

**RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE**  
**MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR**  
**ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE**

**UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA**  
**FACULTÉ DE TECHNOLOGIE**  
**DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE**

MEMOIRE

PRÉSENTÉ POUR L'OBTENTION DU DIPLÔME DE

**MASTER**

FILIÈRE : GÉNIE MÉCANIQUE

SPÉCIALITÉ : IET /EN

PAR :

YAHIA SONIA

YETTOU BAYA

**Thème**

---

**Dimensionnement d'une centrale de traitement d'air pour un local de  
stockage de produits agro-alimentaires.**

---

Soutenu le 11/10/2020 devant le jury composé de:

Mr. H.ALI AGHA

Président

Mr. A.DJERRADA

Rapporteur

Mr. M.HAMDI

Examineur

ANNÉE UNIVERSITAIRE 2019-2020

## *Remerciements*

*Nos remerciements vont tout premièrement ,à Dieu le tout puissant qui nous a donné la foi, le courage et la patience de parvenir à finir ce modeste travail .*

*Nos vifs remerciements vont à Mr A. DJERRADA, notre promoteur, pour son aide, ces critiques constructives, ses explications et suggestions pertinentes et pour la qualité de ses orientations tout au long de ce travail et pour avoir apporté tant de soins à la réalisation de ce mémoire.*

*Nous remercions également le président de l'entreprise H Centre Mr KHALED RAMDANI pour son aide ET sa générosité.*

*Nous remercions les membres du jury qui nous font honneur en acceptant d'examiner et de juger notre travail.*

*Enfin, nous remercions particulièrement nos parents, pour leurs soutiens inconditionnels tout au long de ces longues années d'études.*

## *Dédicaces*

*Je dédie ce travail:*

*À ma chère mère,*

*À mon Cher père,*

*Pour tout leurs sacrifices, leur amour, leurs  
encouragements et leurs prières*

*À ma chère soeur louiza*

*À mes Cher frères llyes et Zizou*

*À mes grands parents*

*À toute ma familles*

*À tout mes amis B·A*

*Sonia yahia*

# dedicaces

*Je dédie ce modeste travail :*

*A mes chers parents qui m'ont toujours soutenu, encouragé et*

*Donné la force d'aller au bout de ce parcours.*

*A la mémoire de mes grands parents que la paix soit avec eux.*

*Je le dédie également à mon cher frère Walid et ma chère sœur Lilia qui  
m'ont aidé à bien surmonter des obstacles.*

*Sans oublier ma binôme Sonia et toute sa famille, son esprit d'équipe  
qui nous à aidé pour bien mener notre modeste*

*Travail.*

*Et sans oublier mes chères amies Lydia , Naoual et Kahina et surtout  
mon cher Djaafar qui a été toujours à mes cotés Tout au long de l'année  
avec ses encouragements inlassable.*

*A tous ceux qui me connaissent et qui ont contribué de près ou de loin à  
la réalisation de ce mémoire.*

*Baya.Y*

# SOMMAIRE

---

Liste des figures.....	(i)
Liste des tableaux.....	(ii)
Nomenclature.....	(iii)
Introduction générale .....	(1)

## CHAPITRE I : GENERALITES SUR LA CLIMATISATION

Introduction.....	(3)
I.1 Air atmosphérique.....	(3)
I.2 Air humide.....	(3)
I.3 Air saturé.....	(8)
I.4 Diagramme de l'air humide.....	(9)
I.5 Procédés de traitement de l'air humide.....	(11)
I.6 Centrale de traitement d'air .....	(15)
I.7 Principe de fonctionnement .....	(15)
I.8 Domaines d'application.....	(16)
I.9 Les types de centrales de traitement d'air.....	(16)
I.10. Les éléments fondamentaux d'une centrale et leurs fonctions.....	(19)
Conclusion.....	(22)

## CHAPITRE II : REGLEMENTATION THERMIQUE

Introduction	
II.1 Charges d'un local.....	(23)
II.2 Conditions de base extérieures.....	(23)
II.3 Conditions de base intérieures.....	(24)
II.4 Apports calorifiques.....	(26)

## SOMMAIRE

---

<b>II.5 Apport à travers les parois opaques.....</b>	<b>(26)</b>
<b>II.6 Calculs des apports de chaleur internes.....</b>	<b>(28)</b>
<b>II.7 Apport de chaleur par introduction d'air extérieur.....</b>	<b>(29)</b>
<b>II.8 Déperditions calorifiques.....</b>	<b>(31)</b>
<b>II.9 Déperditions surfaciques par transmission à travers les parois.....</b>	<b>(32)</b>
<b>II.10 Déperditions à travers les ponts thermiques.....</b>	<b>(33)</b>
<b>II.11 Déperditions par les infiltrations d'air.....</b>	<b>(35)</b>
<b>II.12 Puissance de chauffage à installer.....</b>	<b>(36)</b>
<b>Conclusion.....</b>	<b>(36)</b>

### CHAPITRE III : BILAN THERMIQUE

<b>Introduction.....</b>	<b>(37)</b>
<b>III.1 Représentation du local.....</b>	<b>(37)</b>
<b>III.2 Calcul du coefficient de transmission K .....</b>	<b>(40)</b>
<b>III.3 Apport des parois opaques extérieures.....</b>	<b>(41)</b>
<b>III.4 Apports des parois opaques intérieures.....</b>	<b>(43)</b>
<b>III.5 Apports des parois en contact avec le sol.....</b>	<b>(43)</b>
<b>III.6 Apports totaux des parois opaques.....</b>	<b>(44)</b>
<b>III.7 Calculs des apports de chaleur par introduction d'air extérieur.....</b>	<b>(44)</b>
<b>III.8 Apport de chaleur par introduction de marchandise.....</b>	<b>(45)</b>
<b>III.9 Calculs des gains internes.....</b>	<b>(45)</b>
<b>III.10 Calculs des apports de chaleur internes.....</b>	<b>(46)</b>
<b>III.11 Calculs des apports calorifiques sensibles et latents.....</b>	<b>(47)</b>
<b>III.12 Calculs des apports calorifiques totaux.....</b>	<b>(48)</b>

