

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique  
Université Mouloud Mammeri de Tizi-Ouzou  
Faculté du génie de la construction  
Département de génie mécanique



# Mémoire de fin d'études

En vue d'obtention du diplôme de Master en génie mécanique  
Option : Energétique

## ***THEME***

*Etude et dimensionnement d'une centrale de traitement d'air  
pour une piscine olympique*

Présenter par :

M<sup>r</sup> AICHE Nassim

M<sup>r</sup> MEZIANI Youba

Diriger par :

Monsieur BOUDAUD Salah

Année universitaire : 2022 –2023

## REMERCIEMENTS:

On tient à exprimer notre grande reconnaissance à Mr SEBODAOU, notre encadreur, pour nous avoir orientés, conseillés dans toutes les démarches concernant la réalisation de ce projet.

On remercie également l'ensemble des enseignants du département du génie mécanique.

Nos reconnaissances vont aussi à messieurs les membres du jury d'avoir accepté d'évaluer ce modeste travail.

Sans oublier toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

# **Dédicace**

**Nous souhaitons dédier ce travail à nos familles, nos amis et nos camarades de promotion qui nous ont soutenus tout au long de notre parcours. Leur encouragement et leur soutien indéfectible ont été une source d'inspiration et de motivation précieuse. Nous tenons également à exprimer notre gratitude envers tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce mémoire. Vos conseils, vos idées et votre soutien ont grandement enrichi notre travail.**

**Merci infiniment à vous tous.**

**Nassim & Youba.**

## Résumé

---

### Résumé :

Dans notre mémoire de fin d'études, nous étudions la conception et le fonctionnement d'une installation de traitement d'air destinée pour une piscine olympique, pour objectif d'assurer des conditions de confort optimal pour les nageurs. À travers l'étude des différents types de pompes à chaleur, des caractéristiques de l'air, du bilan thermique, dimensionnement des installations et du choix des équipements, nous analysons chaque aspect clé de cette problématique. Notre travail vise à fournir des informations approfondies sur la manière d'optimiser les flux de chaleurs (apports et déperditions) afin d'optimiser la consommation énergétique et de réduire l'impact carbone sur l'environnement.

### Abstract :

In our final dissertation, we study the design and operation of a remote air treatment system for an Olympic-size swimming pool, with the aim of ensuring optimum comfort conditions for swimmers. Through a study of the different types of heat pump, air characteristics, heat balance, installation sizing and choice of equipment, we analyse every key aspect of this problem. Our work aims to provide in-depth information on how to optimise heat flux (input and output) in order to optimise energy consumption and reduce the carbon impact on the environment.

# Nomenclature

Symbole	Signification	Unité
A%	Pourcentage de majoration sur K	%
AI <sub>I</sub>	Les apports latentes calorifiques internes	W
AI <sub>I,ec</sub>	Les apports latentes internes dus à l'éclairage	W
AI <sub>I,j</sub>	Apport latente interne j	W
AI <sub>I,oc</sub>	Les apports latentes internes dus aux occupants	W
AI <sub>I/p</sub>	apport latent dégagé par une personne	W/Pers.
AINF <sub>I</sub>	Partie latente des apports calorifiques dus aux infiltrations d'air extérieur	W
AINF <sub>S</sub>	Les apports sensibles calorifiques dus aux infiltrations d'air extérieur	W
AI <sub>S</sub>	Les apports sensibles calorifiques internes	W
AI <sub>S,ec</sub>	Les apports sensibles internes dus à l'éclairage	W
AI <sub>S,j</sub>	Apport sensible interne j	W
AI <sub>S,oc</sub>	Les apports sensibleS internes dus aux occupants	W
AI <sub>S/p</sub>	Apport sensible dégagé par une personne	W/Pers.
alt	altitude	m
APO	Apports calorifiques à travers les parois opaques	W
APOI <sub>Ic</sub>	Apports calorifiques à travers une paroi opaque en contact avec un local climatisé	W
APOI <sub>Inc</sub>	Apports calorifiques à travers une paroi opaque en contact avec un local non climatisé	W

## Nomenclature

APOs	Apports de chaleur à travers une paroi en contact avec le sol	W
AT	Apports calorifiques totaux	W
AV	Apports calorifiques à travers les parois vitrées	W
AVE	Apports calorifiques à travers une paroi vitrée extérieure	W
AVR	Apports calorifiques par rayonnement à travers une paroi vitrée extérieure	W
AVT	Apports calorifiques par transmission à travers une paroi vitrée extérieure	W
C <sub>Inc</sub>	Coefficient correcteur	°C
C <sub>p</sub>	Chaleur spécifique.	J/Kg °C
C <sub>te</sub>	Facteur de correction	°C
CTS	Coefficient correcteur	-
D	Le diamètre	[m]
DH <sub>b,i</sub>	Humidité relative de base de l'air intérieur	%

e	Epaisseur de la couche de matériau	m
E	Est	-
e <sub>1</sub>	Longueur d'ombre latérale	m
e <sub>2</sub>	Longueur d'ombre verticale	m
E <sub>b</sub>	Ecart diurne de base	°C
ENT	Enthalpie	KJ/Kg <sub>gas</sub>
FS	Facteursolaire du vitrage	-
HMT	La hauteur manométrique totale	m
h <sub>e</sub>	Coefficient d'échange superficiel extérieur	W/m <sup>2</sup> .°C

## Nomenclature

hi	Coefficient d'échange superficiel intérieur	W/m <sup>2</sup> .°C
HS	Humidité spécifique de l'air	g <sub>vap</sub> /Kg <sub>gas</sub>
HS <sub>b,e</sub>	Humidité spécifique de base de l'air extérieur	g <sub>vap</sub> /Kg <sub>gas</sub>
I <sub>d</sub>	Rayonnement diffus maximal réel	W/m <sup>2</sup>
I <sub>d,b</sub>	Rayonnement diffus de base	W/m <sup>2</sup>
I <sub>t</sub>	Rayonnement total maximal réel	W/m <sup>2</sup>
I <sub>t,b</sub>	Rayonnement total de base	W/m <sup>2</sup>
I <sub>t,b</sub>	Rayonnement total de base	W/m <sup>2</sup>
I <sub>t,b</sub> (°40)	Rayonnement total de base pour le mois de juillet et la latitude °40 Nord	W/m <sup>2</sup>
K	Coefficient de transmission thermique surfacique	W/m <sup>2</sup> .°C
K <sub>moy</sub>	Coefficient de transmission thermique surfacique moyen	W/m <sup>2</sup> .°C
K <sub>vn</sub>	Coefficient de transmission thermique du vitrage	W/m <sup>2</sup> .°C
L	la longueur de la tuyauterie.	m
m	Débit	m <sup>3</sup> /h
M	Masse rapportée à la surface du plancher	m <sup>2</sup>
n	Nombre de couches de matériaux formant une paroi	-
N	Nord	-
NE	Nord Est	-
N <sub>L</sub>	Nombre de lampes ou de tubes fluorescents	-
NO	Nord Ouest	-
N <sub>p</sub>	nombre de personnes	-
N <sub>PVI</sub>	Coefficient d'amortissement relatif aux gains par ensoleillement à travers une paroi vitrée extérieure	-
O	Ouest	-

## Nomenclature

P	Puissance dégagée surfacique des luminaires	W/m <sup>2</sup>
PA	Pression atmosphérique	Pa
PC	Pouvoir calorifique	J/m <sup>3</sup>
PC <sub>sup</sub>	Pouvoir calorifique supérieur du combustible	J/m <sup>3</sup>
PP	Pression partielle de vapeur d'eau	Pa

$Q_v$	débit	m <sup>3</sup> /h
R	Résistance thermique d'une couche de matériau	m <sup>2</sup> .°C/W
R <sub>a</sub>	Résistance thermique d'une lame d'air	m <sup>2</sup> .°C/W
$\mathcal{R}$	Nombre de Reynolds	-
S	Sud	-
S	la section de la conduite	m <sup>2</sup>
S <sub>app</sub>	Surface de la zone apport	m <sup>2</sup>
SE	SudEst	-
S <sub>int</sub>	Surface intérieure totale de la paroi opaque	m <sup>2</sup>
S <sub>o</sub>	Surface vitrée à l'ombre	m <sup>2</sup>
SO	SudOuest	-
S <sub>ouv</sub>	Surface d'ouverture dans la paroi opaque	m <sup>2</sup>
S <sub>pl</sub>	Surface de plancher du local climatisé	m <sup>2</sup>
S <sub>pl</sub>	Surface de plancher	m <sup>2</sup>
SV	Surface totale vitrée	m <sup>2</sup>
SV <sub>enc</sub>	Surface vitrée ensoleillée	m <sup>2</sup>
TS <sub>a</sub>	Température sèche de l'air intérieur du local adjacent climatisé	°C

## Nomenclature

$TS_{b,e}$	Température sèche de base de l'air extérieur	°C
$TS_{b,i}$	Température sèche de base de l'air intérieur du local climatisé	°C
$TS_e$	Température sèche de l'air extérieur	°C
$TS_m$	Température moyenne sèche de l'air extérieur	°C
$V$	volume du local	m <sup>3</sup>
$TH$	Titre hydrotimétrique	°f
$V$	la vitesse	[m/s].
$V_{inf}$	Débit d'air dû aux infiltrations d'air extérieur	m <sup>3</sup> /h
$V_{inf,oi}$	Débit d'infiltration pour l'ouvrant i	m <sup>3</sup> /h.m <sup>2</sup>
$Pd$	Pression dynamique	Pa
$q_n$	Débit nominal de l'appareil	m <sup>3</sup> /s

### Autre symboles :

$\Delta t_e$	Différence de température équivalente	°C
$\Delta t_{es}$	Différence de température équivalente non corrigé (conditions standard) Pour une paroi à l'ombre	°C
$\Delta t_{em}$	Différence de température équivalente non corrigé (conditions standard) Pour une paroi ensoleillée	°C
$\alpha$	Facteur d'absorption de la paroi	-
$\Delta TS_{max}$	Différence maximale de température sèche de l'air entre l'extérieur et l'intérieur	°C
$\Delta T_{inc}$	Ecart de température entre espace non conditionné et local climatisé	°C

## Nomenclature

$\lambda$	Conductivité thermique du matériau	W/m.°C
$\lambda$	coefficient de perte de charge	-
$\varepsilon$	la rugosité de la tuyauterie	mm
$\mu$	la viscosité dynamique	[kg/ m s]
$\rho$	la masse volumique	[kg / m <sup>3</sup> ]
$\zeta$	coefficient de perte de charge spécifique d'une singularité.	-
$\beta$	Hauteur du soleil	degré
$\Phi$	Azimuth solaire	degré
$\varphi$	Azimuth d'une paroi	degré
$\eta_m$	Rendement du moteur électrique	-
$\Delta P$	Pression d'un ventilateur	Pa
$\theta_f$	Température du liquide	°C

# Sommaire

---

## Introduction générale

### Chapitre I : Généralités

Introduction : .....	20
I.1. Les différents types de pompes à chaleur : .....	20
I.1.1. Pompe à chaleur air/eau : .....	20
I.1.2 Pompe à chaleur eau/eau : .....	21
I.1.3 Pompe à chaleur géothermique : .....	21
I.2. Groupe d'eau glacée : .....	22
I.2.1. Définition : .....	22
I.2.2. Principe de fonctionnement : .....	22
I.3. La centrale de traitement d'air : .....	24
I.3.1 Définition d'une centrale de traitement d'air : .....	24
I.3.2. Types de centrale de traitement d'air : .....	24
I.3.2.1. Centrale a simple flux : .....	24
I.3.2.2. Centrale à double flux : .....	25
I.3.3. Les éléments fondamentaux d'une CTA et leurs fonctions : .....	25
I.3.3.1 Caisson de mélange : .....	25
I.3.3.2. Caisson de filtration : .....	26
I.3.3.3. Batterie chaude : .....	26
I.3.3.4. Batterie froide : .....	26
I.3.3.5. Humidificateur : .....	27
I.3.3.6. Ventilateur : .....	28
I.4. Gas Heat Pump : .....	29
I.4.1. Définition : .....	29
I.4.2. Actualité : .....	29
I.4.4. Fonctionnement à détente directe : .....	30
I.4.5. Fonctionnement à détente indirecte : .....	30
I.4.6. Avantages : .....	31
I.4.7. Inconvénients : .....	31

# Sommaire

---

## Chapitre II : Bilan thermique

II.1. Introduction :	33
II.2. Situation géographique :	33
II.3. Zone climatique :	33
II.4. Conditions de base :	34
II.4.1. Conditions extérieures de base (été) :	34
II.4.1.1 Les caractéristiques de l'air extérieur :	32
II.4.1.2 Valeurs du rayonnement de base :	36
II.4.1.3 Détermination du rayonnement réel :	36
II.4.2 Condition intérieure de base :	37
II.5. Données du site :	38
II.6. Bilan hivernal :	38
II.6.1. Coefficient d'échange global :	38
II.6.2. Résistances thermiques :	39
II.6.3. Coefficient K des portes :	40
II.6.4. Déperditions surfaciques :	41
II.6.5. Déperditions linéiques :	41
II.6.6. Déperditions par renouvellement d'air :	41
II.6.7. Les déperditions $D_{SOL}$ , pour un plancher bas ou un mur enterré :	42
II.6.8. Déperditions à travers les parois en contact avec un locaux non chauffés :	42
II.6.9. La puissance de chauffage :	43
II.7. Bilan thermique estival :	43
II.7.1 Le calcul des apports calorifiques des bâtiments :	44
II.7.2. Formules générales :	45
II.7.2.1. Calcul des apports :	45
II.7.2.2. Vérification réglementaire :	45
II.7.3. Apports de chaleur à travers les parois opaques :	46
II.7.3.1. Parois en contact avec le milieu extérieur :	46
II.7.3.2. Différence de température équivalente $\Delta t_e(t)$ :	46
II.7.3.2. Apports à travers les parois vitrées :	48

## Sommaire

---

II.7.4. Calcul de la surface ensoleillée et ombrée du vitrage : .....	48
II.7.5. Apports de chaleur internes : .....	50
II.7.6. Gains dus aux occupants :.....	50
II.7.7. Les gains internes pour un occupant : .....	51
II.7.8. Gains dus aux machines de bureaux :.....	51
II.7.9. Gains dus à l'éclairage :.....	52
II.7.10. Apport de chaleur par introduction d'air extérieur :.....	53
II.8. Application .....	54
II.9. Evaporation du plan d'eau :.....	57
II.9.1. Les apports par évaporations :.....	59
II.9.1.1 Le taux d'évaporation du plan d'eau en m <sup>2</sup> : .....	59
II.9.1.2 Apports sensibles par rayonnements : .....	59
II.9.1.3. Apports sensibles par convection : .....	59
II.9.1.4. Apports latents par évaporation :.....	60
II.10. Optimisation énergétique de la piscine grâce à des ajustements d'isolation pour la période estivale :.....	60
II.10.1 Comparaison entre les données des murs avant et après l'amélioration : .....	61
II.10.1.1. Mur : paroi ouest.....	61
II.10.1.2. Mur : paroi sud .....	62
II.10.1.3. Toiture : plancher haut.....	63
II.10.2. Vérification après modification : .....	63
II.10.3. Polystyrène expansé en Algérie :.....	64
II.10.4. Avantages et inconvénients du polystyrène expansé :.....	64
II.10.4.1. Avantages : .....	64
II.10.4.2. Inconvénients :.....	64
II.10.5. Calcul de l'épaisseur d'isolant pour une conformité énergétique optimale :.....	65

## Chapitre III : Dimensionnement.

III.1. Introduction : .....	68
-----------------------------	----

## Sommaire

---

III.2. Les débits d'air : .....	68
III.2.1. Débit d'air totale : .....	68
III.2.2. Débit d'air recycler : .....	68
III.2.3. Débit d'air neuf : .....	69
III.3. Caractéristique de l'air : .....	69
III.3.1. Caractéristique de l'air application hivernale et estivale : .....	69
III.3.2. Caractéristique du point de mélange : .....	70
III.3.2.1. Température du mélange : .....	70
III.3.2.2 Enthalpie du mélange : .....	70
III.4. Diamètre aéraulique : .....	73
III.4.1. Diamètre de soufflage : .....	73
III.4.2. Diamètre d'extraction : .....	74
III.5. Dimensionnement des batteries chaude et froide : .....	74
III.6. Pertes de charge totales du réseau de soufflage : .....	75
III.6.1. Calcule des pertes de charge linéaires .....	75
III.6.2. Calcule des pertes de charge singulière : .....	75
III.7. Conclusion : .....	76

### **Chapitre IV : *Choix d'équipements.***

IV.1. Introduction : .....	78
IV.2. Choix de la chaudière : .....	78
IV.3. Choix de la grille de soufflage : .....	79
IV.4. Choix du ventilateur : .....	79
IV.5. Choix des filtres : .....	80
IV.6. Choix de groupe d'eau glacée : .....	81
IV.7. Conclusion : .....	81

## Listes des figures

---

### Chapitre I : Généralités

Fig I.1 Pompe à chaleur air/eau .....	21
Fig I.2 Pompe à chaleur eau/eau .....	21
Fig I.3 Pompe à chaleur géothermique .....	22
Fig I.4 Groupe d'eau glacée .....	23
Fig I.5 Centrale de traitement d'air, simple flux .....	24
Fig I.6 Centrale double flux .....	25
Fig I.7 Batterie chaude alimentée en eau .....	26
Fig I.8 Batterie froide alimentée en eau .....	27
Fig I.9 Humidificateur à injection d'eau liquide .....	28
Fig I.10 Humidificateur à vapeur .....	28
Fig I.11 Ventilateur .....	28
Fig I.12 Comparaison de la consommation d'électricité en mode normal et avec la pompe à chaleur au gaz .....	29
Fig I.13 Principe de fonctionnement du système GHP.....	30
Fig I.14 GHP a détente directe .....	30

### Chapitre II : Bilan thermique

Fig II.1: Surface ombré .....	49
Fig II.2 : caractéristiques d'air humide exiger dans la piscine (été).....	57
Fig II.3 : Vérification réglementaire pour la salle de soin.....	59
Fig II.4 : Composition (de l'extérieur vers l'intérieur) avant l'amélioration.....	60
Fig II.5 : Composition (de l'extérieur vers l'intérieur) après l'amélioration.....	60
Fig II.6 : Composition (de l'extérieur vers l'intérieur) avant l'amélioration :.....	61
Fig II.7 : Composition (de l'extérieur vers l'intérieur) après l'amélioration :.....	61
Fig II.8 : Composition (de l'extérieur vers l'intérieur) avant l'amélioration :.....	61
Fig II.9 :Composition (de l'extérieur vers l'intérieur) après l'amélioration :.....	62
Fig II.10 : vérification réglementaire pour la salle de soin.....	62
Fig II.11 : Evolution des coûts associés à l'isolation suivant son épaisseur.....	64

## Listes des figures

---

### Chapitre III : Dimensionnement

FigIII.1: Evolution de traitement d'air régime estival .....	69
Fig III.2: Evolution de traitement d'air régime hivernal.....	70

### Chapitre IV : Choix d'équipements.

Fig IV.1: Données technique de la chaudière 200-W, 150 KW. ....	75
Figure IV.2: Fiche technique .....	76
Figure IV.3: Grandeurs caractéristiques du ventilateur de soufflage. ....	77
Figure IV.4: Courbe des pertes de charge du filtre F9.....	77
Figure IV.5: Les caractéristique du filtre F9 dans la fiche technique.....	78

## **LISTE DES TABLEAUX :**

Tableau II.1 : *Les caractéristiques climatiques de base de l'air extérieur (été)*

Tableau II.2 : *Valeurs de  $C_{TS}$ .*

Tableau II.3 : *Rayonnement total de base*

Tableau II.4 : *Valeurs des conditions intérieures de base*

Tableau II.5 : *Les données de base de la zone climatique « site d'Alger »*

Tableau II.6 : *Résistances thermiques d'échanges superficiels intérieures et extérieures des parois (hiver)*

Tableau II.7: *Épaisseur et résistance thermique d'une brique*

Tableau II.8: *Les coefficients  $K$  des portes courantes*

Tableau II.9 : *Gains dus aux occupants*

Tableau II.10 : *Apports calorifiques dus aux machines de bureaux*

Tableau II.11 : *Apports de chaleur dû à l'éclairage*

Tableau II.12 : *Exemple de calculer de bilan thermique d'une chambre (Salle de soin)*

Tableau II.13 : *Paramètres de l'air exigé dans la piscine en été*

Tableau III.1 : *Caractéristique de l'air*

Tableau III.2 : *Paramètres de l'air souffler en été*

Tableau III.3: *Paramètres de l'air souffler en hiver*

Tableau III.1: *Diamètres calculés pour le réseau de soufflage*

Tableau III.2: *Diamètres calculés pour le réseau d'extraction*

Tableau III.6: *Valeurs des pertes de charge linéaires du réseau de soufflage*

# Introduction Générale

# Introduction générale

---

## Introduction générale

La piscine, lieu où se mêlent performance, bien-être et défis physiques, requiert un environnement atmosphérique optimal pour les nageurs. Cet équilibre repose sur différents éléments interagissant, tels que la climatisation, la ventilation et l'humidification. Dans le cadre de notre mémoire de fin d'études, nous nous penchons sur le fonctionnement et le dimensionnement de la centrale de traitement d'air, véritable chef d'orchestre de l'atmosphère au sein d'une piscine olympique.

Le premier chapitre de notre étude est consacré aux généralités entourant les systèmes de chauffage et de refroidissement utilisés dans les piscines. Nous explorons les différents types de pompes à chaleur à détente indirecte, notamment celles utilisant l'air, l'eau ou la géothermie comme source d'énergie. De plus, nous examinons en détail le fonctionnement des groupes d'eau glacée et des centrales de traitement d'air, en mettant l'accent sur leurs composants et leurs différentes configurations.

Le deuxième chapitre est dédié au bilan thermique de la piscine, un aspect crucial pour assurer un confort thermique optimal tout au long de l'année. Nous étudions les pertes de chaleur en hiver, les déperditions à travers les parois, les renouvellements d'air, ainsi que les puissances de chauffage nécessaires. Nous examinons également les apports calorifiques en été, en analysant les différents facteurs tels que les apports solaires, les gains internes et externes, ainsi que l'évaporation du plan d'eau. Mais notre étude ne se contente pas de mesurer et d'analyser. Elle propose également des pistes pour optimiser l'efficacité énergétique de la piscine grâce à des ajustements d'isolation pendant la période estivale grâce à l'application CTBAT.

Dans le troisième chapitre, nous abordons le dimensionnement des installations de traitement d'air pour la piscine. Nous déterminons les débits d'air nécessaires, en considérant à la fois les besoins de renouvellement d'air et de recyclage. De plus, nous étudions les caractéristiques de l'air, telles que la température et l'enthalpie, afin de garantir des conditions optimales à l'intérieur de la piscine. Enfin, nous analysons les pertes de charge du réseau de soufflage et dimensionnons les diamètres aérauliques appropriés.

