6 °C			HEATING OA DB / WB 2,2 °C / -0,9 °C		
	OCCUPIED T-STAT 24,0 °C			OCCUPIED T-STAT 22,0 °C		
ZONE LOADS	Details	Sensible (W)	Latent (W)	Details	Sensible (W)	Latent (W)
Window & Skylight Solar Loads	0 m²	0	-	0 m²	-	-
Wall Transmission	114 m²	1690	-	114 m²	2908	-
Roof Transmission	70 m²	467	-	70 m²	2644	-
Window Transmission	0 m²	0	-	0 m²	0	-
Skylight Transmission	0 m²	0	-	0 m²	0	-
Door Loads	13 m²	806	-	13 m²	411	-
Floor Transmission	0 m²	0	-	0 m²	0	-
Partitions	38 m²	97	-	38 m²	99	-
Ceiling	0 m²	0	-	0 m²	0	-
Overhead Lighting	66 W	51	-	0	0	-
Task Lighting	0 W	0	-	0	0	-
Electric Equipment	5174 W	4663	-	0	0	-
People	7	357	421	0	0	0
Infiltration	-	493	108	-	1525	0
Miscellaneous	-	0	0	-	0	0
Safety Factor	15% / 10%	1294	53	0%	0	0
<b>&gt;&gt; Total Zone Loads</b>	-	<b>9918</b>	<b>581</b>	-	<b>7588</b>	<b>0</b>

**Figure D.6:** Besoin calorifique du zone4

## Référence

- [1] Document de l'usine.
- [2] JUN LU, Jean-Michel Baleynaud , Jie Zheng ,Feng Huang , J.M Baleynaud.«Heat recovery potentials and technologies in industrial zones ».2022.
- [3] Zineb Fergani. « optimisation paramétrique d'un cycle organique de rankine pour la récupération énergétique des gaz de rejets d'une cimenterie ». Thèse de Doctorat,(2016), Université Saad Dahleb, Blida.
- [4] GIZ «Guide pratique de l'isolation thermique des bâtiments dans le Maghreb»(2013).
- [5] LABRECHE Samia. « Forme architecturale et confort hygrothermique dans les bâtiments éducatifs, cas des infrastructures d'enseignement supérieur en régions arides ». Thèse de Magistère,(2014), Université Mohamed Khider, Biskra.
- [6] <https://energieplus-lesite.be/theories/confort11/le-confort-thermique-d1/>
- [7] <https://conseils-thermiques.org/contenu/confort-thermique.php>
- [8] Mr. Semmar djaafar. « cours de l'architecture passive ». (2022), Université Saad Dahleb, Blida.
- [9] Sofiane Rahmouni. « Evaluation et Amélioration Énergétiques de Bâtiments dans le cadre du Programme National d'Efficacité Énergétique». Thèse de Doctorat,(2020), Université Mostepha Ben Boulaid, Batna 2.
- [10] Jean Desmons « Aide-mémoire, Génie climatique». Dunod, Paris, 2008, 2009.
- [11] [www.Wikipedia.com](http://www.Wikipedia.com).
- [12] BERRICHE Mohamed. « Modélisation des cycles frigorifiques à absorption fonctionnant avec le couple eau/Bromure de lithium (H<sub>2</sub>O - LiBr )». Thèse de Master,(2020), Université Mohamed Khider, Biskra.
- [13] Mouad DINY. « Etude du fonctionnement d'une machine frigorifique à adsorption modélisation des transferts de chaleur et de masse et optimisation du fonctionnement de la machine ».Thèse de doctorat, (1996), Université Henri Poincaré, NANCY 1.
- [14] Chaougi Mohamed Lamine. « Simulation et étude comparée de cycle à absorption (LiBr/H<sub>2</sub>O) à usage de froid. Cas de l'unité de production de détergent Henkel ».Thèse de magistère,(2010),université Mentouri,Constantine.
- [15] Desmons, Jean Jacquard, Patrick Rapin, Pierre. « TECHNOLOGIE DES INSTALLATIONS FRIGORIFIQUES». Dunod, Paris, 2004. ISBN 978 2100723553
- [16] Jean Castaing-Lasvignottes. « Aspects thermodynamiques et technico-économiques des systèmes à absorption liquide ». Institut Français du froid industriel,2001.

- [17] Pongsid Srikihirin, Satha Aphornratana, Supachart Chungpaibulpatana. « A review of absorption refrigeration technologies ». Mechanical Engineering Program,(2001), Thammasat University, Thailand.
- [18] Jean Lebrun et Vincent LEMORT, « MACHINES ET SYSTÈMES THERMIQUES », (octobre 2007).Université de LIÈGE.
- [19] Keith E.Herold, Reinhard Radermacher, Sanford A.Klein. « Absorption chillers and Heat pumps ».CRC Press, Boca Raton, New york, London, Tokyo.
- [20] Elias Haddad. « Étude comparative pour la climatisation d'un immeuble ». Thèse de Master,(2017), Université libanaise ISAE – CNAM, Liban.
- [21] Rana Ismail. « Conception, étude et analyse du conditionnement d'air et de chauffage d'un établissement scolaire libanais ». Thèse de Master (2015), Université libanaise ISAE - CNAM, Liban.
- [22] CARRIER. HAP Version 4.9.
- [23] ASHRAE. (2005). Fundamentals (SI). Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
- [24] ASHRAE. (SI) Edition,USA, 2009. «Handbook of Fundamentals : Thermophysical properties of réfrigérants».
- [25] Jérôme ZATTONI.« EES Engineering Equation Solver Pour Microsoft Windows ». F-Chart Software 4406 Fox Bluff Rd,Middleton.
- [26] U.Eicker.«Solar Technologies for Buildings». Stuttgart: WILEY, 2003.
- [27] S. Laoufi\* , B. Draoui. «The parametric study of an absorption refrigeration system single effect with water-lithium bromide ». Université de Tahri Mohamed, Bechar, 2020.