## SOMMAIRE

---

<b>III.13 Déperditions due aux chambres froides.....</b>	<b>(48)</b>
<b>III.14 Calcul de la puissance frigorifique.....</b>	<b>(50)</b>
<b>III.15 Calculs des déperditions surfaciques par transmission à travers les parois.....</b>	<b>(51)</b>
<b>III.16 Déperditions à travers les ponts thermiques <math>D_{ij}</math>.....</b>	<b>(53)</b>
<b>III.17 Déperdition à travers les parois en contact avec le sol <math>D_{sol}</math>.....</b>	<b>(53)</b>
<b>III.18 Déperditions à travers les parois en contact avec les locaux non chauffés <math>D_{ln}</math>....</b>	<b>(54)</b>
<b>III.19 Déperditions par renouvellement d'air.....</b>	<b>(55)</b>
<b>III.20 Déperditions due aux chambres froides.....</b>	<b>(56)</b>
<b>III.21 Déperditions totales.....</b>	<b>(56)</b>
<b>III.22 Puissance de chauffage.....</b>	<b>(56)</b>
<b>III.23 Evolution de l'air en période d'été.....</b>	<b>(57)</b>
<b>III.24 Evolution de l'air en période d'hiver.....</b>	<b>(62)</b>
<b>Conclusion .....</b>	<b>(65)</b>
<b>Conclusion générale.....</b>	<b>(66)</b>

## LISTE DES FIGURES

---

<b>Figure I.1</b> : Représentation des courbes de l'humidité dans le diagramme psychométrique. (6)	(6)
<b>Figure I.2</b> : Température humide et température sèche .....(7)	(7)
<b>Figure I.3</b> : Température de rosée.....(8)	(8)
<b>Figure I.4</b> : Diagramme de CARRIER.....(10)	(10)
<b>Figure I.5</b> : Mélange adiabatique.....(12)	(12)
<b>Figure I.6</b> : Evolution du mélange.....(12)	(12)
<b>Figure I.7</b> : Echauffement de l'air.....(13)	(13)
<b>Figure I.8</b> : Evolution de l'air chauffé.....(13)	(13)
<b>Figure I.9</b> : Refroidissement de l'air.....(14)	(14)
<b>Figure I.10</b> : Evolution de l'air refroidi.....(14)	(14)
<b>Figure I.11</b> : Installation de traitement de l'air.....(15)	(15)
<b>Figure I.12</b> schéma d'une CTA simple flux.....(17)	(17)
<b>Figure I.13</b> schéma d'une CTA double flux a récupération.....(18)	(18)
<b>Figure I.14</b> CTA double flux a récupération.....(18)	(18)
<b>Figure I.15</b> : Différentes parties d'une centrale.....(19)	(19)
<b>Figure I.16</b> : Batterie chaude alimentée en eau.....(20)	(20)
<b>Figure I.17</b> : Batterie froide alimentée en eau.....(20)	(20)
<b>Figure I.18</b> : Humidificateur à injection d'eau liquide.....(21)	(21)
<b>Figure I.19</b> : Humidificateur à vapeur.....(21)	(21)
<b>Figure I.20</b> : Ventilateur centrifuge.....(22)	(22)
<b>Figure II.1</b> : Déperditions d'un local.....(32)	(32)
<b>Figure II.2</b> : Différence de niveau d'un plancher par rapport au sol.....(34)	(34)
<b>Figure III.1</b> : Représentation schématique du local.....(37)	(37)

## LISTE DES FIGURES

---

- Figure III.2:** méthode de détermination de point de soufflage.....(57)
- Figure III.3 :** Représentation graphique de l'air en période d'été.....(61)
- Figure III.4 :** Représentation graphique de l'air en période d'hiver.....(64)

## LISTE DES TABLEAUX

---

<b>Tableau II. 1:</b> Conditions intérieures de base.....	(25)
<b>Tableau II. 2 :</b> Valeurs de $Z_{lim}$ pour la zone climatique A.....	(28)
<b>Tableau III. 1 :</b> Paramètres géographiques du local.....	(38)
<b>Tableau III. 2 :</b> Paramètres climatiques.....	(38)
<b>Tableau III.3 :</b> coefficients d'échange surfacique des murs intérieurs.....	(40)
<b>Tableau III.4:</b> coefficient d'échange de la toiture.....	(41)
<b>Tableau III.5 :</b> coefficient d'échange du plancher.....	(41)
<b>Tableau III. 6 :</b> Différence de température équivalente pour les murs extérieurs et le toit..	(42)
<b>Tableau III.7 :</b> Apports des parois extérieures 1, 2 ,4 et le toit.....	(43)
<b>Tableau III.8 :</b> Apports des parois opaques intérieures.....	(43)
<b>Tableau III.9:</b> Apport par les parois en contact avec le sol.....	(44)
<b>Tableau III.10:</b> Apports totaux des parois opaques.....	(44)
<b>Tableau III.11 :</b> Apports sensibles et latents dus au renouvellement d'air.....	(45)
<b>Tableau III.12</b> apport sensible et latent dus aux infiltrations.....	(45)
<b>Tableau III.13:</b> Gains dus aux occupants.....	(46)
<b>Tableau III.14 :</b> Gains dus à l'éclairage.....	(46)
<b>Tableau III.15:</b> Apports internes sensibles .....	(47)
<b>Tableau III. 16 :</b> Apports calorifiques sensibles et latents.....	(48)
<b>Tableau III. 17:</b> Apports calorifiques totaux.....	(48)
<b>Tableau III. 18 :</b> déperditions dus a la chambre froide négative.....	(49)
<b>Tableau III. 19 :</b> déperditions dus à la chambre froide positive.....	(49)
<b>Tableau III.20 :</b> coefficients d'échange surfaciques des murs intérieurs.....	(51)
<b>Tableau III.21:</b> coefficients d'échange de la toiture.....	(52)
<b>Tableau III.22 :</b> coefficients d'échange du plancher.....	(52)
<b>Tableau III. 23 :</b> Coefficient $K_{moy}$ des parois hétérogènes.....	(52)