Le quatrième et dernier chapitre est consacré au choix des équipements nécessaires à la centrale de traitement d'air de la piscine. Nous examinons en détail les critères de sélection de la chaudière, des grilles de soufflage, des ventilateurs et des filtres, en tenant compte des

## Introduction générale

---

spécificités de la piscine et des besoins en termes de climatisation et de ventilation.

# Chapitre 01 : Généralités et notes de calcul.

**Introduction :**

Les systèmes de climatisation à air sont des systèmes de refroidissement qui utilisent un échangeur de chaleur à type air/eau pour refroidir l'air. Contrairement aux systèmes de climatisation à détente directe, qui utilisent un évaporateur alimenté par un fluide frigorigène pour refroidir l'air, les systèmes de climatisation à détente indirecte n'utilisent pas directement le réfrigérant pour refroidir l'air, mais plutôt un échangeur de chaleur qui utilise de l'eau ou un autre liquide réfrigérant.

Le processus de refroidissement dans un système de climatisation à détente indirecte se produit en deux étapes. Tout d'abord, le fluide caloporteur est refroidi dans le groupe d'eau glacée. Ensuite, l'air est refroidi en passant sur l'échangeur de chaleur de la CTA, où la chaleur est transférée du flux d'air chaud au liquide réfrigérant refroidi. L'air refroidi est ensuite distribué dans la pièce par un réseau de distribution d'air et des diffuseurs

Parmi les systèmes à détente indirecte, on peut identifier les pompes à chaleur, les groupes frigorifiques à eau glacée.

Pour mener à bien notre étude et effectuer une évaluation thermique estivale, il est essentiel d'obtenir diverses informations de base concernant la localisation géographique du projet et la zone climatique de la région où il se trouve. De plus, il est crucial de déterminer les conditions thermiques initiales de l'air en contact avec le bâtiment à conditionner.

**I.1. Les différents types de pompes à chaleur : [1]**

Il existe plusieurs types de pompes à chaleur à détente indirecte., voici les principaux :

**I.1.1. Pompe à chaleur air/eau :**

Elle utilise l'air extérieur comme source d'énergie et transfère la chaleur vers un circuit d'eau qui circule dans le système de chauffage central de la maison.

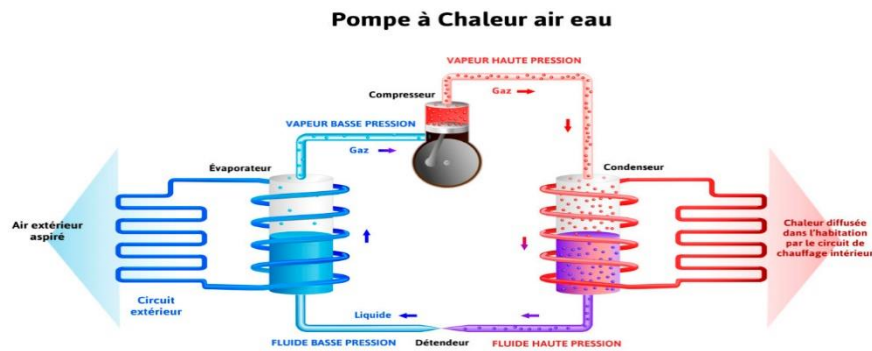


Figure I.1: Pompe à chaleur air/eau.

### I.1.2 Pompe à chaleur eau/eau :

Elle utilise l'eau souterraine ou de surface comme source d'énergie et transfère la chaleur vers un circuit d'eau qui circule dans le système de chauffage central de la maison.

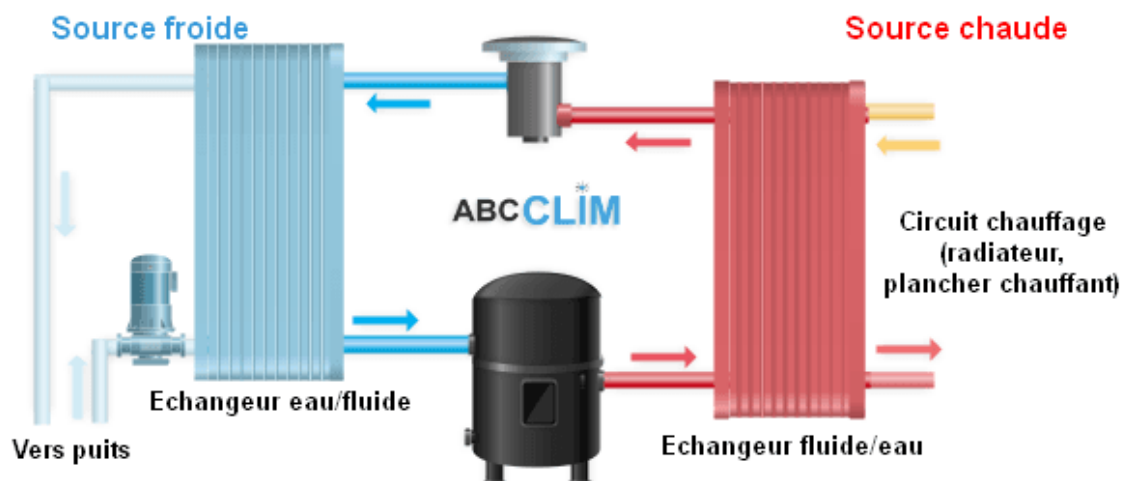


Figure I.2 : Pompe à chaleur eau/eau.

### I.1.3 Pompe à chaleur géothermique :

Elle utilise la chaleur du sol comme source d'énergie et transfère la chaleur vers un circuit d'eau qui circule dans le système de chauffage central de la maison.

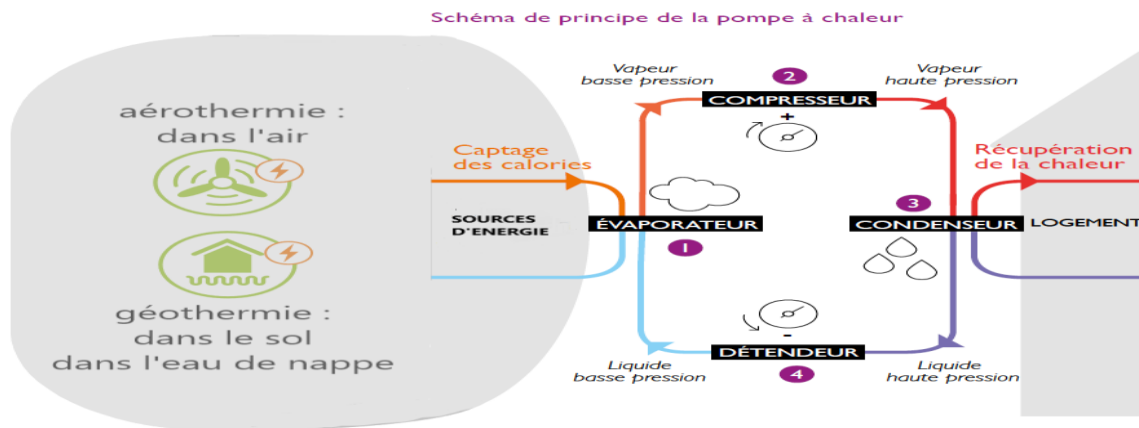


Figure I.3 : Pompe à chaleur géothermique

Chacun de ces types de pompes à chaleur a ses propres avantages et inconvénients, et le choix dépendra des besoins spécifiques et de la situation géographique.

## I.2. Groupe d'eau glacée :

### I.2.1. Définition :

Un groupe d'eau glacée aussi appelé chiller est un système de production de froid à détente indirecte. Il utilise un fluide intermédiaire pour transporter le froid vers les émetteurs [1].

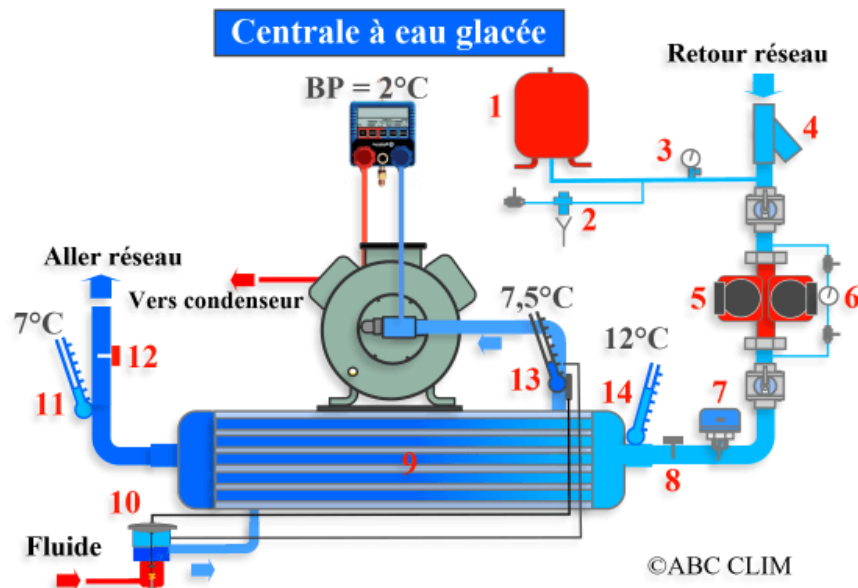
### I.2.2. Principe de fonctionnement :

Un groupe d'eau glacée utilise le même principe que les autres climatiseurs basés sur un circuit frigorifique.

La différence se situe sur l'évaporateur qui est cette fois à eau. Au lieu de refroidir de l'air, le groupe d'eau glacée refroidit de l'eau qui va ensuite refroidir de l'air, soit via une Centrale de Traitement de l'Air (CTA) ou via un ventilo-convecteur ou une cassette air/eau. C'est par exemple le fonctionnement d'une pompe à chaleur Air/Eau ou Eau/Eau en mode froid. Les groupes d'eau glacée peuvent eux aussi être Air/Eau ou Eau/Eau, c'est-à-dire à condensation à air ou à condensation à eau.

On parle dans ce cas de système à détente indirecte. Par opposition, un système à détente directe utilise directement le fluide frigorigène pour refroidir l'air.

Le groupe d'eau glacée est composé des éléments suivants :



**Figure I.4 :** groupe d'eau glacée.

1. Le vase d'expansion : compense les variations de volume d'eau (dilatation, contraction) causées par les fluctuations de température.
2. Le disconnecteur : dispositif antipollution, sécurise le circuit d'eau potable (remplissage) contre les retours d'eau. Si la pression du réseau d'eau glacée devient trop importante alors le disconnecteur rejettera le surplus de pression à l'égout.
3. Soupape de sécurité : généralement tarée à 3 ou 4 bars, elle ne doit pas fuir. En mode chauffage une soupape qui fuit en montée en température peut être le signe que la flexion ne fait plus son office.
4. Le filtre à tamis : assure la protection de l'échangeur contre les corps étrangers, la finesse du maillage du tamis (inox) détermine son efficacité. Organe démontable pour faciliter le nettoyage, prévoir des vannes amont et aval.
5. Circulateurs : ils permettent de véhiculer l'eau réfrigérée vers les émetteurs CTA, UTA, ventilo-convecteur. Leurs performances sont répertoriées sous forme de courbes caractéristiques débits, pressions.
6. Manomètre : mesure la différence de pression entrée, sortie circulateur (HMT), permet de vérifier le bon fonctionnement du (des) circulateur.
7. Contrôleur de débit : protège l'évaporateur contre les débits nul ou insuffisant (voir article).
8. Sonde de régulation : permet le contrôle de la température de consigne de l'eau glacée

9. Évaporateur à eau : échangeur thermique, le fluide frigorigène absorbe en s'évaporant (changement d'état) la chaleur provenant du circuit d'eau et le refroidit.
10. Détendeur à égalisation externe
11. Température sortie d'eau, c'est l'aller du réseau
12. Sonde antigel : protège l'évaporateur contre le gel
13. Température au niveau du bulbe détendeur utile pour mesurer la surchauffe évaporateur
14. Température entrée d'eau à l'évaporateur, c'est le retour du réseau

**I.3. La centrale de traitement d'air (CTA) :**

**I.3.1 Définition d'une centrale de traitement d'air :**

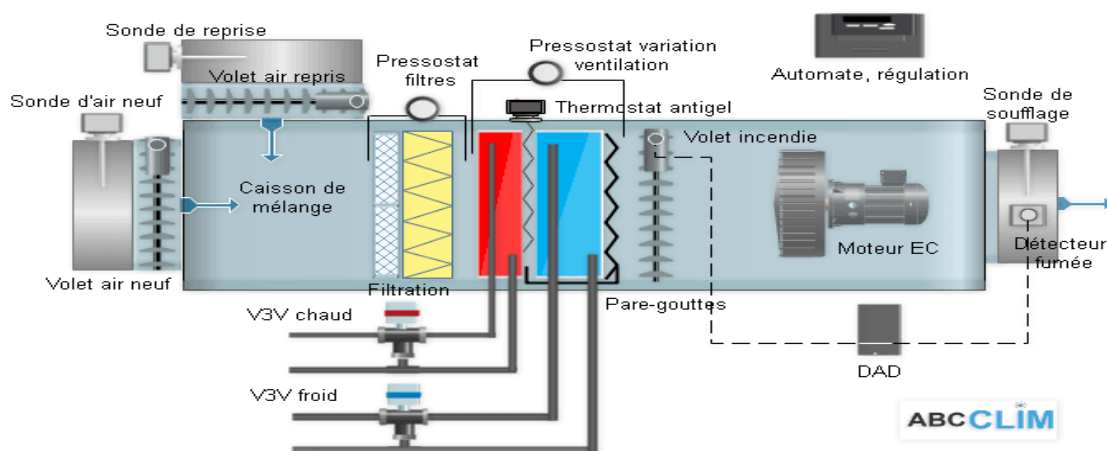
Une centrale de traitement d'air (CTA) est un élément technique dédié au chauffage ou rafraîchissement, à l'humidification ou à la déshumidification des locaux tertiaires ou industriels, c'est un système tout air à débit constant ou variable.

Une CTA est soit de type monobloc, soit elle est constituée de modules additionnés les uns aux autres, suivant la configuration, modules ventilation, module batteries froides et chaudes, module filtres, etc..... [2].

**I.3.2. Types de centrale de traitement d'air :**

**I.3.2.1. Centrale a simple flux :**

La CTA simple flux, elle est soit tout air neuf, soit tout air repris où encore en mélange des deux flux.



**Figure I.5 :** Centrale de traitement d'air, simple flux.

### I.3.2.2. Centrale à double flux :

La CTA double flux, elle permet toutes les combinaisons possibles entre la reprise d'air, l'air neuf, l'air rejeté, l'air traité suivant la configuration.

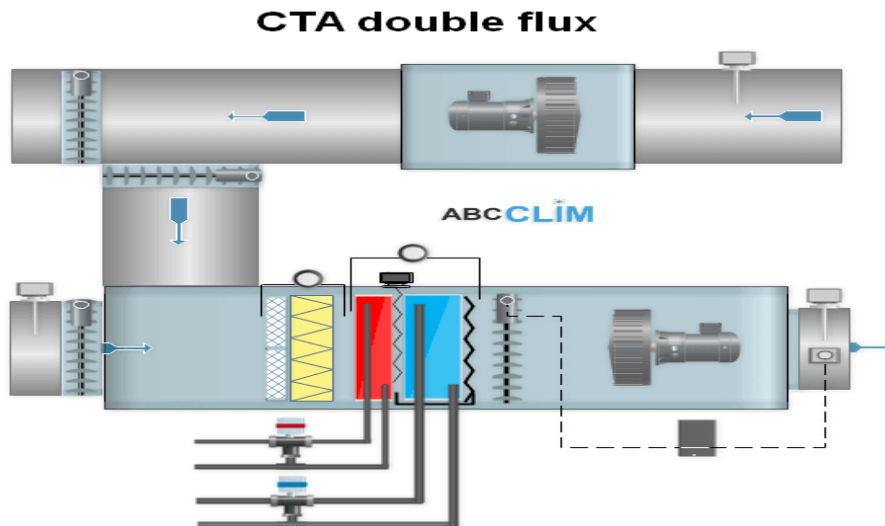


Figure I.6 : Centrale double flux.

### I.3.3. Les éléments fondamentaux d'une CTA et leurs fonctions :

Le concepteur détermine la nature et l'ordre des composants de la centrale a traitement d'air en fonction des résultats désirée :

1. Caisson de mélange
2. Caisson de filtration
3. Batterie chaude
4. Batterie froide
5. Humidificateur
6. Ventilateur.

#### I.3.3.1 Caisson de mélange :

Le caisson de mélange standard est généralement utilisé pour réaliser le mélange de deux airs : l'air neuf et l'air recyclé. [3]

### I.3.3.2. Caisson de filtration :

Filtre consiste à éliminer un fluide gazeux tout ou partie des particules ou aérosols qu'il contient en les retenant sur une couche poreuse appelé média (filtrant).

L'opération de filtration n'a aucune action sur les caractéristiques thermiques de l'air elle s'apparait pas sur le diagramme de l'air humide elle provoque une chute de la pression de l'air Elle fait cependant partie intégrante d'une centrale à traitement d'air. [3]

### I.3.3.3. Batterie chaude :

La batterie chaude assure le préchauffage ou le chauffage de l'air à l'aide d'un fluide chaud qui peut être de l'eau, de l'eau surchauffé de la vapeur, la condensation d'un fluide frigorigère ou des résistances électrique durant l'opération de chauffage, l'humidité absolue reste constante. En revanche l'humidité relative diminue [3].

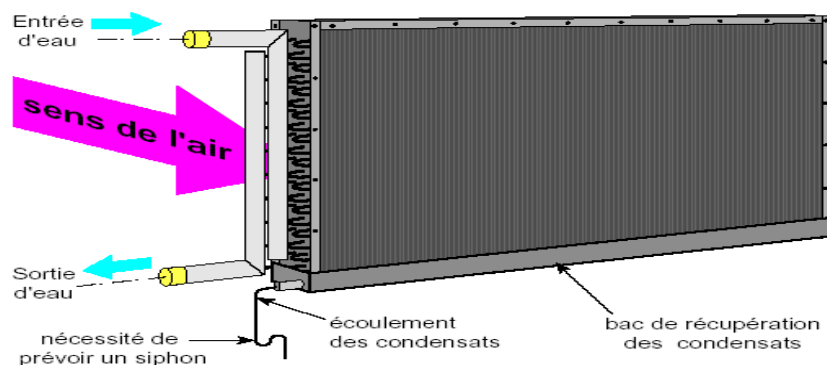


Figure I.7 : Batterie chaude alimentée en eau.

### I.3.3.4. Batterie froide :

La batterie froide assure le refroidissement de l'air, avec ou sans déshumidification, à l'aide d'un fluide froid qui peut être de l'eau glacée ou gly-colée ou par évaporation d'un fluide frigorigère. Durant l'opération de refroidissement sans déshumidification, l'humidité absolue reste constante. En revanche, l'humidité relative augmente. Durant l'opération de refroidissement avec déshumidification, l'humidité absolue diminue, l'humidité relative augmente. [3]

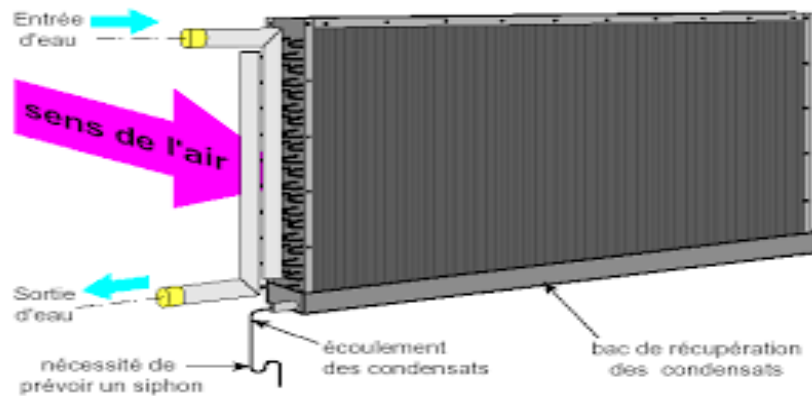


Figure I.8 : Batterie froide alimentée en eau.

### I.3.3.5. Humidificateur :

L'humidificateur sert à augmenter la teneur en eau de l'air traité c'est à dire à augmenter l'humidité absolue pour qu'il y ait humidification, il faut un contact étroit et intensif entre l'air et la source d'humidité [3].

Cette source d'humidité peut être :

- De l'eau finement pulvérisée et projeter dans un flux d'air ou elle se transforme en vapeur. Le changement d'état nécessite un apport de chaleur qui sera fournie par l'air traitée (chaleur latente de vaporisation).

- De la vapeur produite :

\_ Soit indépendamment dans un circuit de distribution alimentée par une chaudière de production de vapeur

\_ Soit par un dispositif incorporé

Les différents types d'un humidificateur

- Humidificateurs à injection d'eau liquide ;
- Humidificateurs à vapeur.

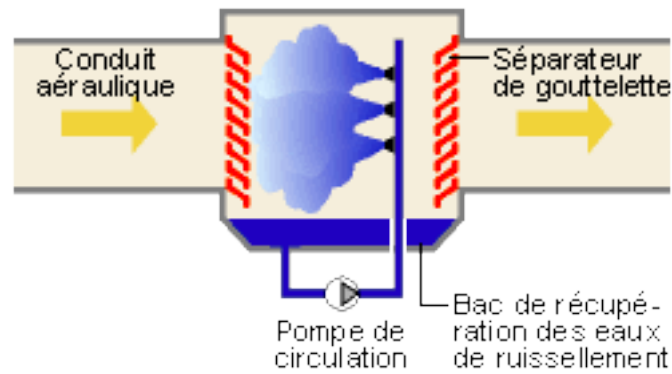


Figure I.9 : Humidificateur à injection d'eau liquide

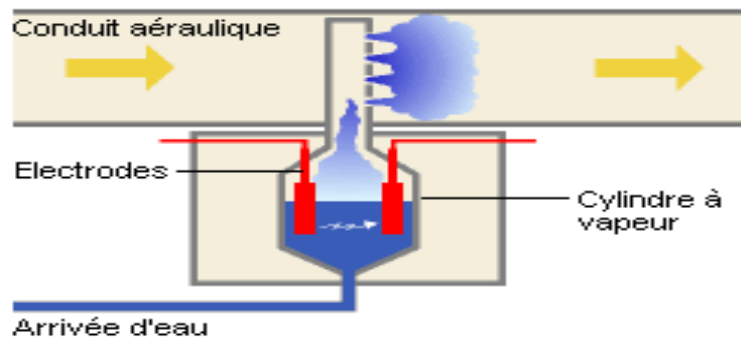


Figure I.10 : Humidificateur à vapeur

**I.3.3.6. Ventilateur :**

Le ventilateur, ou moto-ventilateur, permet d'assurer l'écoulement continu de l'air [3] :

- Dans la centrale de traitement d'air elle-même.
- Dans le réseau de distribution d'air, par les gaines de soufflage.
- Dans le réseau de reprise d'air, par les gaines d'aspiration.