## LISTE DES TABLEAUX

---

<b>Tableau III.24</b> : Déperditions à travers les parois opaques $D_s$ .....	(53)
<b>Tableau III.25</b> : Valeurs du coefficient de réduction de température.....	(54)
<b>Tableau III.26</b> : Coefficient $K_l$ pour le mur 2.....	(54)
<b>Tableau III.27</b> : Coefficient $K_l$ pour le mur 3.....	(55)
<b>Tableau III.28</b> : Déperdition à travers les parois en contact avec les locaux non chauffés..	(55)
<b>Tableau III.29</b> : Déperditions totales.....	(56)

## NOMENCLATURE

Symboles	Significations	Unités
$AE_S$	Apports calorifique effectifs sensible	[W]
$AE_L$	Apports calorifique effectifs latents	[W]
$A_S$	Apport calorifique sensible	[W]
$A_L$	Apport calorifique latents	[W]
$AI_S$	Apport interne sensible	[W]
$AI_L$	Apport interne latents	[W]
$AI_{S,oc}$	Gains sensibles des occupants	[W]
$AI_{L,oc}$	Gains latents des occupants	[W]
$AV$	Apports calorifiques à travers les parois vitrées	[W]
$AT_S$	Apports calorifiques totaux sensible	[W]
$AT_L$	Apports calorifiques totaux latents	[W]
$AT_{tot}$	Apports calorifique totaux ou puissance frigorifique	[W]
$AINF_S$	Apports sensibles dus aux infiltrations d'air	[W]
$AINF_L$	Apports latents dus aux infiltrations d'air	[W]
$AREN_S$	Apports calorifiques sensible dus à la ventilation des locaux	[W]
$AREN_L$	Apports calorifique latents dus à la ventilation des locaux	[W]
$APO_{tot}$	Apport de chaleur total à travers les parois opaques.	[W]
$APO_{ac}$	Apport de à travers les parois extérieure	[W]
$APO_{int}$	Apport à travers les parois extérieures	[W]
$APO_{sol}$	Apport des parois en contact avec le sol	[W]
$C_{\Delta as}$	Coefficient majorateurs des gains sensibles	-
$C_{\Delta al}$	Coefficient majorateurs des gains latents	-
$C_{S,oc}$	Puissance calorifique sensible des occupants	[W]
$C_{L,oc}$	Puissance calorifique latente des occupants	[W]
$C_{in}$	Coefficient de surpuissance	-
$C_r$	Coefficient des pertes calorifiques dues au réseau de tuyauterie	-
$Cp_{a,s}$	Chaleur massique de l'air sec	[kJ / kg <sub>a,s</sub> · °C]
$Cp_v$	Chaleur massique de la vapeur d'eau	[kJ / kg <sub>e</sub> · °C]
$D_i$	Diamètre intérieure du conduit d'air	[m]
$D_e$	Diamètre extérieure du conduit d'air	[m]

## NOMENCLATURE

---

D	Déperditions calorifiques total	[W / °C]
D <sub>B</sub>	Déperditions de base	[W / °C]
D <sub>T</sub>	Déperditions par transmission	[W / °C]
D <sub>s</sub>	Déperditions surfaciques par transmission à travers les parois	[W / °C]
D <sub>li</sub>	Déperditions à travers les ponts thermiques	[W / °C]
D <sub>inc</sub>	Déperditions à travers les parois en contact avec des locaux non chauffés	[W / °C]
D <sub>sol</sub>	Déperditions à travers les parois en contact avec le sol	[W / °C]
D <sub>R</sub>	Déperditions calorifiques par renouvellement d'air	[W / °C]
D <sub>ref</sub>	Déperditions de références	[W / °C]
E <sub>b</sub>	Ecart diurne	[°C]
H	Enthalpie massique	[kJ / kg]
h	Coefficient d'échange superficiel	[m <sup>2</sup> ·°C / W]
H <sub>a,s</sub>	Enthalpie massique sèche de l'air	[kJ / kg <sub>a,s</sub> ]
H <sub>v</sub>	Enthalpie massique de la vapeur d'eau	[kJ / kg <sub>e</sub> ]
K <sub>été</sub>	Coefficient de transmission en partie courante de la paroi considérée pour l'été	[W / m <sup>2</sup> ·°C]
K <sub>hiver</sub>	Coefficient de transmission surfacique d'hiver pour une paroi homogène	[W / m <sup>2</sup> ·°C]
K <sub>moy</sub>	Coefficient de transmission surfacique moyenne pour une paroi hétérogène	[W / m <sup>2</sup> ·°C]
K <sub>l</sub>	Coefficient de transmission linéique de la liaison	[W / m·°C]
K <sub>s</sub>	Coefficient de transmission linéique du plancher bas ou du mur	[W / m·°C]
L	Longueur intérieure de la liaison	[m]
l <sub>v</sub>	Chaleur de vaporisation de l'eau à 0°C	[kJ / kg <sub>e</sub> ]
m <sub>a,s</sub> <sup>*</sup>	Masse volumique de l'air sec	[kg/m <sup>3</sup> ]
m <sub>v</sub> <sup>*</sup>	Masse volumique de la vapeur d'eau	[kg/m <sup>3</sup> ]
m <sub>a,s</sub>	Masse de l'air sec	[kg]
m <sub>v</sub>	Masse de la vapeur	[kg]
PI	Périmètre intérieur du plancher bas sur terre-plein.	[m]
p <sub>at</sub>	Pression de l'air atmosphérique	[Pa]
p	Pression de l'air humide	[Pa]
p <sub>a,s</sub>	Pression de l'air sec	[Pa]

## NOMENCLATURE

$p_v$	Pression de la vapeur d'eau	[Pa]
$p_{sat,e}$	Pression de saturation de l'eau	[Pa]
$p_{sat,g}$	Pression de saturation de la glace	[Pa]
$p_{sat}$	Pression de saturation	[Pa]
$Q_c$	Puissance de chauffage nécessaire	[W]
$qv_{an}$	Débit d'air neuf	[m <sup>3</sup> /h]
$q_c$	Quantité de chaleur à fournir	[kJ / kg <sub>a,s</sub> ]
$q_f$	Quantité de chaleur à extraire	[kJ / kg <sub>a,s</sub> ]
$R$	Résistance thermique	[m <sup>2</sup> ·°C/ W]
$r$	Constante du gaz	[J / kg.K]
$r^s$	Humidité spécifique	[kg <sub>e</sub> / kg <sub>a,s</sub> ]
$r_{sat}^s$	L'humidité spécifique de saturation	[kg <sub>e</sub> / kg <sub>a,s</sub> ]
$r_{b,e}^s$	Humidité spécifique de base de l'air extérieur	[kg <sub>e</sub> / kg <sub>a,s</sub> ]
$S_{int}$	Surface intérieure totale de la paroi considérée	[m <sup>2</sup> ]
$S_{app}$	Surface de la zone d'apport	[m <sup>2</sup> ]
$\tau$	Coefficient de réduction de température	-
$T$	Température absolue	[K]
$V^*$	Volume massique	[m <sup>3</sup> / kg]
$V_{a,s}^*$	Volume massique de l'air sec	[m <sup>3</sup> / kg <sub>a,s</sub> ]
$V_v^*$	Volume massique de la vapeur d'eau	[m <sup>3</sup> / kg <sub>e</sub> ]
$W$	Degré de saturation	[%]
$w_n$	La puissance nominale de l'ampoule ou du tube fluorescent	[W]

Symboles grecs	Significations	Unités
$\alpha$	Facteur d'absorption	-
$\theta$	Température sèche	[°C]
$\theta_h$	Température humide	[°C]
$\theta_r$	Température de rosé	[°C]
$\theta_{b,i}$	Température sèche de base de l'air intérieur	[°C]
$\theta_{b,e}$	Température sèche de base de l'air extérieure	[°C]
$\theta_m$	Température sèche moyenne	[°C]
$\theta_{inc}$	Température de local non conditionné	[°C]

## NOMENCLATURE

---

$\Delta\theta_{inc}$	Ecart de température sèche entre un espace non conditionné et un local conditionné	[°C]
$\Delta\theta_{eq}$	Différence de température équivalente à l'heure t	[°C]
$\Delta\theta_{eqs}$	Différence de température équivalente à l'heure t pour une paroi à l'ombre	[°C]
$\Delta\theta_{eqm}$	Différence de température équivalente à l'heure t pour une paroi ensoleillée	[°C]
$\lambda$	Conductivité thermique	[W / m·°C]
$\Psi$	Humidité relative	[%]
$\Psi_{b,i}$	Humidité relative de base de l'air intérieur	[%]
$\Psi_{b,e}$	Humidité relative de base de l'air extérieure	[%]

### Abréviations

---

At	Atmosphérique
a,s	Air sec
v	Vapeur d'eau
s	Spécifique
sat	Saturation
g	Glace
c	Chaud
f	Froid
b	Base
e	Extérieure
int	Intérieure
a	Air
m	Moyen
alt	Altitude
tot	Total
S	Sensible
L	Latents
eq	Équivalente
inc	Local non climatisé
app	Apport
oc	Occupant

# INTRODUCTION GENERALE

---

## Introduction générale

Afin de préserver le confort et l'hygiène d'un bâtiment, il est indispensable de mettre en place un système de ventilation ou une centrale de traitement d'air approprié aux locaux et à leurs usages. Cet équipement doit pouvoir maîtriser les niveaux de température et d'humidité ambiante, ainsi que la qualité de l'air intérieur, tout en évitant les courants d'air.

La climatisation industrielle se distingue de la climatisation résidentielle par l'importance et l'intensité de son fonctionnement. Elle est réservée au conditionnement de petites ou grandes pièces telles que les ateliers ou les bureaux. Elle apporte un confort important, non seulement pour les employés mais également indispensable pour assurer le processus de production des produits et leurs stockages.

Les centrales de traitement de l'air sont devenues incontournables dans le secteur industriel agro-alimentaire. Ces derniers doivent respecter des règles d'hygiène, d'environnement et de sécurité alimentaire. Pour cela elles doivent maintenir des conditions spécifiques de température, d'humidité et de filtration pour maintenir la qualité de leurs produits, tout en réduisant leur consommation d'énergie, le traitement assainit l'air, mais permet également de limiter l'excès de vapeur d'eau et des polluants (poussières, bactéries, champignons...etc.). Le froid permet de conserver ces produits pour une longue durée, tout en gardant leurs propriétés gustatives et nutritives

Les installations de la climatisation assure l'ensemble des quatre traitements d'air : chauffage, refroidissement, humidification et déshumidification. En règle générale, elle est aussi équipée d'un système automatique de régulation de la température et de l'humidité. Leur rôle principal est la récupération de l'énergie de l'air extrait et les économies réalisées sur les coûts de fonctionnement de leurs différents composants.

Notre étude consiste à dimensionner une centrale de traitement d'air, pour un hangar de stockage de produits agro-alimentaires.

L'objet de notre étude sera consacré, tout d'abord, à la vérification des conditions de stockage des aliments, ensuite, nous allons étudier et dimensionner l'installation de traitement d'air qui nous permettra, d'obtenir de l'air avec des paramètres convenables.

Notre travail se divisera en 3 chapitres :

## INTRODUCTION GENERALE

---

Le premier chapitre ‘Généralités sur l’air humide’, fait l’objet d’une étude bibliographique concernant l’air humide et ses différentes grandeurs caractéristiques, ensuite, on présentera l’installation de traitement d’air, ainsi que les différents équipements utilisés pour assurer le conditionnement de l’air.

Le second chapitre ‘Règlementation thermique’, sert à utiliser le document technique règlementaire « DTR » pour la détermination des besoins calorifiques et frigorifiques du local.

Le dernier chapitre ‘Bilan thermique’ consistera à exposer les données du projet et les calculs nécessaires pour la détermination des puissances de chauffage et de climatisation.