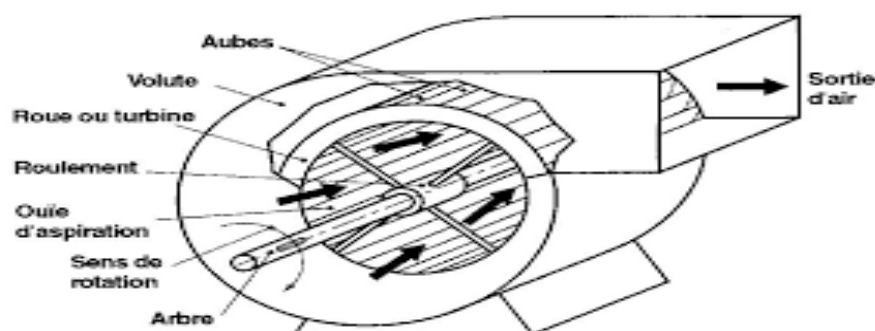


Figure I.11 : Ventilateur.

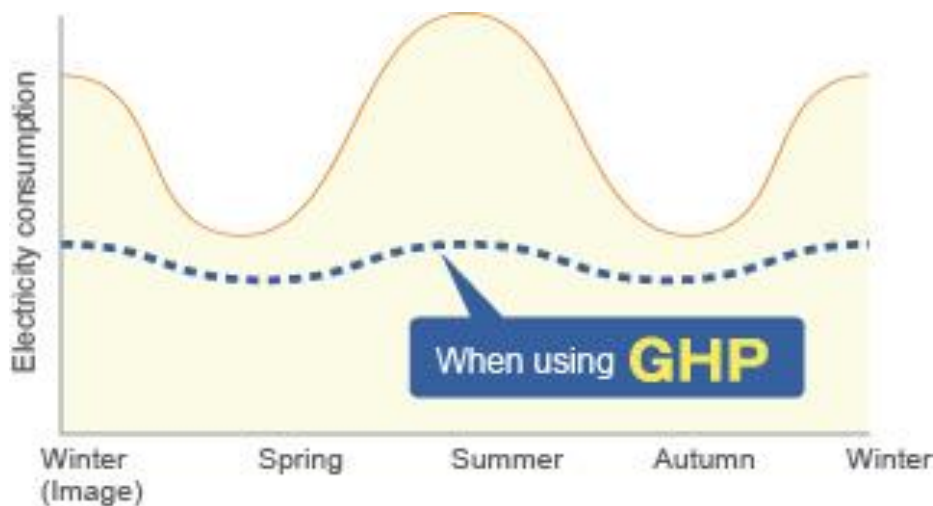
## I.4. Gas Heat Pump :

### I.4.1. Définition :

Le GHP Gas Heat Pump Air-conditioner c'est une pompe à chaleur a gaz est une technologie de climatisation qui utilise le gaz naturel comme source d'énergie pour chauffer et refroidir l'air. Cette technologie utilise le principe d'une pompe à chaleur, mais utilise du gaz naturel pour produire de la chaleur plutôt que de l'électricité. Elle est particulièrement utile dans les régions où l'accès à l'électricité est limité ou coûteux [4].

### I.4.2. Actualité :

La technologie des pompes à chaleur a gaz a été développée il y a quelques années par une société japonaise et a depuis été commercialisée dans plusieurs pays. Cette technologie est de plus en plus populaire en raison de sa haute efficacité énergétique et de sa faible consommation de combustible fossile. Elle est également considérée comme une solution durable pour la climatisation dans les régions où l'électricité est rare ou coûteuse.



**Figure I.12 :** Comparaison de la consommation d'électricité en mode normal et avec la pompe à chaleur au gaz.

### I.4.3. Principe de fonctionnement :

La pompe à chaleur a gaz fonctionne en utilisant le principe d'une pompe à chaleur. Le gaz naturel est brûlé dans un générateur thermique pour produire de la chaleur qui est ensuite transférée à l'air via un échangeur de chaleur. En été, le processus est inversé et le système utilise le même principe pour produire de l'air frais. Ce système utilise une unité extérieure qui contient un compresseur, un échangeur de chaleur et une vanne d'inversion pour le chauffage et la climatisation.

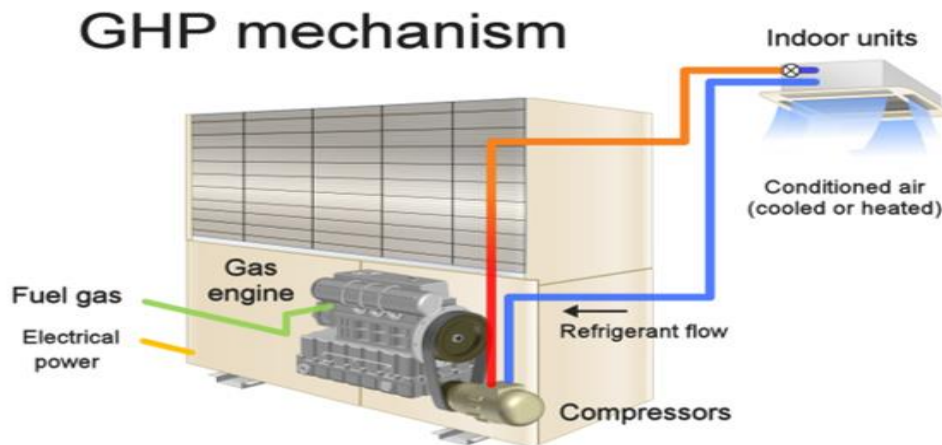


Figure I.13 : Principe de fonctionnement du système GHP

**I.4.4. Fonctionnement à détente directe :**

Le système de climatisation des popes à chaleur a gaz peut fonctionner avec un détendeur direct. Dans ce cas, le réfrigérant liquide est réduit en pression à travers un détendeur et se transforme en gaz, produisant ainsi un refroidissement. L'air ambiant est ensuite soufflé sur l'échangeur de chaleur de l'unité intérieure pour produire de l'air frais.

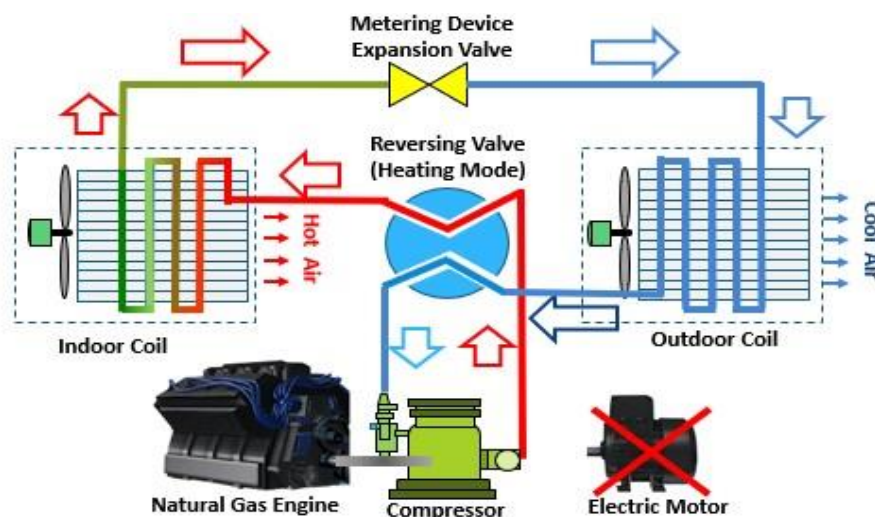


Figure I.14 : GHP a détente directe

**I.4.5. Fonctionnement à détente indirecte :**

La pompe à chaleur a gaz peut également fonctionner avec un détendeur indirect. Dans ce cas, l'échangeur de chaleur transfère la chaleur du réfrigérant évaporé à l'air ambiant pour

produire de l'air frais. L'air ambiant est ensuite soufflé sur l'échangeur de chaleur de l'unité intérieure pour produire de l'air frais.

**I.4.6. Avantages :**

La pompe à chaleur a gaz offre plusieurs avantages, notamment :

- Une efficacité énergétique élevée : il utilise moins de gaz naturel que les systèmes de climatisation traditionnels, ce qui permet de réduire les coûts énergétiques.
- Une réduction des émissions de gaz à effet de serre : les émissions de CO<sub>2</sub> sont réduites de 30 à 50 % par rapport aux systèmes de climatisation traditionnels.
- Une solution durable pour la climatisation : le gaz naturel est une source d'énergie plus durable que l'électricité dans les régions où l'accès à l'électricité est limité.
- Le niveau sonore a été réduit par l'utilisation d'amortisseurs en polymère entre le châssis et les pièces en mouvement.
- Le moteur présente les particularités suivantes : faible puissance (max 25 CV pour une cylindrée de 2000 cc) et vitesse de rotation limitée (entre 600 et 3000 tours/min).

**I.4.7. Inconvénients :**

- Coûts d'installation élevés : L'installation d'un système GHP peut être coûteuse, en particulier si elle nécessite des modifications importantes du système de chauffage existant.
- Bruit : Les unités GHP peuvent être bruyantes lorsqu'elles sont en fonctionnement, ce qui peut être un inconvénient pour les personnes qui ont besoin d'un environnement calme.

# Chapitre 02 : Bilan Thermique.

**II.1. Introduction :**

L'établissement d'un bilan thermique est systématique dans tout projet de climatisation d'une construction. Il permettra après son élaboration de connaître avec exactitude la quantité d'énergie qu'il faudra pour chauffer ou refroidir un local donné. De ce fait, il nous renseigne sur la méthode d'exploitation et puissance de l'installation à fournir, ainsi que son coût. Aussi, une installation qui ne répond pas aux normes exigées d'engendrer un inconfort.

Les échanges calorifiques se font par transmission entre l'intérieur et l'extérieur à travers les murs, les vitres, les toitures et les planchers. Lorsque la température extérieure est supérieure à la température intérieure, la chaleur pénètre à l'intérieur, dans le cas inverse la chaleur quitte l'intérieur dans un sens comme dans l'autre les apports ou les déperditions sont nuisibles au confort et à la dépense énergétique.

Dans l'établissement d'un bilan thermique, il faut aussi prendre en considération d'autres échanges ; les apports des personnes résidants dans l'immeuble, les éclairages (source de chaleur), les ouvertures et accès ouverts sur l'extérieur ou sur des locaux non climatisés, et toute source de chaleur comme la chaleur dégagée par les machines.

On se réfère aux à partir des méthodes proposées dans les Documents Techniques Réglementaires (DTR) pour l'établissement d'un bilan thermique.

À noter aussi que nous avons utilisé le DTR afin de déterminer l'ensemble des équations présentes dans ce chapitre consacré au bilan thermique estival.

**II.2. Situation géographique :**

Pour avoir une idée précise de la situation géographique de notre projet, il nous faut connaître les informations suivantes :

- L'altitude du site étudié par rapport au niveau de la mer
- La latitude de la région où est implantée le projet
- La longitude de la région où est implantée le projet
- L'orientation des locaux vis-à-vis du soleil

**II.3. Zone climatique :**

La zone climatique d'un projet est connue en se référant à l'Annexe 2. Ce dernier classe les zones thermiques en fonction des communes d'Algérie.

**II.4. Conditions de base :**

Déterminante pour trouver la détermine la différence de température et d'humidité absolue entre l'air extérieur et l'air intérieur, les conditions de base possèdent une grande influence sur le bilan thermique de l'installation. Il existe deux types de conditions de base selon la saison et l'environnement :

- Conditions extérieures de base (été/hiver).
- Conditions intérieures de base (été/hiver).

**II.4.1. Conditions extérieures de base (été) :****II.4.1.1 Les caractéristiques de l'air extérieur :**

L'air extérieur est défini par plusieurs critères :

- La température sèche de base  $TS_{b, e}$  (en°C),
- L'humidité spécifique (absolue) de base  $HS_{b, e}$  (en  $g_{vap}/Kg_{gas}$ ),
- L'écart diurne de base  $E_b$  (en°C),
- La température moyenne sèche  $TS_m$  (en°C).
- L'humidité spécifique (absolue) de base de l'air extérieur ( $HS_{b, e}$ ) est la moyenne mensuelle durant le mois le plus chaud de l'humidité spécifique à 15 heures.
- L'écart diurne de base ( $E_b$ ) est la moyenne mensuelle durant les mois de Juillet et d'Août de la différence entre les températures sèches maxima et minima de l'air extérieur durant une journée.
- La température moyenne est la moyenne mensuelle durant les mois de Juillet et d'Août de la température moyenne quotidienne.
- L'écart annuel de température (EAT) est l'écart de température entre la température de base en été ( $TS_{b, e}$ ) et la température de base en hiver ( $TS_{b, h}$ )

Les caractéristiques climatiques de base de l'air extérieur en été sont données dans le tableau suivant :

**Tableau II.1 : Les caractéristiques climatiques de base de l'air extérieur (été)**

Zone climatique	Température sèche TS(°C)	Humidité spécifique HS (gvap/Kgse)	Ecart diurne de base Eb (°C)	Température sèche moyenne TSm (°C)	Ecart annuel de température EAT (°C)
<b>A</b>					
<b>Alt&lt;500m</b>	34	14,5	9	25,5	<b>31</b>
<b>500&lt;alt&lt;1000m</b>	33,5	13	10	25	<b>32,5</b>
<b>alt≥ 1000m</b>	<b>30,5</b>	<b>13</b>	<b>9</b>	<b>22,5</b>	<b>31,5</b>

Nous utiliserons la formule suivante afin de déterminer la température sèche de l'air extérieur à l'heure T pour les mois de Juillet et d'Août :

$$TS_{e(t)} = TS_{be} - [C_{rs}(t) \times E_b] \text{ [°C]} \tag{II.1}$$

- $TS_{e(t)}$  (en °C) représente la température sèche de l'air extérieur à l'heure T
- $TS_{b,e}$  (en °C) représente la température sèche de l'air extérieur
- $C_{rs}(t)$  représente correcteur ; les valeurs un coefficient de CTS (t) sont données dans le tableau II.2 en fonction de l'heure T
- $E_b$  (en °C) représente l'écart diurne de base sont donnés dans tableau 5.

**Tableau II.2 : Valeurs de  $C_{TS}$ .**

<b>Heure</b>	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
<b><math>C_{rs}(\%)</math></b>	6	80	87	94	100	100	93	85	77	63	48	35
<b>Heure</b>	1	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
<b><math>C_{rs}(\%)</math></b>	2	6.7	0	0	0	4.7	12	20	28.5	32	43	53

**II.4.1.2 Valeurs du rayonnement de base :**

Correspondant aux apports de chaleur maxima, non amortis, dû au rayonnement solaire à travers un vitrage de référence dans les conditions de référence, le rayonnement total de base,  $I_{t,b}$  (en  $w/m^2$ ) sera déterminé grâce au tableau suivant.

De son côté, le rayonnement diffus de base,  $I_{d,b}$  (en  $w/m^2$ ), qui correspond aux apports de chaleur maximal, non amortis, dus au rayonnement solaire à travers un vitrage de référence à l'ombre (c'est-à-dire pour la direction Nord) dans les conditions de référence, sera lui aussi donnée par le tableau suivant :

**Tableau II.3 : Rayonnement total de base.**

<b>Rayonnement total de base <math>I_{t,b}</math> et diffus de base <math>I_{d,b}</math> (en <math>w/m^2</math>)</b>										
<b>Latitude de Nord</b>	<b>Mois</b>	<b>Orientation</b>								
		<b>N</b>	<b>NE</b>	<b>E</b>	<b>SE</b>	<b>S</b>	<b>SO</b>	<b>O</b>	<b>NO</b>	<b>Horiz.</b>
20°	Juillet	59	435	514	267	44	267	514	435	791
	Août									
	Septembre	34	372	520	356	81	356	520	372	778
		31	273	514	441	205	441	514	273	733
30°	Juillet	50	413	516	315	94	315	526	413	776
	Août									
	Septembre	34	340	520	406	198	406	520	340	741
		28	284	498	479	330	479	498	284	668
40°	Juillet	47	400	526	394	217	394	516	400	734
	Août									
	Septembre	34	321	511	459	321	459	511	321	675
		28	183	470	511	441	511	470	183	577

**II.4.1.3 Détermination du rayonnement réel :**

Après avoir trouvé les valeurs du rayonnement total et diffus de base, il nous faudra connaitre leurs effets réels sur les parois de la construction étudiée qui dépendra de la

limpidité de l’atmosphère, de l’altitude, de l’humidité de l’air, de l’orientation, de la latitude et du mois considérés.

Afin de calculer le rayonnement total maximal réel  $I_t$  et le rayonnement diffus maximal réel  $I_d$  ; on utilise les formules suivantes [5] :

$$I_t = [C_{cadre} \cdot C_{limp} \cdot C_{alt} \cdot C_{ros}] I_{t,b} \text{ [w/m}^2\text{]} \tag{II.2}$$

$$I_d = [C_{cadre} \cdot C_{limp} \cdot C_{alt} \cdot C_{ros}] I_{d,b} \text{ [w/m}^2\text{]} \tag{II.3}$$

**II.4.2 Condition intérieure de base :**

La température sèche de base de l’air intérieur  $T_{Sb, i}$  (en °C) et l’humidité relative de base de l’air intérieur  $HS_{b, i}$  (en %) définissent les conditions intérieures de base. Dans l’optique d’obtenir le confort thermique recherché, il faudra respecter les conditions de base que l’on désire avoir dans notre construction.

**Tableau I.4 : Valeurs des conditions intérieures de base.**

Application	Niveau de confort amélioré		Niveau de confort normal		
	Température sèche (°C)	Humidité relative (%)	Température sèche (°C)	Humidité relative (%)	Accroissement toléré de la température (°C)
Séjour de longue durée					
Logement, hôtel, bureaux, hôpital, école, etc...	2 4	4 5	2 7	5 0	2

**II.5. Données du site :**

Les données de base de la zone climatique « site d’Alger » sont données dans le tableau suivant :

**Tableau I.5 :** Les données de base de la zone climatique « site d’Alger »

T <sub>sbe</sub> =34[°C]	T <sub>i</sub> =26 [°C]	HR=50%
--------------------------	-------------------------	--------

Heure solaire	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
CTs(t)	0,93	0,85	0,77	0,63	0,48	0,35	0,21	0,067	0	0	0	0,047	0,12
E <sub>b</sub> [°C]	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9
T <sub>Se</sub> (t) [°C]	25,63	26,35	27,07	28,33	29,68	30,85	32,11	33,40	34,00	34,00	34,00	33,58	32,92
T <sub>Sb,i</sub>	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26
Δt <sub>max</sub> [°C]	-0,37	0,35	1,07	2,33	3,68	4,85	6,11	7,40	8,00	8,00	8,00	7,58	6,92
CΔT <sub>e</sub> [°C]	0,70	0,70	0,70	0,70	0,70	0,70	0,70	0,70	0,70	0,70	0,70	0,70	0,70
β (degrés)	11,916	23,91 6	36,00 0	47,08 4	59,08 4	69,16 9	73,25 3	69,16 9	59,08 4	47,08 4	36,00 0	23,91 6	11,916
Φ (degrés)	- 106,08 4	- 98,08 4	- 89,25 3	- 79,25 3	- 65,42 2	- 42,42 2	- 0,000	42,42 2	65,42 2	79,25 3	89,25 3	98,08 4	106,08 4

**II.6. Bilan hivernal :**

Dans cette partie on a calculé avec des méthodes simplifiées conformément au DTR C3.2.

**II.6.1. Coefficient d’échange global :**

$$\frac{1}{K} = \Sigma R + \left( \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} \right) \quad (\text{m}^2\text{°C/W}) \tag{II.1}$$

Où :

ΣR : représente la somme des résistances thermiques des différentes couches de matériaux constituant la paroi, en (m<sup>2</sup>.°C/W).

La détermination de la résistance thermique d’une couche de matériau dépend de la nature du matériau, c’est à dire s’il est homogène ou non.

$\frac{1}{h_i}$  et  $\frac{1}{h_e}$  (m<sup>2</sup>.°C/W) représentent les coefficients d'échange superficiels tableau II.1 .

**Tableau II.6 : Résistances thermiques d'échanges superficiels intérieures et extérieures des parois (hiver).**

1/h en m <sup>2</sup> . °C/W	Paroi en contact avec :			Paroi en contact avec :		
	1/h <sub>i</sub>	1/h <sub>e</sub>	1/h <sub>i</sub> +1/h <sub>e</sub>	1/h <sub>i</sub>	1/h <sub>e</sub>	1/h <sub>i</sub> +1/h <sub>e</sub>
	- l'extérieur -Un passage ouvert -Un local ouvert			-Un autre local, chauffé ou non chauffé -Un comble -Un vide sanitaire		
Mur latérale α > 60°	0,11	0,06	0,17	0,11	0,11	0,22
Ascendant toiture α ≤ 60°	0,09	0,05	0,14	0,09	0,09	0,18
Descendant plancher α ≤ 60°	0,17	0,05	0,22	0,17	0,17	0,34

**II.6.2. Résistances thermiques :**

La résistance thermique (notée R) correspond à la capacité d'un matériau à résister au froid et à la chaleur. Elle est déterminée en divisant l'épaisseur du matériau (e) par la conductivité thermique de ce dernier (λ).

$$R = \frac{e}{\lambda} \tag{II.2}$$

Où :






R (m<sup>2</sup>. °C/W) : représente la résistance thermique de la couche tableau (II.2).

e (m) : représente l'épaisseur de la couche de matériau tableau (II.2).

λ (W/m.K) : représente la conductivité thermique du matériau.

Les valeurs des conductivités thermiques sont soit tirées de L'Annexe 1, soit fournies par le document d'avis technique, ou à défaut fournies par le fabricant.

Tableau II.7: épaisseur et résistance thermique d'une brique.

Formes-types des briques creuses	Résistance thermique (en m <sup>2</sup> .°C/W)								
	Epaisseur des briques (cm)								
	(Résistances superficielles non comprises)								
	5	7,5	10	12,5	15	17,5	20	22,5	25
	0,10								
		0,16	0,20						
 ou 				0,27	0,30	0,33			
						0,38	0,39	0,42	0,45

II.6.3. Coefficient K des portes :

Les coefficients K (en W/m<sup>2</sup>. °C) des portes courantes sont données dans le tableau (II.3)

Tableau II.8: Les coefficients K des portes courantes

	Portes donnant sur l'extérieur	Portes donnant sur un local non chauffé
<b>Portes en bois</b>	<b>3,5</b>	<b>2</b>
- Portes opaques - Portes avec une proportion de vitrage < 30%	<b>4,0</b>	<b>2,4</b>
- Portes avec une proportion de vitrage comprise entre 30% et 60%	<b>4,5</b>	<b>2,7</b>
<b>Portes en métal</b>		
- Portes opaques	<b>5,8</b>	<b>4,5</b>
- Portes équipées de vitrage simple	<b>5,8</b>	<b>4,5</b>

**II.6.4. Déperditions surfaciques :**

Les déperditions surfaciques par transmission à travers une paroi, pour une différence de température de 1°C entre les ambiances que sépare cette paroi, sont données par la formule

$$D_S = K \times A \text{ (W/°C)} \quad \text{(II.3)}$$

Où :

A (en m<sup>2</sup>) est la surface intérieure de la paroi.

K (en W/m<sup>2</sup>. °C) est le coefficient de transmission en partie courante de la paroi considérée pour l'hiver.[5]

**II.6.5. Déperditions linéiques :**

Les déperditions à travers une liaison, ou pont thermique, D<sub>li</sub>, pour une différence de température de 1°C, sont données par la formule :

$$D_{LI} = k_1 \times L \quad \text{(II.4)}$$

Où :

$$\Sigma (k_1 \times L) = 0,20 \Sigma (K_1 \times A) \quad \text{(II.5)}$$

K<sub>1</sub> (en W/m.K) représente le coefficient de transmission linéique de la liaison.

L (en m) représente la longueur intérieure de la liaison.

Les déperditions par ponts thermiques pour tout le logement peuvent être évaluées à 20% des pertes surfaciques par transmission à travers les parois du logement.

**II.6.6. Déperditions par renouvellement d'air :**

$$DR = 0,34 \times (Q_v + Q_s) \text{ [W/°C]} \quad \text{(II.6)}$$

Où :

- 0,34 (en Wh/m<sup>3</sup>.°C) est la chaleur volumique de l'air;

- Q<sub>v</sub> (en m<sup>3</sup>/h) est le débit spécifique de ventilation ;

- Q<sub>s</sub> (en m<sup>3</sup>/h) est le débit supplémentaire par infiltrations dues au vent.

$$Q_v = \text{Max} [0,6 \times V_h ; Q_{v\text{réf}}] \text{ [m}^3\text{/h]} \quad \text{(II.7)}$$

- $V_h$  (en  $m^3$ ) désigne le volume habitable.
- $Q_{vréf}$  ( $m^3/h$ ) désigne le débit extrait de référence.

Le débit extrait de référence  $Q_{vréf}$  est donné par l'équation :

$$Q_{vréf} = \frac{5 Q_{vmin} + Q_{vmax}}{6} \quad [m^3/h] \quad (II.8)$$

$Q_{vmax}$  (en  $m^3/h$ ) est le débit extrait maximal de référence.

$Q_{vmin}$  (en  $m^3/h$ ) est le débit extrait minimal de référence.

### II.6.7. Les déperditions $D_{SOL}$ , pour un plancher bas ou un mur enterré :

Les déperditions  $D_{sol}$ , pour un plancher bas ou un mur enterré, sont données par la formule :

$$D_{SOL} = k_s \times p \quad [W/°C] \quad (II.9)$$

où :

- $k_s$  (en  $W/m.°C$ ) est le coefficient de transmission linéique du plancher bas ou du mur
- $p$  (en m) est le périmètre de la paroi enterré

### II.6.8. Déperditions à travers les parois en contact avec un locaux non chauffés

$$D_{inc} = \tau_{au} \times [\sum (K \times A) + \sum (k_l \times L)] \quad [W/°C] \quad (II.10)$$

- $K$  (en  $W/m^2.°C$ ) est le coefficient de transmission surfacique de chaque partie
- $A$  (en  $m^2$ ) est la surface intérieure de chaque partie surfacique
- $k_l$  (en  $W/m.°C$ ) est le coefficient de transmission linéique de chaque liaison
- $L$  (en m) est la longueur intérieure de chaque liaison
- $\tau_{au}$  est le coefficient de réduction de température

$\tau_{au}$  est donné par la formule suivante :

$$\tau_{au} = \frac{t_i - t_n}{t_i - t_e}$$

- $t_i$  (en  $°C$ ) est la température intérieure,
- $t_n$  (en  $°C$ ) est la température de l'espace non chauffé,

-  $t_e$  (en °C) est la température extérieure.

### II.6.9. La puissance de chauffage :

La puissance de chauffage  $Q$  nécessaire pour un logement est donnée par :

$$Q = [t_{bi} - t_{be}] \times [(1 + \text{Max}(Cr ; C_{in})) DT] + [(1 + Cr) \times DR] [W] \quad (\text{II.11})$$

Où :

-  $t_{bi}$  (en °C) représente la température intérieure de base,

-  $t_{be}$  (en °C) représente la température extérieure de base,

-  $D_T$  (en W/°C) représente les déperditions par transmission du logement,

-  $D_R$  (en W/°C) représente les déperditions par renouvellement d'air du logement,

-  $Cr$  (sans dimension) est un ratio estimé des pertes calorifiques dues au réseau de tuyauteries éventuel,

-  $C_{in}$  (sans dimension) représente un coefficient de surpuissance.

- Après avoir établie un bilan thermique hivernale et effectuer les calculs sur le logiciel EXEL, la puissance totale de chauffage est estimée à **115 kw**

### II.7. Bilan thermique estival :

Contrairement au bilan thermique hiver où l'on considère un régime stationnaire, on doit considérer un régime variable dans le cas d'un bilan thermique été car l'ensoleillement et la température extérieure varient constamment tout au long de la journée.

Le calcul du bilan thermique d'été dépend de la construction, de l'orientation, de l'équipement et de l'utilisation du local.

Les gains de chaleur instantanés d'un local comprennent les gains par l'insolation (rayonnement solaire), par l'éclairage, par les occupants, par les appareils divers, par transmission à travers les parois, vitrages, etc...

Afin de mettre en place un bilan thermique, on tiendra compte des points suivants :

- Destination des locaux ;
- Dimensions des locaux ;

- Matériaux de construction (la nature, l'épaisseur et la composition des murs) ;
- Conditions de base intérieures et extérieures ;
- Le nombre et la durée d'occupants et d'occupation ;
- La durée de fonctionnement de l'installation ;
- Le type d'éclairage ainsi que la puissance installée pour l'éclairage ;
- L'emplacement de l'équipement et le réseau de distribution d'air et d'eau ;
- L'orientation de l'immeuble et la situation des locaux.

### **II.7.1 Le calcul des apports calorifiques des bâtiments :**

Pour déterminer la puissance de l'installation de climatisation, on doit procéder à un calcul des charges thermiques influant sur les conditions intérieures du local. Selon leurs origines, on peut distinguer deux grandes catégories de charges ; les charges d'origine externe et les charges d'origine interne.

Les charges d'origine interne correspondent aux quantités de chaleur dégagées sous forme latente ou sensible à l'intérieur du local à climatiser. En d'autres termes, l'apport de chaleur en provenance d'une source située à l'intérieur même du local étudié.

Les principales sources de chaleur en provenance de l'intérieur :

- Les occupants ;
- L'éclairage ;
- Les machines dégageant de la chaleur ;
- L'air chaud circulant dans un conduit aéraulique ;
- L'eau chaude dans une tuyauterie.

Les charges d'origine externe représentent les quantités de chaleur pénétrant dans le local étudié. Ces charges représentent l'apport de chaleur qui provient d'une source située à l'extérieur du local.

Les principales sources de chaleur en provenance de l'extérieur :

- Le rayonnement solaire à travers une surface translucide (vitrée) ;
- Le transfert de chaleur dû au gradient de température à travers une paroi. On distingue deux cas : les parois donnant sur l'extérieur et les parois ne donnant

pas sur l'intérieur

- Le renouvellement d'air ;
- Afin de calculer les apports calorifiques d'un bâtiment, il faut suivre plusieurs étapes Définir les volumes thermiques à savoir un volume d'air dont les conditions intérieures sont supposées être homogènes ;
- Déterminé les apports caloriques pour chaque volume thermique, et cela en fonction de toutes les heures de la journée ;
- Déterminé les apports calorifiques effectifs ;
- Déterminé la puissance frigorifique.

Les calculs précédents doivent obligatoirement être opérés pour les trois mois de l'été : Juillet, Août et Septembre.

### **II.7.2. Formules générales :**

#### **II.7.2.1. Calcul des apports :**

On calcule les apports calorifiques sensibles et latents par les équations suivantes :

$$A_S = APO + AV + AI_S + AINF_S \text{ [W]} \quad \text{(II.12)}$$

$$AI = AI_I + AINF_I \text{ [W]} \quad \text{(II.13)}$$

Où :

- APO (en w) représente les apports calorifiques à travers les parois opaques ;
- AV (en w) représente les apports calorifiques à travers les parois vitrées ;
- AI<sub>S</sub> et AI<sub>I</sub> (en w) représentent les parties sensibles et latentes des apports internes.
- AINF<sub>S</sub> et AINF<sub>I</sub> (en w) représentent les parties sensibles et latentes des apports calorifiques dus aux infiltrations d'air extérieur ;

#### **II.7.2.2. Vérification réglementaire :**

La relation suivante vérifie la somme des apports calorifiques par les parois vitrées et les parois opaques aériennes au mois de Juillet à 15 h TSV, pour une température sèche intérieure de 27°C :

$$APO (15 \text{ h}) + AV (15 \text{ h}) = 1,05 \times Aréf(15\text{h}) \text{ [W]} \quad \text{(II.14)}$$

APO (en W) désigne les apports calorifiques à travers les parois opaques aériennes

AV (en W) désigne les apports calorifiques à travers les parois vitrées ;

Aréf (en W) désigne les apports calorifiques de référence.

**II.7.3. Apports de chaleur à travers les parois opaques :****II.7.3.1. Parois en contact avec le milieu extérieur :**

En contact direct avec l'air extérieur, les parois opaques aériennes ont la particularité d'avoir un flux calculé avec la notion de « différence de température équivalente » (en °C) notée  $\Delta t_e(t)$ . La différence de température équivalente à un instant donné est une différence de température fictive qui produirait au même instant, en régime permanent, le même apport de chaleur dans le local que celui produit par le régime variable [6].

Afin de calculer les apports de chaleur à travers une paroi opaque aérienne à un instant (t), APO(t), on utilise la formule suivante :

$$APO(t) = 1,2 \times K_{\text{été}} \times S_{\text{int}} \times \Delta t_e(t) \quad (\text{II.15})$$

1.2 (sans dimension) est un coefficient majorateur tenant compte des apports latéraux linéiques (à travers les ponts thermiques).

- K (en  $\text{w/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ ) est le coefficient de transmission thermique surfacique de la paroi considérée pour l'été ; tableau I.6
- $S_{\text{int}}$  (en  $\text{m}^2$ ) est la surface intérieure totale de la paroi considérée ; pour les toitures en pente, on prendra la projection horizontale de la surface ;
- $\Delta t_e(t)$  (en °C) est la différence de température équivalente à l'heure t pour le type de la paroi considérée.

**II.7.3.2. Différence de température équivalente  $\Delta t_e(t)$  :**

Pour une paroi ensoleillée :

$$\Delta t_e(t) = \Delta t_{\text{es}}(t) + C\Delta t_e + \alpha/0.9 \times [\Delta t_{\text{em}}(T) - \Delta t_{\text{es}}(t)] \times (I_{\text{t, b}}) / (I_{\text{t, b}}(40)) \quad (\text{II.16})$$

Pour une paroi à l'ombre :

$$\Delta t_e(t) = \Delta t_{\text{es}}(t) + C\Delta t_e \quad (\text{II.17})$$

$\Delta t_{\text{es}}(t)$  (en °C) est la différence de température équivalente non corrigée (conditions standard) à

l'heure  $t$  en considérant que la paroi est à l'ombre ;

$C_{\Delta t_e}$  facteur de correction en fonction de l'écart diurne ( $E_b$ ) et la différence maximale de température sèche de l'air entre l'intérieur et l'extérieur ( $\Delta T_{S_{max}}$ ) pour le mois considéré ;

$\alpha$  facteur d'absorption de la paroi extérieure, il est donné en fonction de la couleur de la paroi, si elle est peinte, si non en fonction des matériaux constituant cette paroi ;

$\Delta t_{em}(t)$  différence de température équivalente à l'heure ( $t$ ) en fonction de l'orientation de la paroi considérée ;

$I_{t, b}$  rayonnement total de base pour le mois, la latitude et l'orientation considérée ;

$I_{t, b(40)}$  rayonnement total de base pour le mois de juillet, la latitude de  $40^\circ$  Nord et pour l'orientation considérée.

Parois intérieures :

Traversant une paroi opaque en contact avec un local non conditionné, les apports de chaleur à un instant  $t$ ,  $APO(t)$ , sont calculés de la façon suivante :

$$APO(t) = K_{été} \times S_{int} \times \Delta t_{lnc}(t) \quad (W) \quad \text{(II.18)}$$

$K_{été}$  (en  $W/m^2$ ) est le coefficient de transmission en partie courante de la paroi considérée,

$S_{int}$  (en  $m^2$ ) est la surface intérieure de la paroi considérée,

$\Delta t_{lnc}$  (en  $^\circ C$ ) représente l'écart de température entre l'espace non conditionné et le local considéré.

$\Delta t_{lnc}$  est donné par la formule suivante :

$$\Delta t_{lnc} = [(T_{se} - C_{lnc}) - T_{sb, i}] \quad (^\circ C) \quad \text{(II.19)}$$

$T_{se}(t)$  (en  $^\circ C$ ) est la température extérieure sèche à l'instant considéré ;

$C_{lnc}$  (en  $^\circ C$ ) est un coefficient correcteur ;

$T_{sb, i}$  (en  $^\circ C$ ) représente la température intérieure du local conditionné.

**II.7.3.2. Apports à travers les parois vitrées :**

Les gains dû au rayonnement solaire à travers les parois vitrées extérieures AVE(t) sont donnés par :

$$AVE(t) = [S_{ven} \times s \cdot I_t + (S_v - S_{vens}) \times I_d] \times FS \times NPVI(t) \text{ (W)} \quad \text{(II.20)}$$

$S_v$  (en  $m^2$ ) est la surface totale vitrée ;

$S_{vens}$  (en  $m^2$ ) est la surface vitrée ensoleillée (pour la détermination des parties ensoleillées) ;

$S_v - S_{vens}$  (en  $m^2$ ) est la surface vitrée à l'ombre (pour la détermination de parties ensoleillées) ;

$I_t$  (en  $W/m^2$ ) est le rayonnement total maximal réel ;

$I_d$  (en  $W/m^2$ ) est le rayonnement diffus maximal réel ;

$N_{pvi}(t)$  représente le coefficient d'amortissement relatif aux gains par ensoleillement à travers les parois vitrées à l'heure  $t$  considérée ;

$FS$  est le facteur solaire du vitrage (**Annexe 2**).

**II.7.4. Calcul de la surface ensoleillée et ombrée du vitrage :**

Lors d'une étude d'une construction donnée, il faut identifier les bâtiments l'entourant afin de connaître leur impact au sujet de l'ensoleillement. Les ombres projetées par les parties en saillie de la construction ou par les bâtiments environnants protèges plus ou moins la construction étudiée de l'ensoleillement.

Afin de savoir si un vitrage ou une façade est à l'ombre ou non, il faut auparavant connaître :

- Les coordonnées apparentes du soleil (paramètres solaires) par rapport à la façade
- Les dimensions caractéristiques de la saillie ou du retrait du vitrage.

Les coordonnées apparentes du soleil par rapport au vitrage (ou à la façade) sont données par la figure (figure II.1). On distingue :

- La hauteur  $b$  (en degrés) du soleil au-dessus de l'horizon. Cette dernière, en un

lieu donné varie de 0 à 90° ;

- L'azimut  $\Phi$  (en degrés) du soleil par rapport à la normale à la façade considérée.

Etapas de calcul :

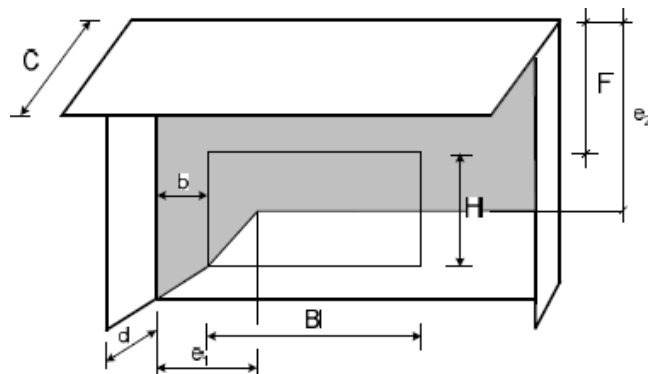
1. Déterminer à l'aide des formules données en [6] l'azimut  $\Phi$  et la hauteur  $\phi$  du soleil pour l'instant considéré ;
2. Déterminer l'azimut de la paroi soit à l'aide du tableau donné en [6], soit graphiquement ;
3. Effectuer la différence  $\Psi = \Phi - \phi$  ;
4. Si  $\Psi$  n'est pas compris dans l'intervalle] -90°, 90° [, la paroi est à l'ombre ;
5. Calculer les longueurs d'ombres latérales et verticales ;
6. Calculer la surface vitrée ensoleillée  $SV_{ens}$ , cette dernière devient avec les désignations de la figure III.3 : [6]

$$SV_{ens} = [B - (e_1 - b)] \cdot [H - (e_2 - f)] \text{ [m}^2\text{]} \quad \text{(II.21)}$$

À condition que :  $e_1 - b \geq 0$  et  $e_2 - f \geq 0$

7. Calculer la surface vitrée à l'ombre  $S_0$ , ce dernier est égal à [6] :

$$S_0 = (B - H) - SV_{ens} \text{ [m}^2\text{]} \quad \text{(III.22)}$$



**Figure II.1: Surface ombré**

d'un vitrage d : valeur du retrait vertical [m]

c : valeur du retrait horizontal [m] H : hauteur du vitrage [m] B : largeur du vitrage [m] e1 : longueur d'ombre latérale [m]

e2 : longueur d'ombre verticale [m].

### **II.7.5. Apports de chaleur internes :**

Les apports de chaleur internes sont les gains internes, les quantités de chaleur dégagées sous forme latente ou sensible à l'intérieur des locaux conditionnés. Ils sont calculés en considérant que ces derniers sont constants pendant la durée de fonctionnement de l'installation de climatisation.

### **II.7.6. Gains dus aux occupants :**

Les individus qui occupent un local pendant une durée déterminée dégagent de la chaleur et de la vapeur d'eau de leurs organismes. Les quantités de chaleur de ces derniers sont fonction d'une part du degré d'activité et d'autre part de la température ambiante.

Les quantités de chaleur dégagées par les occupants d'un local sont la somme de la chaleur sensible qui est rejetée vers l'ambiance par rayonnement et convection. Elle entraîne directement une augmentation de la température ambiante.

Les gains internes pour un occupant sont donnés dans le tableau II.5 [6] :

Les valeurs du tableau II.5 sont valables pour un homme adulte. On devra minorer les valeurs de ce tableau par le coefficient suivant :

- Pour un public mixte : -10%

**II.7.7. Les gains internes pour un occupant :**

**Tableau II.9 : Gains dus aux occupants.**

Degré d'activité	Exemple d'application	Température sèche du local (°C)									
		28		27		26		24		21	
		Apports sensibles (Sen) et latents (Lat) en W/pers.									
		Sen	Lat	Sen	Lat	Sen	Lat	Sen	Lat	Sen	Lat
Assis, repos	Classe, salle de spectacle	51	51	57	45	62	40	67	35	76	27
Assis, travail très léger	Logement, bureau, hôtel, amphithéâtre	52	79	58	73	63	69	71	60	83	49
		94	58	88	64	83	74	72	85	62	
Debout, marche	Magasin, accueil	60	102	66	96	72	91	82	80	93	70
Travail léger	Atelier, usine	56	164	64	156	72	148	86	134	107	113
Travail assez pénible	Atelier, usine, salle de sport	79	214	88	205	97	197	112	181	135	158
Travail pénible	Atelier, usine, salle de sport	131	293	136	288	142	283	154	271	177	248

**II.7.8. Gains dus aux machines de bureaux :**

En plus des individus occupant un local, les machines de bureaux constituent une source de gains sensibles. Les machines de bureaux dégagent intégralement l'équivalent calorifique de la puissance électrique moyenne absorbée.

**Tableau II.10 : Apports calorifiques dus aux machines de bureaux**

Appareils	Gains à admettre (en W)		
	Sens.	Lat.	Total
Machine à écrire	90	-	90
Micro-ordinateur (écran compris)	450	-	450
PC portable	15	-	15
PC portable économique	25	-	25
PC portable grand format	35	-	35
Mini-ordinateur (les valeurs peuvent varier de 2200 à 6600 W)	4400	-	4400

Machine à tirer des plans			
Vitesse de sortie 40 [m/h]	1000	-	1000
100 [m/h]	1400	-	1400
200 [m/h]	3712	-	3712
400 [m/h]	4640	-	4640
600 [m/h]	6500	-	6500
Rétroprojecteur	400	-	400
Plotter	70	-	70
Projecteur de diapositives	300	-	300
Lecteur de microfilm	520	-	520
Lecteur de microfiches	85	-	85

**II.7.9. Gains dus à l'éclairage :**

Après avoir déterminé l'apport de chaleur des équipements et des organismes, il faut prendre en considération un troisième paramètre. Celui des appareils d'éclairage constituent une source de chaleur sensible (AII, ec = 0).

La chaleur dégagée par l'éclairage se fait par :

- Rayonnement (Absorbée par les parois environnantes) ;
- Convection (Avec l'air ambiant) ;
- Conduction (à travers les parois de la lampe).
- 

Il est important de noter qu'il existe deux types de lampes dans les apports internes dû à l'éclairage :

Lampes à incandescence ;

Lampes fluorescentes.

$$AI = \sum (Wn \times Cme \times Ccr). \tag{III.23}$$

Wn: est la puissance nominale de l'ampoule ou du tube fluorescent

(W)

Ccr 1,25 pour les tubes fluorescents

**Tableau II.11 : Apports de chaleur dû à l'éclairage**

Désignation du local ou genre d'activité	Intensité lumineuse recommandée (lux)	Puissance dégagée des lampes ou des tubes (W/ m <sup>2</sup> )	
		Lampes incandescence	Lampes fluorescentes
Entrepôt, pièces d'habitation, théâtre	120	25	8
Bureaux, salle de cours	250	55	16
Salles de lecture, laboratoires, magasins	500	110	32

**II.7.10. Apport de chaleur par introduction d'air extérieur :**

Les apports de chaleur par introduction d'air constituent une source de chaleur latente et sensible. Ils sont le fait de défauts d'étanchéité des ouvrants (portes et fenêtres), de la présence d'orifices ou des bouches de ventilation.