**CHAPITRE I**  
**GENERALITES SUR LA**  
**CLIMATISATION**

## Introduction

Le conditionnement d'air signifie le traitement de l'air en température, humidité et qualité d'air pour créer une atmosphère contrôlée et pour obtenir un degré de confort physiologique pour les occupants (bureaux, maison individuelle, laboratoires médicaux, bâtiment de stockage, etc.), quelle que soient les conditions météorologiques extérieurs ou bien les charges auxquelles est soumis le local.

### I.1 Air atmosphérique

L'atmosphère terrestre est l'enveloppe gazeuse entourant la Terre que l'on appelle air, son rôle est de protéger la vie sur la surface terrestre. Sa composition chimique est composée de l'azote (78%), de l'oxygène (21%), des gaz rares (Argon, Néon, Hélium...) et dans les basses couches, de la vapeur d'eau et du dioxyde de carbone.

La pression atmosphérique  $P_{at}$  dépend uniquement de l'altitude  $z$  et elle peut s'exprimer par la relation suivante [1]:

$$P_{at} = 1,45.10^{-8}(288,15 - 0,0065.Z)^{5,25588} \quad (I.1)$$

Les expressions utilisées par la suite négligent souvent la correction d'altitude. Dans ce cas la valeur adoptée est celle qui correspond au niveau des mers (altitude zéro)

### I.2 Air humide

#### I.2.1 Définition de l'air humide

L'air humide est un fluide à l'état gazeux, il est composé de l'air sec et d'eau sous forme de vapeur :

Air humide = Air sec + Vapeur d'eau

Sachant bien que l'air sec et la vapeur d'eau sont considérés comme des gaz parfaits, donc on peut appliquer la loi des gaz parfaits [2] :

$$P \cdot V^* = r \cdot T \quad (I.2)$$

En développant cette équation, on va aboutir à l'expression de la masse volumique de l'air sec et de la vapeur d'eau.

Pour la masse volumique de l'air sec :

$$m_{a,s}^* = \frac{P_{a,s}}{r_{a,s} \cdot T} \quad (I.3)$$

Pour la masse volumique de la vapeur d'eau :

$$m_v^* = \frac{P_v}{r_v \cdot T} \quad (I.4)$$

## I.2.2 Loi de Dalton

La loi de Dalton, appelée aussi loi des pressions partielles, est une loi de la thermodynamique concernant les mélanges des gaz parfaits. Elle stipule que la pression d'un mélange gazeux est égale à la somme des pressions partielles exercées par chacun des gaz du mélange.

L'application de la loi de Dalton conduit à [2] :

$$P = P_{at} = P_v + P_{a,s} \quad (I.5)$$

Où :

La masse d'air sec occupant un volume V à une température T est donc :

$$m_{a,s} = m_{a,s}^* \cdot V = \frac{(P - P_v) \cdot V}{287,05 \cdot T} \quad (I.6)$$

Et la masse de vapeur d'eau occupant un volume V à une température T est :

$$m_v = m_v^* \cdot V = \frac{P_v \cdot V}{461,51 \cdot T} \quad (I.7)$$

## I.2.3 Propriétés de l'air humide

L'air humide est défini par plusieurs grandeurs caractéristiques.

### I.2.3.1 Humidité

L'humidité est généralement à l'état vapeur, ou quelque fois à l'état liquide (gouttes) ou solide (neige), en concentration variable. [3]

Sachant que la teneur en humidité de l'air est généralement variable, mais sans la modification de la masse de l'air sec (la masse d'air sec reste constante), alors pour cela on se réfère de préférence à la masse de l'air sec plutôt qu'à la masse d'air humide. Voilà pourquoi on utilise deux types de grandeurs dans la climatisation [1]

- Les grandeurs massiques : se réfèrent à la masse d'air humide ;
- Les grandeurs spécifiques : se réfèrent à la masse d'air sec.

- **Humidité spécifique**

L'humidité spécifique notée (parfois appelée aussi rapport de mélange, humidité absolue, teneur en eau, etc.) est définie comme le rapport existant entre la masse d'humidité (vapeur d'eau) et la masse d'air sec à laquelle elle est mélangée, elle est mesurée en kilogrammes d'humidité par kilogramme d'air sec [2]:

$$r^s = \frac{m_v}{m_{a,s}} \quad (\text{I.8})$$

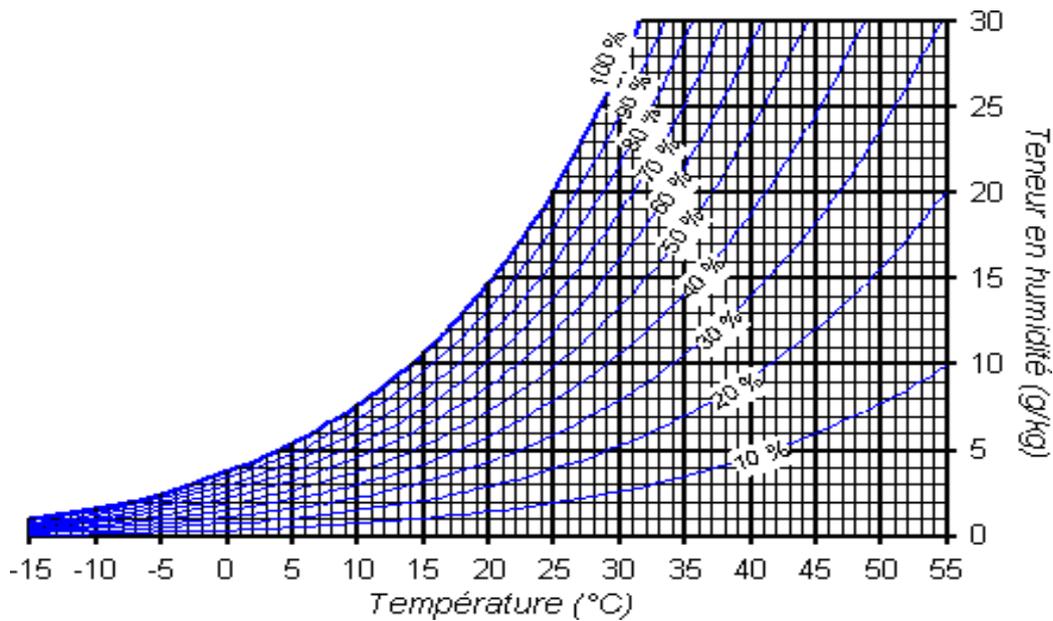
$$r^s = 0,622 \frac{P_v}{P - P_v} \quad (\text{I.9})$$