On distingue deux types d'apports de chaleur par introduction d'air ;

- Les apports dû aux infiltrations, qui interviennent dans le bilan du local ; ces apports sont à associer au débit d'infiltration  $V_{inf}$ ;
- Les apports dû à l'introduction d'air neuf dont une partie, du fait du facteur

Les gains sensibles dû au renouvellement de l'air ARENs, et dû aux infiltrations

AINFs sont donnés par les formules données ci-après : [6]

$$AREN_s(t) = 0,320 \cdot q_{van}(T_{se}(t) - TS_{b,i}) \quad [W] \tag{II.24}$$

$$AINF_s(t) = 0,320 \cdot q_{v_{inf}}(T_{se}(t) - TS_{b,i}) \quad [W] \tag{II.25}$$

- 0.320 : (en J/m<sup>3</sup>. °C) représente le produit de la chaleur spécifique de l'air

- (1004 J/Kg. °C) par la masse volumique moyenne de l'air (1.15 Kg/m<sup>3</sup>) et par un facteur de conversion .
- V an (en m<sup>3</sup>/h) représente le débit d'air neuf ;
- V inf (en m<sup>3</sup>/h) représente le débit d'air dû aux infiltrations ;
- TSe (en °C) représente la température sèche de l'air extérieur ;
- TSb, i (en °C) représente la température sèche de base de l'air intérieur ;

Les gains latents dû au renouvellement de l'air AREN<sub>1</sub>, et dû aux infiltrations AINF<sub>1</sub> sont donnés par les formules données ci-après (3) :

$$AREN_1 = 0,797 q_{van} M_{as} \cdot [(HS_{b,e} - HS_{b,i}) ; 0] \text{ [W]} \quad (\text{II.26})$$

$$AINF_1 = 0,797 q_{vinf} M_{as} \cdot [(HS_{b,e} - HS_{b,i}) ; 0] \text{ [W]} \quad (\text{II.27})$$

0,797 (en J. kg air/gvap.m<sup>3</sup> air) représente le produit de la masse volumique moyenne de l'air (1,15 kg/m<sup>3</sup>) par la chaleur de vaporisation de l'eau (2498 J/g) et par un facteur de conversion ;

- qvan (en m<sup>3</sup>/h) ; représente le débit d'air neuf
- qvinf (en m<sup>3</sup>/h) représente le débit dû aux infiltrations
- HSb, e (en gvap/kgas) représente l'humidité spécifique de base de l'air extérieur ; HSb,i (en gvap/kgas) représente l'humidité spécifique de base de l'air intérieur .

II.8. Application

Dans notre cas d'étude, nous avons opté pour le calcul des bilans à l'aide de la méthode Excel. Tableau II.8

Tableau II.12 : Exemple de calculer de bilan thermique d'une chambre : (Salle de soin)

Salle de soin													
Paroi nord													
Heure solaire	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Kété [W/K.m²]	2,24	2,24	2,24	2,24	2,24	2,24	2,24	2,24	2,24	2,24	2,24	2,24	2,24
Sint [m²]	25,97	25,97	25,97	25,97	25,97	25,97	25,97	25,97	25,97	25,97	25,97	25,97	25,97
$\Delta T_{inc}(t)$ [°C]	3,63	4,35	4,07	5,33	5,68	6,85	7,11	7,40	8,00	7,00	7,00	6,58	5,92
APO [W]	210,83	252,6 5	236,39	309,57	329,8 9	397,85	412,95	429,62	464,6 4	406,56	406,56	381,9 9	343,8 3
Paroi sud													
Heure solaire	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Kété [W/K.m²]	1,3752 46	1,375 25	1,37524 558	1,3752 46	1,375 25	1,3752 46	1,3752 456	1,3752 46	1,375 25	1,3752 46	1,3752 456	1,375 25	1,375 25
Sint [m²]	27,68	27,68	27,68	27,68	27,68	27,68	27,68	27,68	27,68	27,68	27,68	27,68	27,68
$\Delta t_e(t)$ [°C]	3,23	3,23	2,98	2,98	2,98	2,73	2,41	2,41	2,41	2,97	3,51	4,11	4,61
APO [W]	147,33	147,3 3	136,36	136,36	136,3 6	124,49	110,26	110,26	110,2 6	135,47	160,51	187,9 2	210,7 6
Paroi ouest/ext													
Heure solaire	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Kété [W/K.m²]	1,3752 46	1,375 25	1,37524 558	1,3752 46	1,375 25	1,3752 46	1,3752 456	1,3752 46	1,375 25	1,3752 46	1,3752 456	1,375 25	1,375 25
Sint [m²]	28,52	28,52	28,52	28,52	28,52	28,52	28,52	28,52	28,52	28,52	28,52	28,52	28,52
$\Delta t_e(t)$ [°C]	3,23	3,23	2,98	2,98	2,98	2,73	2,41	2,41	2,41	2,97	3,51	4,11	4,61
APO [W]	151,81	151,8 1	140,49	140,49	140,4 9	128,27	113,61	113,61	113,6 1	139,58	165,38	193,6 2	217,1 5
fenêtre sud /ext													
Heure solaire	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Kété [W/K.m²]	5,8	5,8	5,8	5,8	5,8	5,8	5,8	5,8	5,8	5,8	5,8	5,8	5,8
Souv [m²]	1,44	1,44	1,44	1,44	1,44	1,44	1,44	1,44	1,44	1,44	1,44	1,44	1,44
TSe(t) [°C]	25,63	26,35	27,07	28,33	29,68	30,85	32,11	33,397	34	34	34	33,57 7	32,92
TSb,i	26	26	26	26	26	26		26	26	26	26	26	26
AVT(t) [W]	-3,71	3,51	10,72	23,35	36,88	48,61	61,24	74,14	80,18	80,18	80,18	75,94	69,36
It [W/m²]	188,60	188,6 0	188,60	188,60	188,6 0	188,60	188,60	188,60	188,6 0	188,60	188,60	188,6 0	188,6 0

Id [W/m²]	51,12	51,12	51,12	51,12	51,12	51,12	51,12	51,12	51,12	51,12	51,12	51,12	51,12
FS	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90
Npvi ( t )	0,28	0,25	0,4	0,53	0,64	0,72	0,77	0,77	0,73	0,67	0,49	0,31	0,29
β (degrés)	11,92	23,92	36,00	47,08	59,08	69,17	73,25	69,17	59,08	47,08	36,00	23,92	11,92
Ψ (degrés)	-	-	-89,25	-79,25	-	-42,42	0,00	42,42	65,42	79,25	89,25	98,08	106,08
s1	3,47	7,04	-76,70	-5,27	-2,19	-0,91	0,00	0,91	2,19	5,27	76,70	-7,04	-3,47
s2	-0,76	-3,15	55,73	5,77	4,01	3,56	3,32	3,56	4,01	5,77	55,73	-3,15	-0,76
e1 [m]	1,01	2,04	-22,24	-1,53	-0,63	-0,27	0,00	0,27	0,63	1,53	22,24	-2,04	-1,01
e2 [m]	-0,30	-1,26	22,29	2,31	1,61	1,42	1,33	1,42	1,61	2,31	22,29	-1,26	-0,30
SVens [m²]	4,49	1,22	379,51	0,48	2,39	3,25	3,86	3,25	2,39	0,48	379,51	1,22	4,49
AVE(t) [W]	174,09	54,29	18809,09	66,42	231,41	337,64	418,42	361,09	263,95	83,96	23041,14	67,32	180,30

**Plancher**

Heure solaire	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Kété [W/K.m²]	2,36	2,36	2,36	2,36	2,36	2,36	2,36	2,36	2,36	2,36	2,36	2,36	2,36
Sint [m²]	40,60	40,60	40,60	40,60	40,60	40,60	40,60	40,60	40,60	40,60	40,60	40,60	40,60
ΔTlnc(t) [°C]	3,63	4,35	4,07	5,33	5,68	6,85	7,11	7,40	8,00	7,00	7,00	6,58	5,92
APO [W]	347,54	416,48	389,67	510,30	543,81	655,83	680,72	708,20	765,93	670,19	670,19	629,69	566,79

**Plafond**

Heure solaire	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Kété [W/K.m²]	1,44	1,44	1,44	1,44	1,44	1,44	1,44	1,44	1,44	1,44	1,44	1,44	1,44
Sint [m²]	40,6	40,6	40,6	40,6	40,6	40,6	40,6	40,6	40,6	40,6	40,6	40,6	40,6
Δte(t) [°C]	4,04	3,75	3,67	3,67	4,01	4,56	5,74	8,08	9,80	10,96	12,68	13,85	14,75
APO [W]	282,23	262,44	256,91	256,91	280,65	318,65	401,09	565,04	685,48	766,34	886,78	968,30	1030,95

**AINF**

Heure solaire	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
TS <sub>e</sub> (t) [°C]	25,63	26,35	27,07	28,33	29,68	30,85	32,11	33,397	34	34	34	33,577	32,92
TS <sub>b,i</sub> [°C]	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26
HS <sub>b,e</sub> [gvap/Kgas]	14,5	14,5	14,5	14,5	14,5	14,5	14,5	14,5	14,5	14,5	14,5	14,5	14,5
HS <sub>b,i</sub> [gvap/Kgas]	10,02	10,02	10,02	10,02	10,02	10,02	10,02	10,02	10,02	10,02	10,02	10,02	10,02
qv inf	20,88	20,88	20,88	20,88	20,88	20,88	20,88	20,88	20,88	20,88	20,88	20,88	20,88
AINF	72,08	76,89	81,70	90,12	99,14	106,96	115,38	123,98	128,01	128,01	128,01	125,18	120,79
Occupant/Machine/Eclairage													
Occupant										91,24			
Machine										0			
Eclairage										73,13			
<b>Apports Total</b>										<b>2575</b>			

Les résultats finals du bilan thermique pour chaque chambre :

Réception	3376
Salle de soin	2575
Piscine	31525

Apports total	37476
<b>Puissance Totale [W]</b>	
<b>37476</b>	

### **II.9. Evaporation du plan d'eau :**

Dans une piscine, le contact de l'air et de l'eau entraîne des échanges entre les deux milieux tant que l'équilibre n'est pas atteint. Si le volume au-dessus du plan d'eau est clos, l'air se charge d'humidité jusqu'à un état d'équilibre, la saturation de l'air ambiant sera complète. Tant la pression de vapeur de l'air ambiant est inférieure à la pression de vapeur saturante à la surface de l'eau il y aura évaporation d'eau.

On peut considérer que la température de la couche d'air en contact avec la surface du plan d'eau de la piscine est proche justement de cette température d'eau. L'air chaud plus léger s'élève au-dessus de l'air rafraîchi en contact avec le bassin.

Cela signifie que si la température de l'air en contact de cette eau est supérieure au point de rosée de l'air ambiant il n'y a donc plus d'évaporation (Cet air de contact sur l'eau ayant déjà atteint 100% d'humidité)

En fait pour que l'évaporation se fasse il faut que l'humidité spécifique à saturation de l'air en contact à la température du plan d'eau soit supérieure à l'humidité spécifique de l'air ambiant.

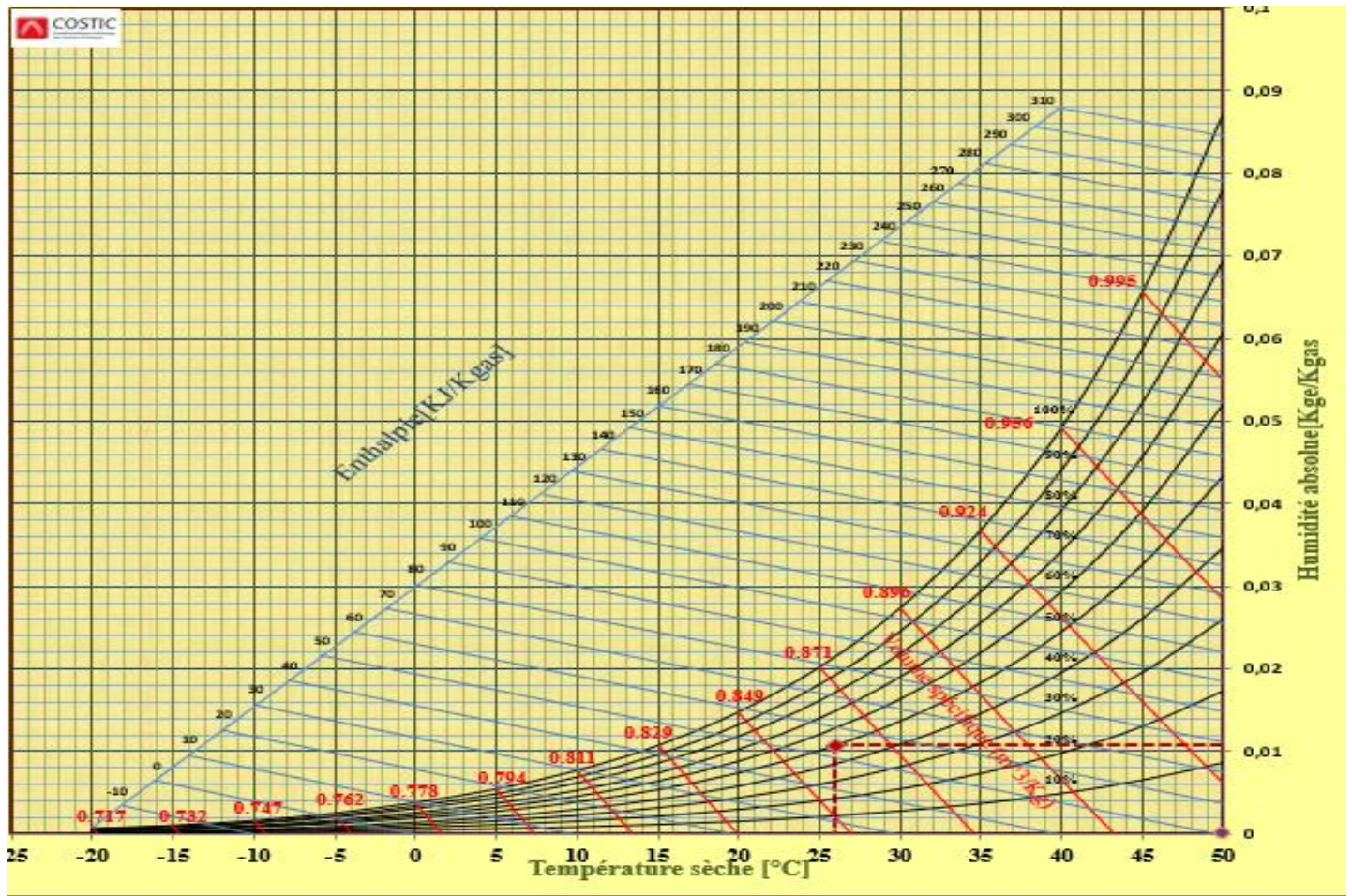


Figure II.2 : caractéristiques d'air humide exiger dans la piscine (été). [7]

Tableau II.13 : Paramètres de l'air exiger dans la piscine en été.

Ts [°C]	26,00
Th [°C]	18,77
Tr [°C]	14,79
h [kJ/kgas]	53,48
V [m <sup>3</sup> /kgas]	0,86
r [kge/kgas]	0,0107
Phi [%]	50,00
Pvsat [Pa]	3377,10
Pv [Pa]	1688,55

**II.9.1. Les apports par évaporations :**

Les formules utiliser pour le calcul des apports par évaporation du plan d'eau [8] :

**II.9.1.1 Le taux d'évaporation du plan d'eau en m<sup>2</sup> :**

$$W = ((P_w - P_a) \cdot (0,089 + 0,0782 \cdot V) / Y) \cdot 3600 \quad (\text{II.28})$$

W = Taux d'évaporation du plan d'eau en kg/h m<sup>2</sup>

P<sub>w</sub> = Pression de vapeur à saturation prise à la température de la surface de l'eau, kPa

P<sub>v</sub> = Pression de vapeur au point de rosée selon la température de l'air ambiant de la salle, kPa

V = Vitesse de l'air au-dessus de la surface de l'eau, m/s

Y = Chaleur latente nécessaire selon le changement d'état de l'eau en vapeur à la température de surface

de l'eau, kJ/kg

**II.9.1.2 Apports sensibles par rayonnements :**

$$A_1 = 345 \cdot \left\{ \left( \frac{T_{eau} + 273,15}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_s + 256}{100} \right)^4 \right\} \cdot 1,16 \quad (\text{II.29})$$

T<sub>eau</sub> = température de l'eau du bassin

T<sub>s</sub> = Température ambiante de la piscine

Les autres valeurs sont des facteurs de majorations

**II.9.1.3. Apports sensibles par convection :**

$$A_s = (5 + (3,7 \cdot V)) \cdot 20 \cdot S \cdot 1,63 \quad [\text{W/m}^2] \quad (\text{II.30})$$

V : vitesse du vent en (m/s)

S : surface du bassin en (m<sup>2</sup>)

**II.9.1.4. Apports latents par évaporation :**

$$W_p = 0,1 \times S \times [P_w - P_a] \times F_a \quad [W/m^2] \quad \text{(II.31)}$$

$P_w$  (en Pa) désigne la pression de vapeur saturante de la couche d'air en contact avec le plan d'eau (et donc à la même température) ;

$P_a$  (en Pa) désigne la pression partielle de vapeur d'eau de l'air ambiant.

$S$  (en  $m^2$ ) surface du bassin

$F_a = 0,5$  facteur d'activité

- Après avoir effectué les calculs sur le total des apports par le bassin avec le logiciel EXEL le totales des apports sont estimés à **139,5 kw. (Annexe 3)**

Quantité d'eau évaporée du bassin									
Vitesse du vent (v) (piscine abritée = 1 m/s)			V	m/s					0,15
Evaporation au m2 y/c activités baigneurs			W	kg/h m2					0,19345872
Evaporation totale à la surface du plan d'eau				kg/h					120,911698
Apports thermique par le plan d'eau									
Apport sensibles par rayonnement			A1	W					5892,91243
Apports sensible par convection			A2	W					80755,8125
Apports latents par vaporisation			A3	W					52781,25
<b>TOTAL des Apport par le bassin</b>				<b>W</b>					<b>139429,975</b>

**II.10. Optimisation énergétique de la piscine grâce à des ajustements d'isolation pour la période estivale :**

Après avoir réalisé un bilan thermique approfondi de la piscine, il est apparu que les résultats obtenus pour la période estivale ne respectaient pas les normes de performance énergétique visées [9].

Les résultats sont obtenus à partir de l'application en ligne CTBAT Application pour le calcul et la conception thermiques des bâtiments. Cette application permet le calcul des déperditions thermiques en hiver et les apports en été conformément aux DTR C3.2 et C 3.4.

Salle de Soin						
Vérification réglementaire						
Conformité DTR		Echanges thermiques par transmission				
Enveloppe	D = $\Sigma DT$	$\Sigma Dréf$	Vérification C-3.2	A = $\Sigma APO + \Sigma AV$	Aréf = $\Sigma APO_{réf} + \Sigma AV_{réf}$	Vérification C-3.4
Salle de Soin	150,85	229,23	0,66 <span style="color: green;">✔ Conforme</span>	1 384,30	1 243,11	1,11 <span style="color: red;">✘ Non conforme</span>

Figure II.3 : Vérification réglementaire pour la salle de soin.

Afin de remédier à cette situation, des mesures correctives ont été mises en place en utilisant l'application en ligne CTBAT, qui permet d'effectuer des simulations et de proposer des solutions d'isolation adaptées. Plus spécifiquement, des modifications ont été apportées au niveau de l'isolation de la piscine afin d'améliorer son efficacité énergétique lors des mois les plus chauds. Ces ajustements visent à réduire les pertes de chaleur excessives et à minimiser les besoins en climatisation, tout en préservant le confort des utilisateurs. Cette approche permettra d'optimiser les performances énergétiques de la piscine et de garantir une consommation d'énergie raisonnable tout au long de l'année, contribuant ainsi à la durabilité et à la rentabilité du projet.

### II.10.1 Comparaison entre les données des murs avant et après l'amélioration :

Enveloppe utilisée : Salle de Soin.

#### II.10.1.1. Mur : paroi ouest

Matériau de l'extérieur vers l'intérieur	Ep. e	Rés. r	M. Sur. P	Cond. $\lambda$
Facteur d'absorption $\alpha$ : 0,50 (couleur claire)				
0 - Mortier de ciment	0,01 m	0,0071 (m <sup>2</sup> .°C)/W	22,0000	1,4000 W/m.°C
1 - Brique creuse	0,10 m	0,2083 (m <sup>2</sup> .°C)/W	90,0000	0,4800 W/m.°C
2 - lame d'air pour mur de 55 à 300 mm	0,07 m	0,1600 (m <sup>2</sup> .°C)/W	0,0000	0,0000 W/m.°C
3 - Brique creuse	0,10 m	0,2083 (m <sup>2</sup> .°C)/W	90,0000	0,4800 W/m.°C
4 - Plâtre courant d'enduit intérieur	0,01 m	0,0286 (m <sup>2</sup> .°C)/W	7,5000	0,3500 W/m.°C
Total	0,2900 m	0,6124 (m <sup>2</sup> .°C)/W	210,0000	

Figure II.4 : Composition (de l'extérieure vers l'intérieur) avant l'amélioration.

Matériau de l'extérieur vers l'intérieur	Ep. e	Rés. r	M. Sur. P	Cond. λ
Facteur d'absorbtion α : 0,50 (couleur claire)				
0 - Mortier bâtard	0,01 m	0,0087 (m <sup>2</sup> .°C)/W	19,0000	1,1500 W/m.°C
1 - Brique creuse	0,10 m	0,2083 (m <sup>2</sup> .°C)/W	90,0000	0,4800 W/m.°C
2 - Lamé d'air pour mur de 55 à 300 mm	0,07 m	0,1600 (m <sup>2</sup> .°C)/W	0,0000	0,0000 W/m.°C
3 - Brique creuse	0,10 m	0,2083 (m <sup>2</sup> .°C)/W	90,0000	0,4800 W/m.°C
4 - Polystyrène expansé	0,07 m	1,5217 (m <sup>2</sup> .°C)/W	0,6300	0,0460 W/m.°C
5 - Plâtre courant d'enduit intérieur	0,01 m	0,0286 (m <sup>2</sup> .°C)/W	7,5000	0,3500 W/m.°C
Total	0,3600 m	2,1357 (m <sup>2</sup> .°C)/W	207,0000	

**Figure II.5 :** Composition (de l'extérieur vers l'intérieur) après l'amélioration

**II.10.1.2. Mur : paroi sud**

Matériau de l'extérieur vers l'intérieur	Ep. e	Rés. r	M. Sur. P	Cond. λ
Facteur d'absorbtion α : 0,50 (couleur claire)				
0 - Mortier de ciment	0,01 m	0,0071 (m <sup>2</sup> .°C)/W	22,0000	1,4000 W/m.°C
1 - Brique creuse	0,10 m	0,2083 (m <sup>2</sup> .°C)/W	90,0000	0,4800 W/m.°C
2 - Lamé d'air pour mur de 55 à 300 mm	0,07 m	0,1600 (m <sup>2</sup> .°C)/W	0,0000	0,0000 W/m.°C
3 - Brique creuse	0,10 m	0,2083 (m <sup>2</sup> .°C)/W	90,0000	0,4800 W/m.°C
4 - Plâtre courant d'enduit intérieur	0,01 m	0,0286 (m <sup>2</sup> .°C)/W	7,5000	0,3500 W/m.°C
Total	0,2900 m	0,6124 (m <sup>2</sup> .°C)/W	210,0000	

**Figure II.6 :** Composition (de l'extérieur vers l'intérieur) avant l'amélioration :

Matériau de l'extérieur vers l'intérieur	Ep. e	Rés. r	M. Sur. P	Cond. λ
Facteur d'absorbtion α : 0,50 (couleur claire)				
0 - Mortier bâtard	0,01 m	0,0087 (m <sup>2</sup> .°C)/W	19,0000	1,1500 W/m.°C
1 - Brique creuse	0,10 m	0,2083 (m <sup>2</sup> .°C)/W	90,0000	0,4800 W/m.°C
2 - Lamé d'air pour mur de 55 à 300 mm	0,07 m	0,1600 (m <sup>2</sup> .°C)/W	0,0000	0,0000 W/m.°C
3 - Brique creuse	0,10 m	0,2083 (m <sup>2</sup> .°C)/W	90,0000	0,4800 W/m.°C
4 - Polystyrène expansé	0,07 m	1,5217 (m <sup>2</sup> .°C)/W	0,6300	0,0460 W/m.°C
5 - Plâtre courant d'enduit intérieur	0,01 m	0,0286 (m <sup>2</sup> .°C)/W	7,5000	0,3500 W/m.°C
Total	0,3600 m	2,1357 (m <sup>2</sup> .°C)/W	207,0000	

**Figure II.7 :** Composition (de l'extérieur vers l'intérieur) après l'amélioration :

II.10.1.3. Toiture : plancher haut

Composition (plancher haut)					Sélectionner un Modèle
Matériau de l'extérieur vers l'intérieur	Ep. e	Rés. r	M. Sur. P	Cond. $\lambda$	
Facteur d'absorption $\alpha$ : 0,50 (couleur claire)					
0 - Sable + gravillons	0,04 m	0,0333 (m <sup>2</sup> .°C)/W	72,0000	1,2000 W/m.°C	
1 - Cartons feutres et chapes ouples imprégnées	0,01 m	0,0435 (m <sup>2</sup> .°C)/W	10,0000	0,2300 W/m.°C	
2 - Béton plein	0,20 m	0,1143 (m <sup>2</sup> .°C)/W	440,0000	1,7500 W/m.°C	
3 - lame d'air pour plancher de 55 à 300 mm	0,50 m	0,2000 (m <sup>2</sup> .°C)/W	0,0000	0,0000 W/m.°C	
4 - Carreaux de plâtre pleins	0,02 m	0,0429 (m <sup>2</sup> .°C)/W	13,5000	0,3500 W/m.°C	
Total		0,7650 m	0,4340 (m <sup>2</sup> .°C)/W	536,0000	

Figure II.8 : Composition (de l'extérieur vers l'intérieur) avant l'amélioration :

Composition (plancher haut)					Sélectionner un Modèle
Matériau de l'extérieur vers l'intérieur	Ep. e	Rés. r	M. Sur. P	Cond. $\lambda$	
Facteur d'absorption $\alpha$ : 0,80 (gravier)					
0 - Sable + gravillons	0,04 m	0,0333 (m <sup>2</sup> .°C)/W	72,0000	1,2000 W/m.°C	
1 - Cartons feutres et chapes ouples imprégnées	0,01 m	0,0435 (m <sup>2</sup> .°C)/W	10,0000	0,2300 W/m.°C	
2 - Mortier bâtard	0,01 m	0,0087 (m <sup>2</sup> .°C)/W	19,0000	1,1500 W/m.°C	
3 - Polystyrène expansé	0,08 m	1,7391 (m <sup>2</sup> .°C)/W	0,7200	0,0460 W/m.°C	
4 - Béton plein	0,20 m	0,1143 (m <sup>2</sup> .°C)/W	440,0000	1,7500 W/m.°C	
5 - lame d'air pour toiture de 55 à 300 mm	0,50 m	0,1400 (m <sup>2</sup> .°C)/W	0,0000	0,0000 W/m.°C	
6 - Carreaux de plâtre pleins	0,02 m	0,0429 (m <sup>2</sup> .°C)/W	13,5000	0,3500 W/m.°C	
Total		0,8550 m	2,1218 (m <sup>2</sup> .°C)/W	555,0000	

Figure II.9 :Composition (de l'extérieur vers l'intérieur) après l'amélioration :

II.10.2. Vérification après modification :

Grâce à l'utilisation de l'application CTBAT, nous avons pu identifier les domaines où des améliorations étaient nécessaires pour rendre l'immeuble conforme aux normes énergétiques. Les modifications apportées aux composants des murs ont joué un rôle crucial dans l'optimisation de l'efficacité énergétique du bâtiment, se traduisant par des économies financières substantielles et une réduction de l'empreinte environnementale. Ces résultats démontrent l'importance de prendre en compte l'efficacité énergétique dans la conception et la rénovation des bâtiments.

Salle de Soins						
Vérification réglementaire						
Conformité DTR		Echanges thermiques par transmission				
Enveloppe	D = $\Sigma DT$	$\Sigma Dréf$	Vérification C-3.2	A = $\Sigma APO + \Sigma AV$	Aréf = $\Sigma APO_{réf} + \Sigma AV_{réf}$	Vérification C-3.4
Salle de Soins	67,76	229,23	0,30	799,63	1 243,11	0,64

**Figure II.10 :** vérification réglementaire pour la salle de soins.

### II.10.3. Polystyrène expansé en Algérie :

Disponibilité, inconvénients et considérations locales :

Le polystyrène expansé, également connu sous le nom de PSE ou EPS (Expanded Polystyrene en anglais), est un matériau isolant couramment utilisé dans la construction.

### II.10.4. Avantages et inconvénients du polystyrène expansé :

#### II.10.4.1. Avantages :

Isolation thermique efficace : Le polystyrène expansé offre d'excellentes propriétés isolantes, ce qui contribue à réduire les pertes de chaleur et à maintenir une température intérieure confortable.

Léger et facile à installer : Le polystyrène expansé est un matériau léger, ce qui facilite sa manipulation et son installation. Il peut être découpé et ajusté facilement pour s'adapter aux formes et dimensions spécifiques.

Résistant à l'humidité : Le polystyrène expansé a une faible absorption d'eau, ce qui lui permet de maintenir ses propriétés isolantes même en présence d'humidité. Cela en fait un choix approprié pour les zones sujettes à l'humidité.

Résistant aux parasites et aux champignons : Le polystyrène expansé n'est pas un matériau attractif pour les parasites ou les champignons, ce qui réduit les risques d'infestation ou de détérioration.

#### II.10.4.2. Inconvénients :

Sensibilité à la chaleur : Le polystyrène expansé est sensible aux températures élevées et peut se déformer, fondre ou libérer des gaz toxiques en cas d'exposition à une chaleur intense, comme lors d'un incendie.

Impact environnemental : La production du polystyrène expansé nécessite des

ressources pétrolières et une consommation énergétique élevée. De plus, sa recyclabilité est limitée, ce qui peut poser des problèmes de gestion des déchets.

Rigidité structurale : Le polystyrène expansé a une faible résistance à la compression et ne convient pas pour soutenir des charges structurales élevées. Il doit être utilisé en combinaison avec d'autres matériaux pour assurer la stabilité structurale.

Sensibilité à l'eau : Bien que le polystyrène expansé soit résistant à l'eau, il peut absorber de l'eau s'il est exposé à une humidité prolongée. Cela peut réduire ses propriétés isolantes et entraîner une détérioration.

#### **II.10.5. Calcul de l'épaisseur d'isolant pour une conformité énergétique optimale [10] :**

$$R_{\text{ref}} = R_T + \frac{ep}{\lambda p} \quad (\text{II.32})$$

$$ep = (R_{\text{ref}} - R_T) \lambda p \quad (\text{II.33})$$

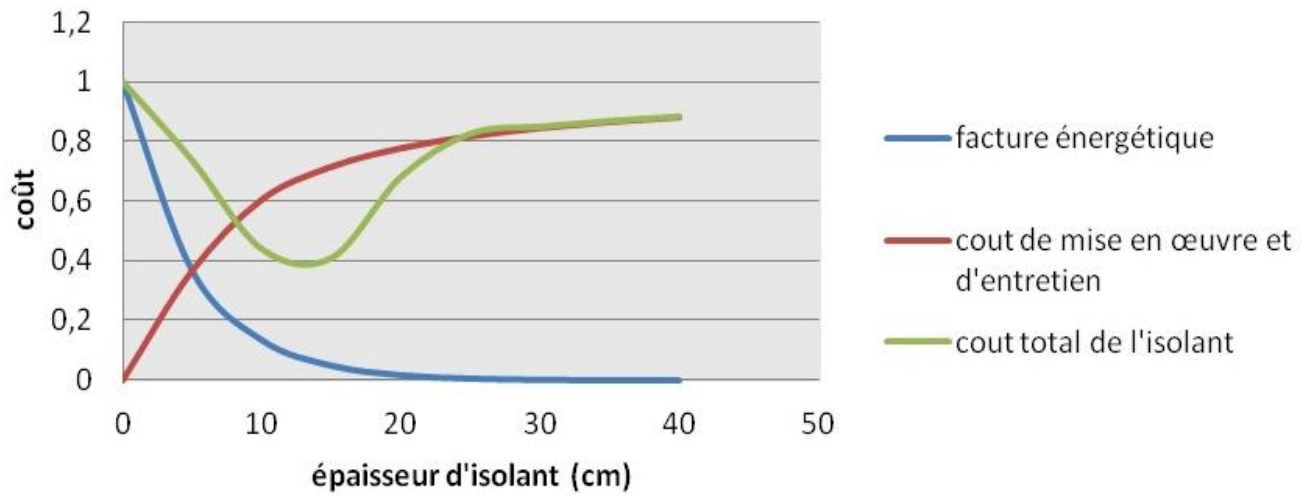
Pour le plancher haut :

$$ep = (4 - 0,47 + 0,12) \times 0,046 = 0,155\text{m}$$

Pour les murs extérieurs :

$$ep = 2,5 - (0,58 + 0,14) \times 0,046 = 0,08\text{m}$$

En se basant sur le DTR, l'épaisseur recommandée d'une plaque est de 0,08 m. Ainsi, pour isoler les murs extérieurs, il faudra utiliser une seule plaque, tandis deux plaques sera nécessaire pour isoler le plancher haut.



**Figure II.11 :** Evolution des coûts associés à l'isolation suivant son épaisseur.

La courbe d'évolution des coûts associés à l'isolation en fonction de son épaisseur peut varier en fonction de plusieurs facteurs, tels que la région géographique, le type d'isolant utilisé et les tarifs locaux de la main-d'œuvre et des matériaux.

# Chapitre 03 : Dimensionnement.

**III.1. Introduction :**

Lorsqu'il s'agit de concevoir des systèmes de ventilation et de climatisation pour un bâtiment, le dimensionnement du réseau de soufflage et le calcul des pertes de charge sont des éléments fondamentaux à prendre en compte. Ils sont essentiels pour assurer une circulation efficace de l'air à travers le bâtiment.

Le réseau de soufflage joue un rôle crucial dans la distribution de l'air traité depuis l'unité de traitement de l'air vers les différentes zones de la piscine. Il est composé de conduits, de gaines et de terminaux de soufflage, tels que les bouches d'air et les diffuseurs. Le dimensionnement adéquat de ce réseau permet de garantir un débit d'air suffisant dans chaque zone, assurant ainsi le confort thermique et la qualité de l'air intérieur.

Cependant, la circulation de l'air à travers le réseau de soufflage entraîne inévitablement des pertes de charge. Les pertes de charge sont des résistances rencontrées par l'air lorsqu'il se déplace à travers les conduits et les composants du système. Ces pertes peuvent être causées par des frottements, des changements de direction, ainsi que par des éléments tels que les filtres et les grilles.

**III.2. Les débits d'air :****III.2.1. Débit d'air totale :**

Après la filtration et la purification de l'air à introduire dans les différentes salles pour des raisons d'hygiène et de santé. Cet air sera diffusé sous certaines conditions de températures et d'humidité adéquate sous une vitesse et une direction appropriée. De plus, l'air vicié ou pollué doit être évacué afin d'assurer un confort plus ou moins satisfaisant [11].

$$Q = v \times \tau \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad \text{(III.1)}$$

$v$  (en  $\text{m}^3$ ) volume de la piscine

$\tau$  (en vol/h) le taux de brassage

$$Q = 5400 \times 5 = 27000 \text{ [m}^3/\text{h}] = 9 \text{ [kg/s]}$$

**III.2.2. Débit d'air recycler :**

Pour des raisons d'économie d'énergie, on fait recycler une partie de l'air intérieur repris, pour l'introduire dans la salle sous forme de mélange avec de l'air extérieur neuf.

Puisqu'on installe une CTA double flux, on doit déterminer le pourcentage de l'air recyclé, nous allons donc travailler avec 80% d'air recyclé, du débit total on déduit donc :

$$Q_{ar} = 0.8 \times Q_{as} \tag{III.2}$$

Et :

$$Q_{as} = Q_{ar} + Q_{an} \tag{III.3}$$

Où :  $Q_{as}$  : représente le débit massique d'air soufflé.

$Q_{an}$  : représente le débit d'air neuf.

$Q_{ar}$  : représente le débit d'air recyclé.

$$Q_{ar} = 0,8 \times 27000 = 21600 \text{ (m}^3\text{/h)} = 7,2 \text{ [kg/s]}$$

**III.2.3. Débit d'air neuf :**

Le corps humain émet des produits gazeux qui contribuent à polluer l'air de la salle. Le maintien de la teneur en oxygène et en gaz carbonique de l'air ambiant exige des taux de renouvellement d'air.

$$Q_{an} = 0,2 \times Q_{as} \tag{III.4}$$

$$Q_{an} = 0,2 \times 27000 = 5400 \text{ (m}^3\text{/h)} = 1,8 \text{ [kg/s]}$$

**III.3. Caractéristique de l'air :**

**III.3.1. Caractéristique de l'air application hivernale et estivale :**

**Tableau III.1 : Caractéristique de l'air**

	<b>Intérieur</b>		<b>Extérieur</b>	
<b>Saison hivernale</b>	Température	$T_i = 21^\circ\text{C}$	Température	$T_e = 3^\circ\text{C}$
	Humidité relative	$H_{ri} = 50 \%$	Humidité relative	$H_{re} = 80 \%$
	Enthalpie spécifique	$h_i = 41,08 \text{ kJ/kg}$	Enthalpie spécifique	$h_e = 12,45 \text{ kJ/kg}$
	Volume spécifique	$v_i = 0,84 \text{ m}^3\text{/kgas}$	Volume spécifique	$v_e = 0,79 \text{ m}^3\text{/kgas}$
	Humidité spécifique	$r = 0,0079 \text{ kge/kgas}$	Humidité spécifique	$r = 0,0038 \text{ kge/kgas}$

	Température	Ti = 26°C	Température	Te = 34,6°C
<b>Saison</b>	Humidité relative	Hri = 50 %	Humidité relative	Hre = 60 %
<b>Estivale</b>	Enthalpie spécifique	hi= 53,48 kj/kg	Enthalpie spécifique	he= 90,08 kj/kg
	Volume spécifique	vi = 0,86 m <sup>3</sup> /kgas	Volume spécifique	ve = 0,9 m <sup>3</sup> /kgas
	Humidité spécifique	r = 0,0107 kge/kgas	Humidité spécifique	r = 0,0216 kge/kgas

**III.3.2. Caractéristique du point de mélange :**

**III.3.2.1. Température du mélange :**

La température du mélange est la somme des températures apportées par chaque composant

[11].

Ainsi :

$$Q_{as}.T_m = Q_{an}.T_e + Q_{ar}.T_i$$

$$T_m = \frac{Q_{an}.T_e + Q_{ar}.T_i}{Q_{as}} \quad [^{\circ}C] \tag{III.5}$$

Pour l'été :  $T_m = \frac{1,8.34,6 + 7,2.26}{9} = 27,72 \text{ } ^{\circ}C$

Pour l'hiver :  $T_m = \frac{1,8.3 + 7,2.21}{9} = 17,4 \text{ } ^{\circ}C$

**III.3.2. Enthalpie du mélange :**

L'enthalpie du mélange est évaluée de la même manière que celle de la température [11].

Elle s'exprime par :

$$H_m = \frac{Q_{an}.h_e + Q_{ar}.h_i}{Q_{as}} \quad [kj/kg] \tag{III.6}$$

Pour l'été :  $H_m = \frac{1,8.90,08 + 7,2.53,48}{9} = 60,80 \text{ } kj/kg$

Pour l'hiver :  $H_m = \frac{1,8.12,45 + 7,2.41,08}{9} = 35,354 \text{ } kj/kg$

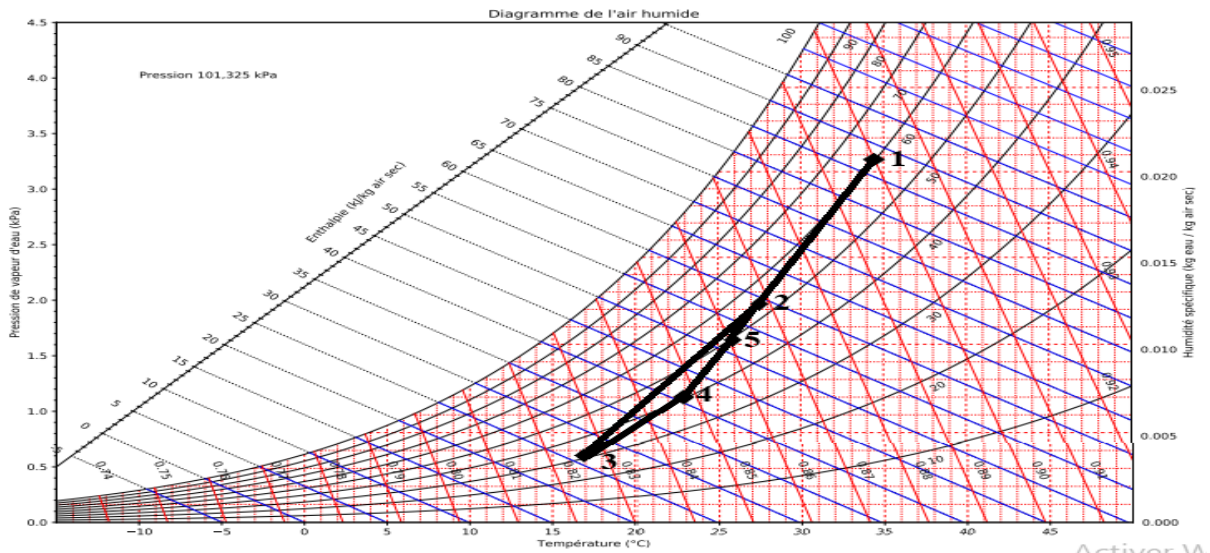


Figure III.1 : Evolution de traitement d'air régime estival

Tableau III.2 : Paramètres de l'air souffler en été

	Condition extérieure [1]	Point de mélange [2]	Sortie batterie froide [3]	Point de soufflage [4]	Condition intérieure [5]
Ts [°C]	34,6	27,72	17	23	26
Th [°C]	28,02	20,94	8,96	14,69	18,77
Tr [°C]	25,71	17,64	0,2	8,69	14,79
h [kJ/kgas]	90,08	60,83	26,97	41,26	53,48
V [m³/kgas]	0,90	0,87	0,83	0,85	0,86
r [kge/kgas]	0,0216	0,0129	0,0039	0,0071	0,0107
Phi [%]	60	54,2	32	40	50
Pvsat [Pa]	5532,17	3736,89	1945,17	2821,58	3377,10
Pv [Pa]	3319,30	2025,39	622,45	1128,63	1688,55

- 1 Représente les caractéristiques du milieu extérieur.
- 2 Représente le point de mélange.

- 3 Représente la sortie de la batterie froide.
- 4 Représente le point de soufflage.
- 5 Représente les conditions intérieures.

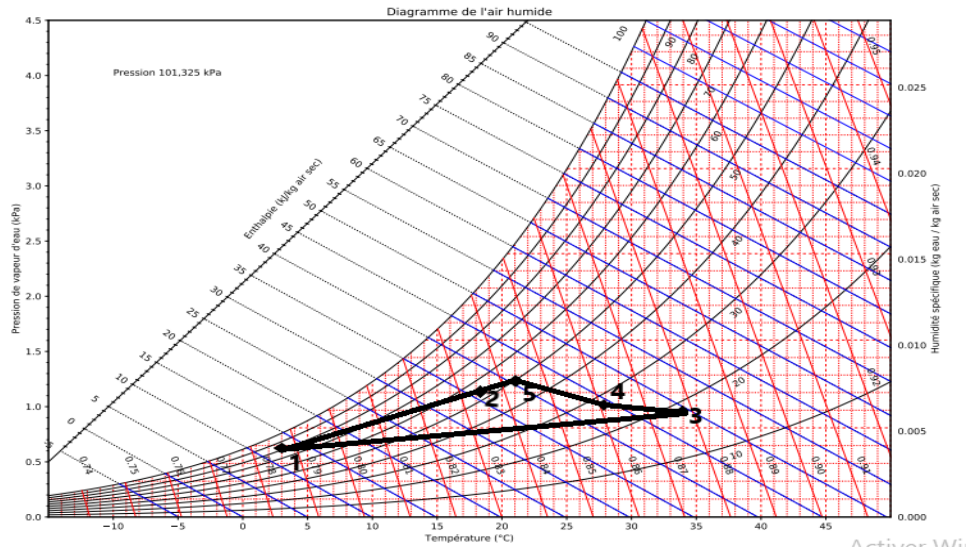


Figure III.2 : Evolution de traitement d'air régime hivernal

Tableau III.3: Paramètres de l'air souffler en hiver

	Condition extérieure [1]	Point de mélange [2]	Sortie batterie chaude [3]	Point de soufflage [4]	Condition intérieure [5]
Ts [°C]	3	17,4	34	28	21
Th [°C]	1,71	12,46	18,17	15,97	14,63
Tr [°C]	-0,09	8,65	7,54	7,30	10,19
h [kJ/kgas]	12,45	35,354	51,54	44,87	41,08
V [m³/kgas]	0,97	0,83	0,88	0,86	0,84
r [kge/kgas]	0,0038	0,0070	0,0068	0,0065	0,0079
Phi [%]	80	56,40	19,5	27,02	50
Pvsat [Pa]	760,71	1995,07	5350,26	3798,52	2497,28
Pv [Pa]	608,57	1125,22	1043,30	1026,36	1248,64

**III.4. Diamètre aéraulique :**

**III.4.1. Diamètre de soufflage :**

Pour calculer le diamètre de soufflage en utilise l'équation suivant :

$$P = \dot{m} \times C_p \times \Delta T \tag{III.7}$$

$\dot{m}$  : est le débit massique de l'eau entrant dans la CTA en (kg/s).