- **Humidité relative**

L'humidité relative  $\psi$  encore appelée degré hygrométrique est le rapport de la masse de vapeur d'eau contenue dans un kilogramme d'air sec par la masse de vapeur d'eau contenue dans ce même kilogramme d'air saturé à la même température. Elle est sans dimension, s'écrit généralement en pourcentage.

$$\Psi = \frac{P_v}{P_{sat}} \quad (\text{I.10})$$

Une hygrométrie de 100% correspond à la saturation. Les valeurs d'hygrométrie inférieure à 100% correspondent aux courbes iso-degré tracées à l'intérieur du diagramme de l'air humide ci-dessous :



**Figure I.1 :** Représentation des courbes de l'humidité relative dans le diagramme de l'air humide

### I.2.3.2 Enthalpie

La notion d'enthalpie est difficile à définir. La méthode la plus simple est de considérer qu'il s'agit d'une mesure de l'énergie contenue dans l'air, lors des évolutions à pression constante, ou sensiblement constante.

Sachant que les phénomènes intervenant en conditionnement d'air, hors des circuits frigorifiques, se produisant à pression relativement constante [1]. On considère pour les calculs que l'enthalpie massique se réfère pour l'air sec, l'air humide ou l'eau. Et que l'enthalpie spécifique se réfère pour l'air humide seulement.

- **Enthalpie massique**

L'enthalpie massique contenue dans 1 kg d'air sec se calcule comme suite [2] :

$$H_{a,s} = c p_{a,s} \cdot \theta \quad (\text{I.11})$$

Et pour la vapeur d'eau :

$$H_v = l_v c p_{a,s} \cdot \theta \quad (\text{I.12})$$

- **Enthalpie spécifique de l'air humide**

L'enthalpie spécifique de l'air humide sous un volume V renfermant un mélange composé d'une masse d'air sec et d'une masse de vapeur d'eau est donnée comme suite :

$$H = m_{a,s} \cdot H_{a,s} + m_v \cdot H_v \quad (\text{I.13})$$

$$H = m_{a,s} \left( H_{a,s} + \frac{m_v}{m_{a,s}} \cdot H_v \right) \quad (\text{I.14})$$

$$H^s = \frac{H}{m_{a,s}} = H_{a,s} + r^s \cdot H_v \quad (\text{I.15})$$

### I.2.3.3 Température

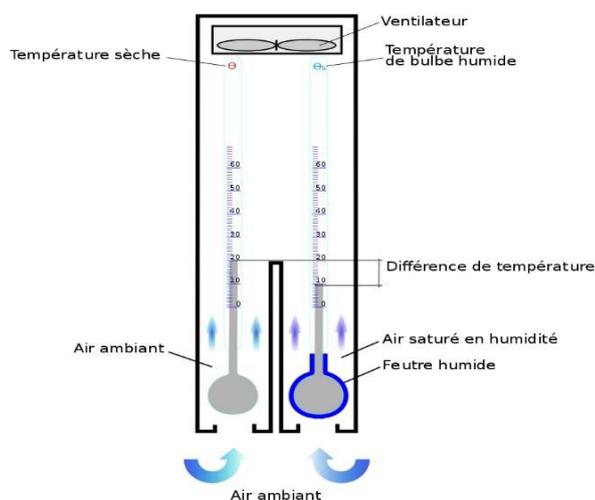
C'est une grandeur physique liée à la notion immédiate de chaud et de froid. En conditionnement d'air, la température d'air, exprimée en degrés Celsius [ $^{\circ}\text{C}$ ], choisie soit pour des raisons de bien être, soit pour des raisons de conservation, ou pour des raisons de fabrication [1].

- **Température sèche**

Température sèche  $\theta_s$ , appelée aussi température de bulbe sec est celle qui est indiquée par un thermomètre dont l'élément sensible, le bulbe, est parfaitement sec, ledit thermomètre étant placé dans l'air en question. C'est la température relevée au thermomètre classique en [ $^{\circ}\text{C}$ ] [3].

- **Température humide**

La température humide  $\theta_h$  dite aussi température de bulbe humide est celle enregistrée par un thermomètre ou le bulbe est recouvert d'une mèche imprégnée d'eau. La température humide, sauf à la saturation (humidité relative à 100%), est inférieure à la température courante (température sèche), comme la montre la figure ci-dessous.



**Figure I.2 :** Température humide et température sèche[3]

- **Température de rosé**

Si l'on refroidit l'air, on atteint, à un moment donné, une température à laquelle commencent à apparaître les condensations (eau ou glace) ; c'est la température de rosée. Il est, parfois, nécessaire de calculer cette température (pour éviter que ne se produisent des condensations) [1].

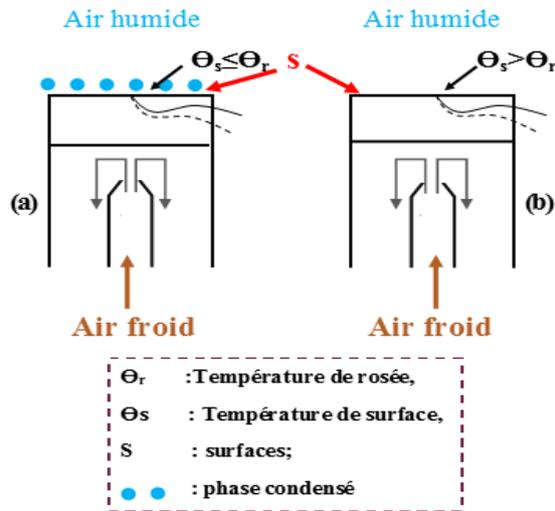


Figure I.3 : Température de rosée[3]

### I.3. Air saturé

L'air saturé correspond à un air humide, à une température et une pression donnée, dont la quantité de vapeur d'eau est telle que toute quantité d'eau supplémentaire ne peut apparaître que sous forme liquide ou solide. [4]

#### I.3.1 Pression de saturation

La pression de vapeur saturante est la pression à laquelle un fluide passe de l'état gazeux à l'état liquide (ou de l'état liquide à gazeux) pour une température donnée. En air humide, elle représente la quantité maximale de vapeur d'eau que l'air peut contenir avant la formation du liquide.