$C_p$  : représente chaleur massique de l'air (1005 J/kg.K).

$\Delta T$  : est le gradient de température de l'air en (K).

$$\dot{m} = \frac{P}{C_p \times \Delta T} \tag{III.8}$$

Avec :  $\dot{m} = V \times S$  [m<sup>3</sup>/s] (III.9)

V (en m/s) la vitesse de l'air

S (en m<sup>2</sup>) la section de passage

On peut finalement déduire le diamètre aéraulique par la relation suivante :

$$D = \sqrt{\frac{4 \times \dot{m}}{V \times \pi}} \tag{III.10}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \times 0,25}{4 \times 3,14}} = 282,16 \text{ mm}$$

**Tableau III.4 : Diamètres calculés pour le réseau de soufflage.**

Bouche	Débit [m <sup>3</sup> /h]	Débit [m <sup>3</sup> /s]	Vitesse [m/s]	Diamètre calculer [mm]	Diamètre installer [mm]
1	900	0,25	4	282,166	315
2	1800	0,5	4	399,043	400
3	2700	0,75	4	488,726	500
4	3600	1	4	564,332	560
5	4500	1,25	4	630,943	630

<b>6</b>	<b>5400</b>	<b>1,5</b>	<b>4</b>	<b>691,163</b>	<b>710</b>
----------	-------------	------------	----------	----------------	------------

**III.4.2. Diamètre d'extraction :**

Pour l'extraction, la procédure est la même ; on commence par choisir une bouche d'extraction et suivant ses caractéristiques, on commence à calculer les diamètres, d'abord celui d'une seule bouche, puis on remonte le long du réseau jusqu'à la CTA.

**Tableau III.5:** Diamètres calculés pour le réseau d'extraction.

Grille	Débit [m <sup>3</sup> /h]	Débit [m <sup>3</sup> /s]	Vitesse [m/s]	Diamètre calculer [mm]	Diamètre installer [mm]
1	1700	0,472	5	346,859	450
2	3400	0,944	5	490,53	450
3	5100	1,416	5	600,77	630
4	6800	1,89	5	693,718	630
5	8500	2,36	5	775,6	800
6	10200	2,83	5	849,62	800

Après l'analyse des deux tableaux nous allons reporter les dimensions de réseaux soufflage et reprise dans un schéma synoptique de l'installation de traitement d'air. Voir Annexe (5)

**III.5. Dimensionnement des batteries chaude et froide :**

A partir des données calculer avant (Tableau III.2 Tableau III.3) et la relation (III.11) on calcul la puissance des deux batteries.

$$P= qm. \Delta h = \frac{qv}{Vs.3600} (h_b-h_a) \tag{III.11}$$

qm : débit massique de l'air en (kg/s)

qv : débit volumique de l'air en (m<sup>3</sup>/h)

Vs : volume massique de l'air d'entrée de la batterie en (m<sup>3</sup>/kg)

$h_a$  : enthalpie du point de d'entrée d'air en (kJ/kgas)

$h_b$  : enthalpie du point de sortie d'air en (kJ/kgas)

En été :

$$P = \frac{27000}{0,87 \cdot 3600} (60,83 - 27,42) = 288,01 \text{ kW}$$

En hiver :

$$P = \frac{27000}{0,83 \cdot 3600} (51,54 - 35,354) = 146,25 \text{ kW}$$

La puissance des batteries est estimative à **288 kw** pour l'été et **146 kw** pour l'hiver.

### **III.6. Pertes de charge totales du réseau de soufflage :**

#### **III.6.1. Calcule des pertes de charge linéaires**

La formule pour calculer les pertes de charge linéiques est la suivante [12].

$$\Delta p = \frac{\lambda}{D} \frac{\rho V^2}{2} L [\text{Pa}] \quad (\text{III.12})$$

$\lambda$  : coefficient de perte de charge.

$L$  [m] : la longueur de la tuyauterie.

$D$  [mm] : le diamètre de la tuyauterie.

$V$  [m/s] : la vitesse du fluide.

$\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] : la masse volumique du fluide.

En utilisant cette formule, vous pouvez calculer les pertes de charge linéiques en substituant les valeurs appropriées pour le débit d'air et le diamètre de la conduite.

#### **III.6.2. Calcule des pertes de charge singulière :**

Pour calculer les pertes de charge singulières on applique la loi suivante [13].

$$\Delta P = \frac{1}{2} \rho \lambda V^2 (\text{Pa}) \quad (\text{III.13})$$

Avec :

$\Delta P$  : pertes de charge (Pa).

$\rho$  : masse volumique de l'air (kg/m<sup>3</sup>).

$\lambda$  : coefficient de pertes de charge (sans dimension).

V : vitesse de l'écoulement de l'air.

Tableau III.6: Valeurs des pertes de charge linéaires du réseau de soufflage.

Repère	local	DIAMETR E CAREE	DIAMETR E	DIAMETR E	vitesse de Calcul	longeur	viscosité	REYNOLD S	dzeta	lambda	Rou	PdC Linéaire	PdC singuliere	PdC Total
		[mm]	[mm]	[m]	[m/s]	[m]	[m <sup>2</sup> /s]				[kg/m <sup>3</sup> ]	[Pa]	[Pa]	[pa]
	Grille		315	0,315	4		0,0000156				1,173		0,9	
	longeur 1		315	0,315	4	1	0,0000156	80769,231		0,0147851	1,173	1,7618167		
	coude 90		315	0,315	4		0,0000156		0,5		1,173		4,692	
	longeur 2		315	0,315	4	5,63	0,0000156	80769,231		0,0147851	1,173	9,9190279		
	coude T		400	0,4	4		0,0000156		1,4		1,173		13,1376	
	longeur 3		400	0,4	4	5,4	0,0000156	102564,1		0,0140666	1,173	7,1277615		
	coude T		500	0,5	4		0,0000156		1,4		1,173		13,1376	
	longeur 4		500	0,5	4	5,5	0,0000156	128205,13		0,0134408	1,173	5,5496456		
CTA	coude T		560	0,56	4		0,0000156		1,4		1,173		13,1376	
	longeur 5		560	0,56	4	5,55	0,0000156	143589,74		0,0131391	1,173	4,8878561		
	coude T		630	0,63	4		0,0000156		1,4		1,173		13,1376	
	longeur 6		630	0,63	4	5,7	0,0000156	161538,46		0,0128362	1,173	4,359319		336,59385
	coude T		710	0,71	4		0,0000156		1,4		1,173		13,1376	
	longeur 7		710	0,71	4	1,1	0,0000156	182051,28		0,0125394	1,173	0,7292185		
	coude 90		710	0,71	4		0,0000156		0,5		1,173		4,692	
	longeur 8		710	0,71	4	6	0,0000156	182051,28		0,0125394	1,173	3,9775555		
	coude T		1000	1	4		0,0000156		1,4		1,173		13,1376	
	longeur 9		1000	1	4	5,86	0,0000156	256410,26		0,0117438	1,173	2,5831686		
	coude T		1200	1,2	4		0,0000156		1,4		1,173		13,1376	
	longeur 10		1200	1,2	4	0,2	0,0000156	307692,31		0,0113508	1,173	0,0710104		
	coude T		1500	1,5	4		0,0000156		1,4		1,173		13,1376	
	longeur 11		1500	1,5	4	0,89	0,0000156	384615,38		0,0108961	1,173	0,2426702		
	filtre				4		0,0000156	0					180	
											<b>Total</b>	<b>41,2091</b>	<b>295,385</b>	

Pour connaître les valeurs des pertes de charge statique du réseau de reprise, veuillez-vous référer à l'annexe 6.

**III.7. Conclusion :**

Les calculs effectués dans ce chapitre, ainsi que dans le chapitre précédent, nous aideront à choisir les composants de notre unité de traitement d'air.

# Chapitre 04 : choix d'équipements.

**IV.1. Introduction :**

Dans ce chapitre, nous examinerons les différents types d'équipements utilisés dans les systèmes de climatisation et de ventilation, en mettant l'accent sur leurs caractéristiques techniques, leurs performances et leurs avantages respectifs. Nous discuterons des critères de sélection à prendre en compte, tels que les charges thermiques, les débits d'air, les besoins de refroidissement et de chauffage, ainsi que les contraintes spécifiques du projet.

**IV.2. Choix de la chaudière :**

Le fabricant allemand nous a fourni la fiche technique suivante pour la chaudière. Cette chaudière a une puissance nominale de 150 kW, tandis que la consommation de notre piscine s'élève à 120 kW [14].

Chaudière gaz, types B et C, catégorie II <sub>2N3P</sub>		Chaudière gaz à condensation simple service
<b>Plage de puissance nominale pour un fonctionnement au gaz naturel</b>		
Caractéristiques selon la norme EN 15417		
- T <sub>D</sub> /T <sub>R</sub> = 50/30 °C	kW	32,0 à 150,0
- T <sub>D</sub> /T <sub>R</sub> = 80/60 °C	kW	de 29,0 à 136,0
<b>Plage de puissance nominale pour un fonctionnement au propane</b>		
Caractéristiques selon la norme EN 15417		
- T <sub>D</sub> /T <sub>R</sub> = 50/30 °C	kW	32,0 à 150,0
- T <sub>D</sub> /T <sub>R</sub> = 80/60 °C	kW	29,0 à 136,0
<b>Débit calorifique nominal</b>		
- Pour un fonctionnement au gaz naturel	kW	30,0 à 142,0
- Pour un fonctionnement au propane	kW	de 30,0 à 142,0
<b>Type</b>		B2HA
<b>Numéro CE du produit</b>		CE-0085CN0050
<b>Indice de protection</b>		IP X4 selon EN 60529
<b>Pression d'alimentation gaz</b>		
- Gaz naturel	mbar	20
	kPa	2
- Propane	mbar	50
	kPa	5
<b>Pression d'alimentation gaz maxi. admissible<sup>17</sup></b>		
- Gaz naturel	mbar	25,0
	kPa	2,5
- Propane	mbar	57,5
	kPa	5,75
<b>Niveau de puissance acoustique (indications selon EN ISO 15036-1)</b>		
- Charge partielle	dB(A)	40
- Puissance nominale	dB(A)	60
<b>Puissance électr. absorbée (à l'état de livraison)</b>	W	222
<b>Poids</b>	kg	130
<b>Capacité échangeur de chaleur</b>	l	15,0
<b>Température de départ maxi.</b>	°C	82
<b>Débit volumique maxi.</b>	l/h	8600
Valeur limite pour l'emploi d'un dispositif de découplage hydraulique		
<b>Débit d'eau d'irrigation nominal pour T<sub>D</sub>/T<sub>R</sub> = 80/60 °C</b>	l/h	5850
<b>Pression de service adm.</b>	bar	6
	MPa	0,6
<b>Dimensions</b>		
- Longueur	mm	690
- Largeur	mm	600
- Hauteur	mm	900
<b>Raccordement gaz</b>	R	1
<b>Caractéristiques du raccordement (rapportées à la charge maxi.)</b>		
- Gaz naturel E	m <sup>3</sup> /h	15,03
- Gaz naturel LL	m <sup>3</sup> /h	17,47
- Propane	kg/h	11,10

Figure IV.1: Données technique de la chaudière 200-W, 150 KW [14].

### IV.3. Choix de la grille de soufflage :

Réf	Dimensions LxH (mm)	Débit d'air	
		20 dB(A)	30 dB(A)
051205-124020	400x200	430	620
051205-125040	500x400	890	1280
051205-126040	600x400	1020	1480
051205-126060	600x600	1400	2020

Figure IV.1 : Fiche technique

### IV.4. Choix du ventilateur :

Choix du ventilateur :

Les installations aéraulique sont généralement classées en fonction de leur pression totale

$\Delta P_{tot}$ . Les classements généralement admis sont :

- Basse pression  $\Delta P_{tot} \leq 1000$  (Pa).
- Moyenne pression  $1000 < \Delta P_{tot} \leq 5000$  (Pa).
- Haute pression  $5000 < \Delta P_{tot}$  (Pa).

La pression totale fournie par un ventilateur  $\Delta P_{tot}$  est la somme de deux pressions distinctes ; dynamique et statique :

$$\Delta P_{tot} = \Delta P_{dyn} + \Delta P_{stat} \text{ (Pa)}$$

$\Delta P_{dyn}$  : correspond à la surpression nécessaire pour générer la vitesse désirée dans le circuit aéraulique

$\Delta P_{stat}$  : correspond aux frottements que l'air doit vaincre pour s'écouler dans le circuit autrement dit ce sont les pertes de charge que l'on a calculée préalablement.

On doit alors uniquement calculer la surpression  $\Delta P_{dyn}$  pour pouvoir caractériser notre ventilateur celle-ci se calcule comme suit. [15]

$$\Delta P_{dyn} = \frac{1}{2} \rho V^2 \text{ (Pa)}$$

$\rho$  : est la masse volumique de l'air ( $\text{kg/m}^3$ ).

V : est la vitesse de l'écoulement (m/s).

$$\Delta P_{dyn} = 150.472 \text{ (Pa)}$$

$$\Delta P_{tot} = 487.062 \text{ (Pa)}$$

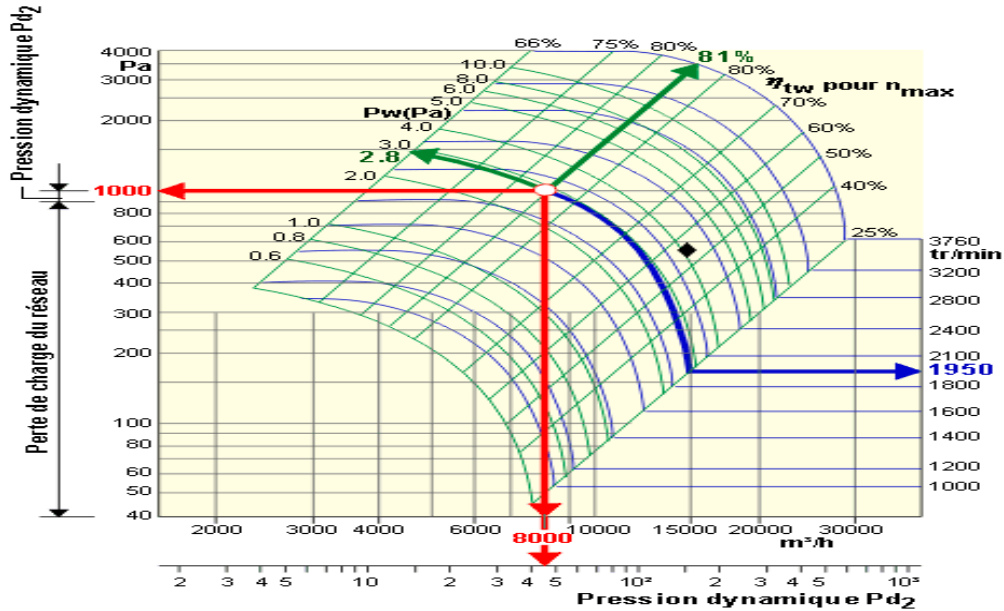


Figure IV.2 : Grandeurs caractéristiques du ventilateur de soufflage. [16]

### IV.5. Choix des filtres :

Les filtres jouent un rôle essentiel en capturant les particules et les contaminants présents dans l'air, améliorant ainsi la qualité de l'air intérieur et assurant le confort et la santé des occupants.

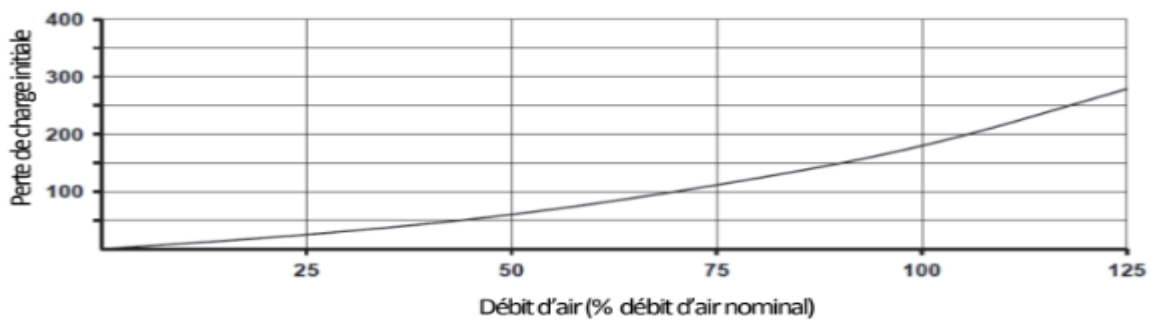


Figure IV.3: Courbe des pertes de charge du filtre F9 [17]

<ul style="list-style-type: none"><li>▪ Classe de filtration :<ul style="list-style-type: none"><li>- F9 norme EN 779:2012 - efficacité moyenne : &gt; 98 %</li><li>- ePM1 80% norme ISO 16890</li></ul></li><li>▪ Classification au feu : DIN EN 13501 : E</li><li>▪ Structure polypropylène</li><li>▪ Média filtrant miniplis synthétique spunbond</li><li>▪ Humidité relative : 100%</li><li>▪ Perte de charge finale recommandée : 450 Pa</li><li>▪ Température maximum d'utilisation : 80°C en continu</li><li>▪ Tolérance des mesures +/- 2 mm</li></ul>
--

Figure IV.4: Les caractéristique du filtre F9 dans la fiche technique

#### IV.6. Choix de groupe d'eau glacée :

Afin d'obtenir les conditions intérieures optimales, on doit faire le bon choix d'équipement, car l'installation doit fournir une puissance capable d'asservir le local.

La puissance frigorifique calculée par l'intermédiaire du bilan thermique a donné une valeur estimative de 129kW pour l'ensemble de la piscine. Le catalogue de TRANE nous permet de choisir le groupe de refroidissement modèle KM Cool 150 M. (**Annexe 4**)

#### IV.7. Conclusion :

Le choix des équipements appropriés nécessite une analyse approfondie des caractéristiques techniques, des performances, de la fiabilité et de la compatibilité avec les autres composants du système. Il est également essentiel de considérer les exigences de maintenance et de durabilité à long terme.

# Conclusion générale

## **Conclusion générale**

En conclusion, ce projet de dimensionnement d'une centrale de traitement d'air nous a permis d'atteindre nos objectifs avec succès. Nous avons réalisé une analyse approfondie et méticuleuse pour déterminer les spécifications essentielles de la centrale, telles que la puissance frigorifique et calorifique requises, les diamètres des conduites et les dimensions des réseaux aérauliques.

En effectuant des calculs de bilans thermiques conformément aux normes applicables, l'application CTBAT pour apporter des modifications au niveau de l'isolement de notre piscine, et en utilisant des outils tels que AutoCAD pour déterminer les dimensions et les matériaux du bâtiment, nous avons pu évaluer les apports et les déperditions d'énergie à couvrir. Cette étape nous a permis de tracer le cheminement de l'air à travers l'unité de traitement d'air, depuis son entrée extérieure jusqu'au local à conditionner.

Une fois les puissances calculées, nous avons soigneusement sélectionné les équipements répondant aux exigences spécifiques du projet. Nous avons ensuite dimensionné les réseaux aérauliques en utilisant des schémas sur AutoCAD, en choisissant les composants adéquats tels que les bouches de diffusion et d'extraction, et en calculant les pertes de charge de chaque organe. Enfin, nous avons sélectionné un ventilateur capable de couvrir les pertes de charge et de fournir le débit d'air souhaité.

Ce projet nous a permis d'approfondir nos connaissances en matière de dimensionnement des centrales de traitement d'air, ainsi que des aspects techniques et énergétiques associés.