Selon CADIERGUES les relations empiriques qui définissent la pression de saturation  $P_s$  sont : [1]

Pour l'eau :

$$\log_{10}(P_{sat,e}) = \frac{7,625 \cdot \theta}{241 + \theta} + 2,7877 \tag{I.16}$$

Pour la glace :

$$\log_{10}(P_{sat,g}) = \frac{9,756 \cdot \theta}{272,7 + \theta} + 2,7877 \quad (\text{I.17})$$

### I.3.2 Humidité spécifique de saturation

L'humidité spécifique de saturation est généralement définie lorsque la pression atmosphérique  $p$  est beaucoup plus grande que  $p_v$ , alors l'expression de l'humidité spécifique devient celle de la saturation : [1]

$$r_{sat}^s = 0,622 \frac{P_{sat}}{P - P_{sat}} \quad (\text{I.18})$$

### I.3.3 Relation entre humidité relative et spécifique

Le passage de l'humidité relative à l'humidité spécifique et inversement, s'effectue au moyen des formules suivantes :[2]

➤ De l'humidité relative vers l'humidité spécifique :

$$r^s = \frac{0,622 \cdot \Psi \cdot P_{sat}}{P - \Psi \cdot P_{sat}} \quad (\text{I.19})$$

➤ De l'humidité spécifique vers l'humidité relative :

$$\Psi = \frac{(r^s \cdot P_{sat})}{(P_{sat} (0,622 + r^s))} \quad (\text{I.20})$$

### I.3.4 Degré de saturation

Le degré de saturation  $W$  est le rapport de l'humidité spécifique de l'air  $r^s$  à l'humidité spécifique de l'air saturé à la même température  $r_{sat}^s$  :

$$W = \frac{r^s}{r_{sat}^s} \quad (\text{I.21})$$

Si la température est supérieure à 0°C, l'humidité spécifique de saturation  $r_{sat}^s$  est prise par rapport à l'eau. [3]

## I.4 Diagrammes de l'air humide

Le diagramme de l'air est un abaque composé de plusieurs familles de courbes

qui permettent de relier entre elles les principales variables caractéristiques de l'air humide. Il existe plusieurs types de diagrammes de l'air humide qui ont été proposés, mais actuellement seulement deux représentations sont utilisées :

- Diagramme de Mollier : à axe oblique qui donne l'humidité spécifique en fonction de l'enthalpie spécifique ( $r^s$ ,  $H^s$ )
- Diagramme de Carrier : à axe perpendiculaire qui donne la température en fonction de l'humidité spécifique. ( $\theta$ ,  $r^s$ )

Le diagramme psychrométrique de Carrier est le diagramme le plus souvent utilisé dans le monde, il permet de visualiser les caractéristiques principales d'un mélange gaz-vapeur (air humide), et également de reproduire l'évolution de l'air au cours d'un traitement. Il suffit d'avoir deux de ces grandeurs pour retrouver l'ensemble des propriétés de l'air humide grâce à une simple lecture sur le diagramme [3].

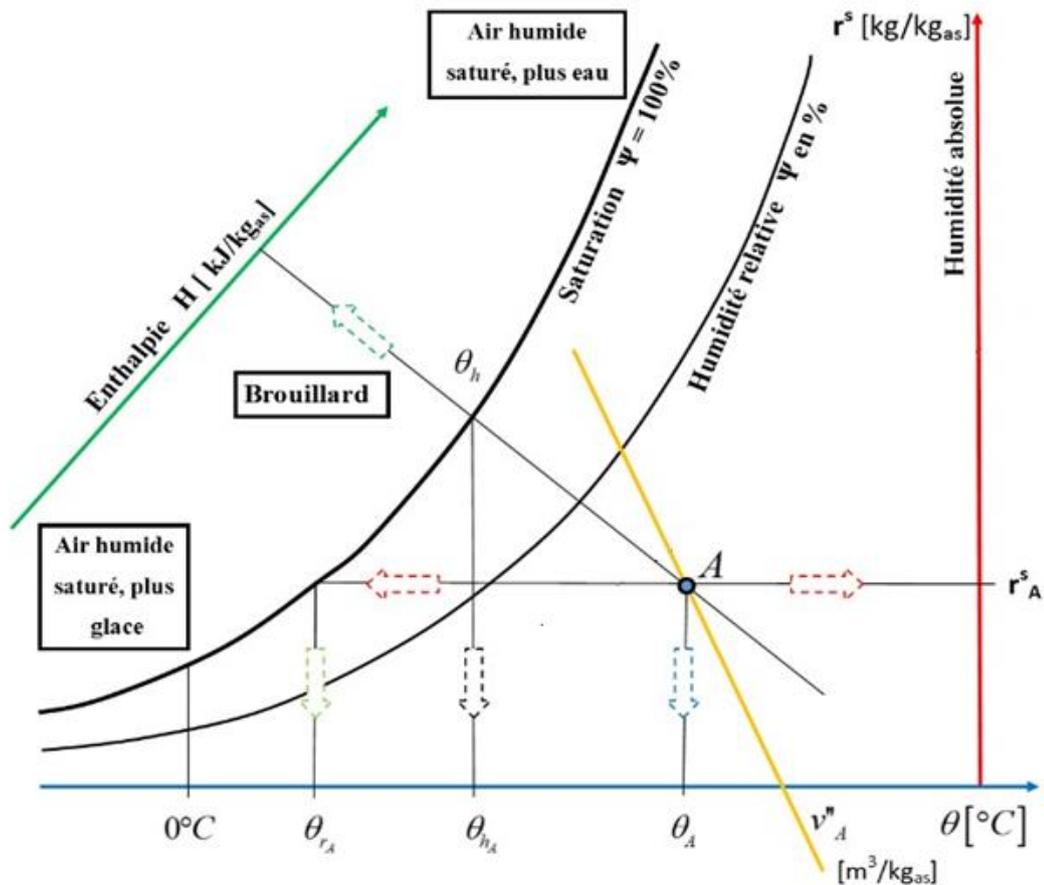


Figure I.4 : Diagramme de CARRIER

Avec :