## Références bibliographiques

- [1] ABC-Clim disponibles sur : <https://www.abcclim.net>
- [2] : ALEC, agence locale de l'énergie, bureau d'étude six<<centrale de traitement d'aire>>.
- [3] : P.jacquard et S.Sandre. La pratique de la climatisation. Dunod, 2006
- [4] GHP (Gas Heat Pump)
- [5] Document Technique Règlementaire C 3.2
- [6] Document Technique Règlementaire C 3.4
- [7] COSTIC (expert français du génie climatique et de l'installation technique du bâtiment) disponible sur : <https://www.costic.com>
- [8] ASHRAE 1995 (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers)
- [9] CTBAT (Calcul thermiques des bâtiments) disponible sur le site <https://ctbat.net>
- [10] IZI disponible sur site <https://izi-by-edf.fr>
- [11] Mémoire de fin d'étude
- Etude et dimensionnement d'un système de traitement d'air d'une clinique
- Réaliser par LOUALI Fatiha      promotion 2012/2013
- [12] Jean Ligen. Michel Le Guay. Le **boussicaud pertes de charge**. Les éditions parisiennes
- 2007.
- [13] J.Desmons, Génie Climatique, 2ème édition
- [14] Entreprise allemande spécialisée dans la fabrication de chaudières, site <https://www.viessmann.fr>
- [15] Dimclim disponible sur : <https://dimclim.fr>
- [16] Grandeurs caractéristiques des ventilateurs disponible sur : <https://energieplus-lesite.be>
- [17] Prime climate disponible sur : <http://www.primeclimate.ru/about.html>
- [18] Catalogue de carrier disponible sur le site: <https://www.carrierpm.cz>

ANNEXE 1 : Zone climatique

Wilaya	Communes	Zone
07 BISKRA	Toutes les communes	D
08 BECHAR	Toutes les communes	D
09 BLIDA	Toutes les communes	B
10 BOUIRA	<p><b>Groupe de Communes 1 :</b> Aghbalou - Ahl El Ksar - Aïdane - Ain El Hadjar - Ain Laloui - Ain Turk - Bechloul - Bordj Okhriss - Bouira - Chorfa - Dirah - El Adjiba - El Asnam - El Hachimia - El Hakimia - Hadjera Zerga - Haïzer - Maamora - M'Chedallah - Mezdour - Oued El Berdi - Ouled Rached - Saharidj - Taghzout - Taguedit</p> <p><b>Groupe de Communes 2 :</b> Toutes les communes autres que celles figurant au groupe de communes 1.</p>	C B
11 TAMANRASSET	<p><b>Groupe de Communes 1 :</b> In Ghar - In Salah</p> <p><b>Groupe de Communes 2 :</b> Toutes les communes autres que celles figurant au groupe de communes 1</p>	D' D
12 TEBESSA	<p><b>Groupe de Communes 1 :</b> Bir El Ater - El Mezeraa - El Ogla El Malha - Ferkane - Negrine - Oum Ali - Saf Saf El Ouesra - Stah Guentis - Thlidjene</p> <p><b>Groupe de Communes 2 :</b> Toutes les communes autres que celles figurant au groupe de communes 1.</p>	D C
13 TLEMCEM	<p><b>Groupe de Communes 1 :</b> Beni Rached - Dar Yaghmouracene - Ghazaouet - Honaine - Marsa Ben M'Hidi - Msirda Fouaga - Souahlia - Souk Thlata</p> <p><b>Groupe de Communes 2 :</b> Aïn Ghoraba - Aïn Tallout - Azaïls - Beni Bahdel - Beni Boussaïd - Beni Semiel - Beni Snouss - El Aricha - El Bouihi - El Gor - Sebdou - Sidi Djillali</p> <p><b>Groupe de Communes 3 :</b> Toutes les communes autres que celles figurant aux groupes de communes 1 et 2.</p>	A C B
14 TIARET	<p><b>Groupe de Communes 1 :</b> Djillali Ben Amar - Ghertoufa - Mechraa Safa - Meghila - Oued Lili - Rahouia - Sebt</p> <p><b>Groupe de Communes 2 :</b> Sidi Ali Mellal - Tidda.</p> <p><b>Groupe de Communes 3 :</b> Toutes les communes autres que celles figurant aux groupes de communes 1 et 2</p>	B B' C
15 TIZI OUZOU	<p><b>Groupe de Communes 1 :</b> Aghrib - Aït Chaffa - Akerrou - Azzefoun Iflissen - Mizrana - Tizirt - Zekri</p> <p><b>Groupe de Communes 2 :</b> Toutes les communes autres que celles figurant au groupe de communes 1.</p>	A B
16 ALGER	Toutes les communes	A
17 DJELFA	<p><b>Groupe de Communes 1 :</b> Amoura - Deldoul - Guettara - Oum El Adam - Seb Rahal - Selmana</p> <p><b>Groupe de Communes 2 :</b> Toutes les communes autres que celles figurant au groupe de communes 1.</p>	D C

## ANNEXE 2 : Caractéristiques thermophysiques des matériaux

Matériau	Masse volumique sèche $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> ) (W/m.°C)	Conductivité thermique $\lambda$ (J/kg.°C)	Capacité thermique c
<b>Pierres naturelles</b> (murs, revêtement de sol, revêtement muraux, ...) Roches éruptives			
- Granites, porphyres .....	2300 à 2900	3,0	936
- Basaltes .....	2700 à 3000	1,6	936
- Andésites, tufs volcaniques .....	2000 à 2700	1,1	936
Roches sédimentaires			
- Grès quartzeux .....	2000 à 2800	2,6	792
- Grès calcaireux .....	2000 à 2700	1,9	792
- Pierres calcaires			
o Pierres dures .....	2350 à 2580	2,4	936
o Pierres fermes .....	1840 à 2340	1,4	936
o Pierres tendres .....	1480 à 1830	1,0	936
o Pierres très tendres .....	≤ 1470	0,85	936
Roches métamorphiques			
- Marbre .....	≥ 2590	2,9	936
- Gneiss .....	2300 à 2900	3,0	936
- Schistes, ardoises .....	2000 à 2800	2,2	936
- Sable sec	1300	0,6	823
- Sable + gravillons	1800	1,2	792
<b>Bétons de granulats courants</b>			
Béton plein .....	2200 à 2500	1,75	1080
Béton caverneux .....	1700 à 2100	1,4	1080

Matériau	Masse volumique sèche $\rho_3$ (kg/m <sup>3</sup> )	Conductivité thermique $\lambda$ (W/m.°C)	Capacité thermique c (J/kg.°C)
<b>Béton de granulats légers</b>			
Béton caverneux de pouzzolane ou de laitier expansé .....	1400 à 1600	0,52	1080
	1200 à 1400	0,44	1080
	1000 à 1200	0,35	1080
Béton d'argile expansée ou de schiste expansé			
- Béton plein dit "de structure" .....	1600 à 1800	1,05	1080
	1400 à 1600	0,85	1080
- Béton plein dit "isolant et porteur" ..	1200 à 1400	0,70	1080
	1000 à 1200	0,46	1080
- Béton caverneux .....	800 à 1000	0,33	1080
	600 à 800	0,25	1080
<b>Bétons cellulaires</b>			
Béton autoclavé dit béton "gaz" .....	750 à 850	0,33	1080
	650 à 750	0,27	1080
	550 à 650	0,22	1080
	450 à 550	0,18	1080
	350 à 450	0,16	1080
Béton "mousse" .....	200 à 600	0,20	1080
	600 à 1200	0,50	1080
	1200 à 1800	0,80	1080
<b>Mortier (d'enduits et joints)</b>			
- Mortier bâtard .....	1900	1,15	1080
- Mortier de ciment .....	2200	1,4	1080
- Mortier de chaux .....	1800	0,87	1080
<b>Plâtres</b>			
- Plâtre gâché serré, ou très serré (plâtre de très haute dureté et plâtre projeté) .....	1100 à 1300	0,50	936
- Plâtre courant d'enduit intérieur .....	750 à 1000	0,35	936
- Carreaux de plâtre pleins .....	900 à 1000	0,35	936
<b>Panneaux ou plaques de plâtre</b>			
- Panneaux courant .....	750 à 1000	0,35	792
- Panneaux à parement de carton spécial feu .....	800 à 900	0,30	792
<b>Brique silico-calcaire</b>			
- Brique pleine .....	1600 à 1800	0,80	936
	1800 à 2000	1,00	936
	≥ 2000	1,10	936
- Brique perforée .....	1400 à 1600	0,70	936
	1200 à 1400	0,56	936
<b>Bois (parquets, revêtements muraux, etc.)</b>			
- Feuillus mi-lourds (chêne, hêtre dur, fruitiers) .....	600 à 750	0,23	2160
- Résineux très lourds .....	600 à 750	0,23	2160
- Feuillus légers (tilleul, érable, chêne, hêtre tendre) .....	450 à 600	0,15	2160
- Résineux mi-lourds (pin sylvestre, pin maritime) .....	450 à 550	0,15	2160
- Résineux légers (sapin, épicéa) .....	300 à 450	0,12	2160
- Feuillus très légers (peupliers) .....	300 à 450	0,12	2160
<b>Liège</b>			
- Comprimé .....	500	0,10	1512
- Expansé pur .....	100 à 150	0,044	1512
- en granulats en vrac .....	120	0,06	1512

Matériau	Masse volumique sèche $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	Conductivité thermique $\lambda$ (W/m.°C)	Capacité thermique c (J/kg.°C)
<b>Panneaux ou plaques de bois</b>			
- Fibragglos (panneaux de fibres de bois agglomérés avec un liant hydraulique) .....	450 à 550	0,15	1512
	350 à 450	0,12	1512
	250 à 350	0,10	1512
- Panneaux de fibres comprimées .....	650 à 750	0,17	1512
	550 à 640	0,14	1512
	450 à 540	0,12	1512
	360 à 440	0,10	1512
- Panneaux tendres, dits aussi isolants.....	200 à 250	0,07	1512
- Contreplaqué	450 à 550	0,15	1512
<b>Tuiles</b> .....	1900	0,80	936
<b>Verre</b> .....	2700	1,10	792
<b>Amiante ciment</b> .....	1400 à 1800	0,95	864
	1000 à 1400	0,65	864
<b>Asphalte</b> .....	2100	0,70	1044
<b>Bitume</b> (cartons feutres et chapes, couples imprégnées) .....	1000 à 1100	0,23	1656
<b>Mastics pour joints et garnitures d'étanchéité</b> (silicones, polyuréthanes, acryliques) .....	1000 à 1650	0,40	1404
<b>Terre</b> (pisé, béton de terre stabilisée, blocs de terre comprimée, terre cuite) .....	1700 à 2000	1,15	936
<b>Revêtement de sol et muraux</b> Produits en céramique (carreaux et dalles) .....	1900	1,0	936
Carreaux de mosaïque de marbre dit "granito" .....	2200	2,1	936
<b>Polychlorures de vinyle</b> - compact .....	1300 à 1400	0,2	1404
- en mousse .....	25 à 48	0,033	1404
<b>Matières synthétiques compactes</b> (caoutchoucs, formo-phénoliques, polyesters, polyéthylènes, polyamides) .....	900 à 1500	0,40	1404
<b>Polystyrène expansé</b> .....	9 à 13	0,046	1404
	13 à 16	0,043	1404
	16 à 20	0,040	1404
	20 à 35	0,038	1404
<b>Mousse de polyuréthane</b> .....	30 à 40	0,031	1404
	40 à 60	0,034	1404
<b>Mousses formo-phénoliques</b> .....	30 à 100	0,050	1404
<b>Matières plastiques alvéolaires</b> .....	10 à 100	0,060	1404
<b>Laines de roche</b> .....	18 à 25	0,047	612
	25 à 35	0,041	612
	35 à 80	0,038	612
<b>Laines de verre</b> .....	7 à 12	0,044	612
	12 à 18	0,039	612
	18 à 25	0,037	612
	25 à 65	0,034	612
<b>Métaux</b>			
Fer pur .....	7870	72	468
Acier .....	7780	52	468
Fonte .....	7500	56	468
Aluminium .....	2700	230	936
Cuivre .....	8930	380	432
Plomb .....	11340	35	468
Laiton .....	8400	110	468

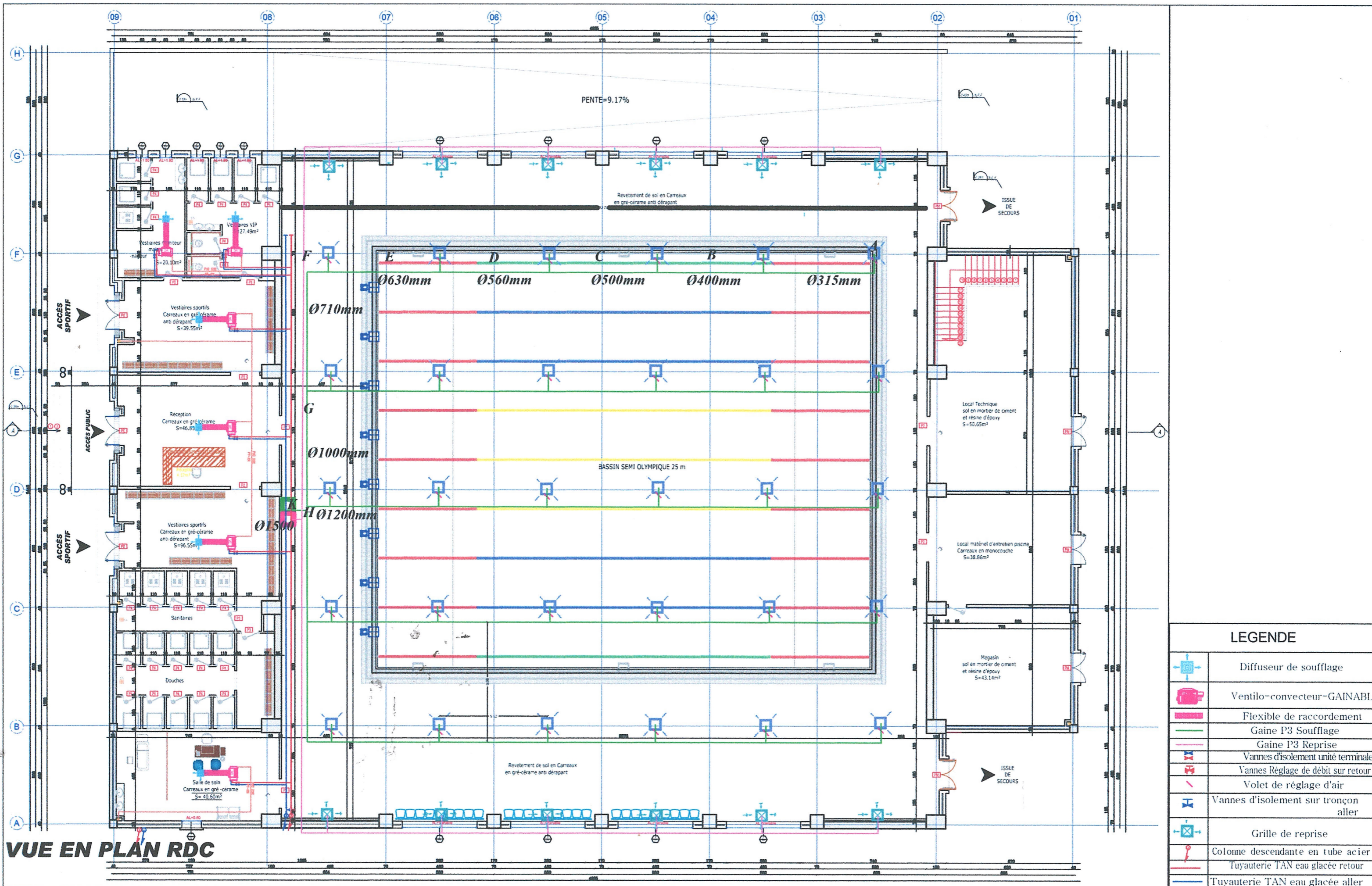
### ANNEXE 3 : Facteur solaire des vitrages

Type de vitrage	Epaisseur (mm)	FS
Verre à vitre : normal fort épais	2 à 3	1
	4	0,98
	5	0,96
Glace claire ordinaire	6	0,95
	8,6	0,92
	10,5	0,90
	12	0,88
Verre absorbant	5,5	0,71
Glace absorbante couleur bronze  couleur grise  couleur verte	6	0,64
	8	0,60
	10	0,54
	6	0,65
	8	0,60
	10	0,55
	6	0,63
	8	0,59
	10	0,53
Verre coloré rouge foncé bleu foncé gris foncé gris-vert opale vert opale foncé ambre	3 à 6	0,56
	3 à 6	0,60
	3 à 6	0,32
	3 à 6	0,46
	3 à 6	0,43
	3 à 6	0,37
	3 à 6	0,70

## ANNEXE 4 : Exemple de calcul de l'évaporation du plan d'eau

Calcul thermique piscine			
Donnée de base	Sym	Unités	
surface du bassin		m <sup>2</sup>	625
volume du bassin		m <sup>3</sup>	1987,98667
température du bassin		c°	24
Temps de chauffage du bassin		h	6
<b>VALEURS RESULTANTES</b>			
<b>Données psychrométriques de l'air ambiant</b>			
Altitude du site (m) m			20
<b>Température</b>			
Température sèche de l'air (ou bulbe sec)	ts	c°	26
Température humide de l'air (ou bulbe humide)	th	c°	18,77
Température de rosée	tr	c°	14,79
<b>Humidité</b>			
humidité relative de l'air	Hr	%	50
Humidité spécifique à saturation à la température sèche	H <sub>ss</sub>	kg/kg d'air	0,0135
Humidité spécifique de l'air	Hs	kg/kg d'air	0,0105
<b>Enthalpie, chaleur</b>			
Enthalpie spécifique (ou chaleur totale)	H	kJ/kg k	53,48
Chaleur spécifique de l'air sec	cpa	kJ/kg k	
<b>Pression exercée par l'air</b>			
Pression totale du mélange (air humide) - Pression atmosphérique	patm	kpa/m <sup>2</sup>	
Pression de vapeur à saturation à la température sèche	pvs	kpa/m <sup>2</sup>	3,377
Pression partielle de vapeur dans l'air ambiant (de même tension maxi de vapeur à la température de rosée)	pv	kpa/m <sup>2</sup>	1,688
<b>Volume de l'air à la température sèche</b>			
Volume spécifique de l'air humide / Kg d'air sec	v	m <sup>3</sup> /kg d'air sec	0,86
Masse volumique de l'air humide	Mv	m <sup>3</sup> /kg d'air humide	
<b>Données de calcul du bassin de la piscine</b>			
température de l'eau			24
<b>Données de l'air en contact avec la surface du plan d'eau</b>			
Pression de vapeur à saturation à la surface de l'eau	p <sub>w</sub>	kpa/m <sup>2</sup>	2,99
Humidité spécifique à saturation	H <sub>sμ</sub>	kg/kg d'air	0,012
Volume spécifique de l'air	v <sub>μ</sub>	m <sup>3</sup> /kg d'air sec	0,86
Chaleur latente de vaporisation à saturation	Y	kJ/kg vapeur	2440,52925
<b>Quantité d'eau évaporée du bassin</b>			
Vitesse du vent (v) (piscine abritée = 1 m/s)	V	m/s	0,15
Evaporation au m <sup>2</sup> y/c activités baigneurs	W	kg/h m <sup>2</sup>	0,19345872
Evaporation totale à la surface du plan d'eau		kg/h	120,911698
<b>Apports thermique par le plan d'eau</b>			
Apport sensibles par rayonnement	A1	W	5892,91243
Apports sensible par convection	A2	W	80755,8125
Apports latents par vaporisation	A3	W	52781,25
<b>TOTAL des Apport par le bassin</b>		<b>W</b>	<b>139429,975</b>

Annexe 5: les dimensions de réseau soufflage et reprise



**ANNEXE 6: Valeurs des pertes de charge statique du réseau de reprise.**

Repère	local	DIAMETRE CAREE	DIAMETRE CIRCULAIR	DIAMETRE CIRCULAIR	vitesse de Calcul	longeur	viscosité	REYNOLDS	dzeta	lambda	Rou	PdC Linéaire	PdC singuliere	PdC Total
		[mm]	[mm]	[m]	[m/s]	[m]	[m <sup>2</sup> /s]				[kg/m <sup>3</sup> ]	[Pa]	[Pa]	[pa]
	GRILLE		450		5								0,9	
	longeur 1		450	0,45	5	1	0,0000156	144230,769		0,0137305	1,173	1,78954178		
	coude 90		450	0,45	5		0,0000156		0,5		1,173		7,33125	
	longeur 2		450	0,45	5	5,89	0,0000156	144230,769		0,0137305	1,173	10,5404011		
	coude T		630	0,63	5		0,0000156		1,4		1,173		20,5275	
	longeur 3		630	0,63	5	5,4	0,0000156	201923,077		0,01283607	1,173	6,45287662		
	coude T		630	0,63	5		0,0000156		1,4		1,173		20,5275	
	longeur 4		630	0,63	5	5,4	0,0000156	201923,077		0,01283607	1,173	6,45287662		
CTA	coude T		800	0,8	5		0,0000156		1,4		1,173		20,5275	
	longeur 5		800	0,8	5	5,74	0,0000156	256410,256		0,01225308	1,173	5,15626519		
	coude T		800	0,8	5		0,0000156		1,4		1,173		20,5275	
	longeur 6		800	0,8	5	5,7	0,0000156	256410,256		0,01225308	1,173	5,12033302		188,691
	coude T		800	0,8	5		0,0000156		1,4		1,173		20,5275	
	longeur 7		1200	1,2	5	1,29	0,0000156	384615,385		0,01135071	1,173	0,71564786		
	coude 90		1200	1,2	5		0,0000156		0,5		1,173		7,33125	
	longeur 8		1200	1,2	5	18,9	0,0000156	384615,385		0,01135071	1,173	10,4850733		
	coude T		1200	1,2	5		0,0000156		1,4		1,173		20,5275	
	longeur 9		1200	1,2	5	5,86	0,0000156	384615,385		0,01135071	1,173	3,2509275		
											<b>Total</b>	<b>49,9639</b>	<b>138,728</b>	

## ANNEXE 7: Fiche technique de groupe d'eau glacée

30RQ		182	202	232	262	302	342	372	402	432	462	522
<b>Puissance calorifique nominale **</b>	kW	189	212	229	280	301	333	364	405	442	502	548
Puissance électrique totale absorbée mode chaud	kW	63	74	77	96	110	119	128	148	159	180	201
<b>Puissance frigorifique nominale *</b>	kW	174	189	219	254	278	307	331	366	389	430	465
Puissance électrique totale absorbée mode froid	kW	60	72	76	99	105	124	126	146	150	165	192
<b>Poids en fonctionnement***</b>												
Unité standard avec option Euro Pack	kg	2340	2406	2432	2620	3276	3471	3578	3718	4318	4484	4694
Unité standard sans option****	kg	2160	2236	2242	2429	3045	3241	3328	3458	4028	4194	4384
<b>Fluide frigorigène</b>		R410A										
Circuit A	kg	24	24	27	27	41	41	53	54	54	53	54
Circuit B	kg	24	24	27	27	27	27	32	32	47	53	53
<b>Compresseurs</b>		Hermétique scroll 48,3 tr/s										
Circuit A		1	1	2	2	3	3	4	4	4	4	4
Circuit B		2	2	2	2	2	2	2	2	3	4	4
Nombre d'étages de puissance		3	3	4	4	5	5	6	6	7	8	8
Puissance minimale	%	28	33	25	25	18	20	15	17	13	11	13
<b>Régulation</b>		PRO-DIALOG Plus										
<b>Echangeurs à air</b>		Tubes en cuivre rainuré et ailettes en aluminium										
<b>Ventilateurs</b>		Axial à volute tournante, FLYING BIRD 4										
Quantité		4	4	4	4	5	5	6	6	7	8	8
Débit d'air total	l/s	18056	18056	18056	18056	22569	22569	27083	27083	31597	36111	36111
Vitesse de rotation	tr/s	15,7	15,7	15,7	15,7	15,7	15,7	15,7	15,7	15,7	15,7	15,7
<b>Echangeur à eau</b>		Echangeur à eau à détente directe bi-circuit à faisceau multitubulaire										
Volume d'eau	l	110	110	110	110	110	125	113	113	113	113	113
Pression max. de fonctionnement côté eau sans module hydraulique	kPa	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000
<b>Connexions d'eau sans module hydraulique</b>		Type victaulic										
Connexions	pouce	3	3	3	3	4	4	6	6	6	6	6
Diamètre externe	mm	88,9	88,9	88,9	88,9	114,3	114,3	168,3	168,3	168,3	168,3	168,3

## Niveaux sonores

30RQ		182	202	232	262	302	342	372	402	432	462	522
<b>Unité avec option bas niveau sonore</b>												
Puissance Acoustique 10 <sup>-12</sup> W*	dB(A)	89	89	89	89	90	90	91	91	92	92	92
Pression Acoustique à 10 m**	dB(A)	57	57	57	57	58	58	59	59	60	60	60
<b>Unité Standard</b>												
Puissance Acoustique 10 <sup>-12</sup> W*	dB(A)	91	91	91	91	92	92	93	93	94	94	94
Pression Acoustique à 10 m**	dB(A)	59	59	59	59	60	60	61	61	62	62	62