- Droite bleue : Température sèche  $\theta$ [°C]
- Droite rouge : Humidité absolue  $r^s$  [ $\frac{kg_e}{kg_{a,s}}$ ]
- Ligne oblique verte : Enthalpie  $H$  [ $\frac{kJ}{kg_{a,s}}$ ]
- Courbe noire fine : Humidité relative  $\Psi$ [%] s'exprime en % par rapport à la courbe de saturation  $\Psi = 100\%$  (courbe noire en gras)
- Ligne oblique orange : Volume spécifique  $V^s$  [ $\frac{m^3}{kg_{a,s}}$ ]
- Flèche vert clair : Température de rosé  $\theta_r$ [°C]
- Flèche noire : Température humide  $\theta_h$ [°C].

## I.5 Procédés de traitement de l'air humide

L'air est le véhicule privilégié de la chaleur, du froid ou de l'humidité dans le domaine du traitement de l'air, donc il est généralement soumis, depuis sa collecte depuis l'extérieur à un certain nombre d'opérations de transformation avant sa diffusion dans l'enceinte à climatiser :

- Mélange adiabatique de deux airs humides de caractéristiques différentes ;
- Réchauffage d'un air humide ;
- Refroidissement d'un air humide sans ou avec déshumidification ;
- Humidification d'un air ;
- Déshumidification d'un air.

Nous allons présenter dans les paragraphes qui suivent quelques opérations de traitement d'air utilisées dans notre étude.[5]

### I.5.1 Mélange d'airs :

Lors d'un processus de traitement d'air, on est amené à mélanger deux airs de natures différentes, afin d'obtenir un mélange qui a des caractéristiques différentes de ces derniers, si bien que l'absence d'échange de chaleur entre eux le qualifie d'adiabatique. [6]

En pratique, il s'agit le plus souvent de mélanges d'air dans des installations de

traitement d'air, par exemple un mélange d'air extérieur et un mélange d'air intérieur recyclé. En général, les caractéristiques de l'air extérieur et de l'air recyclé sont connues, et à l'aide des équations de bilan (massique et énergétique) nous allons retrouver les caractéristiques du mélange formé par ces deux derniers. [2]

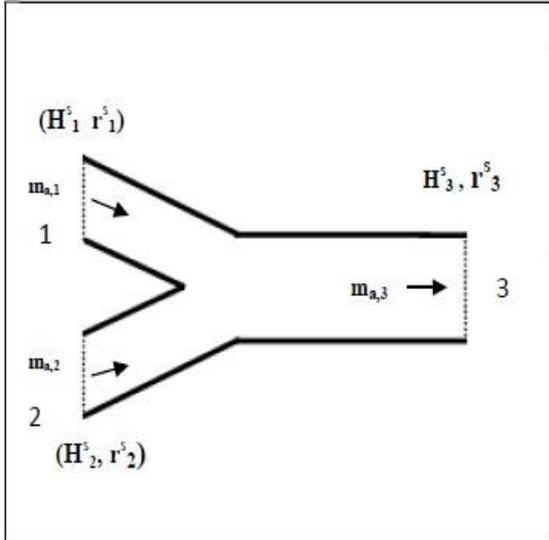


Figure I.5 : Mélange adiabatique

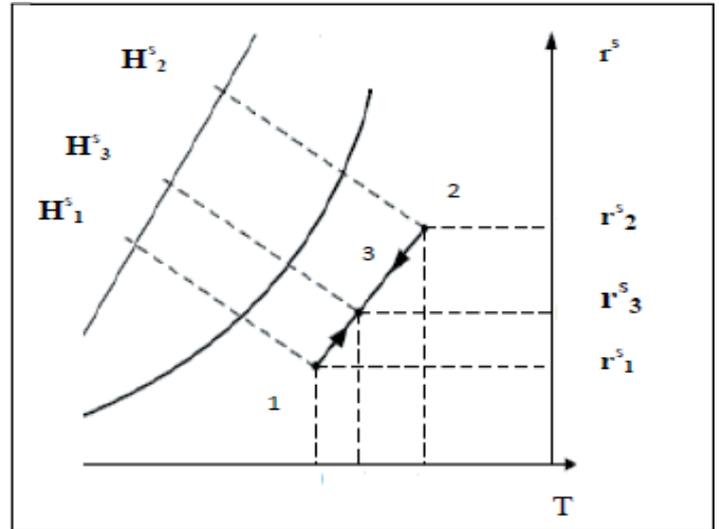


Figure I.6 : Evolution du mélange

- Bilan massique de l'air sec :

$$m_{a,s1} + m_{a,s2} - m_{a,s3} = 0$$

- Bilan massique de l'eau :

$$m_{a,s1} \cdot r_1^s + m_{a,s2} \cdot r_2^s - m_{a,s3} \cdot r_3^s = 0$$

- Bilan énergétique :

$$m_{a,s1} \cdot H_1^s + m_{a,s2} \cdot H_2^s - m_{a,s3} \cdot H_3^s = 0$$

De (1) de (2) en éliminant  $(m_{a,s3})$ , on trouve:

$$\frac{m_{a,s1}}{m_{a,s2}} = \frac{r_2^s - r_3^s}{r_3^s - r_1^s} \tag{I.22}$$

En traitant de la même façon (1) et (3) on obtient:

$$\frac{m_{a,s1}}{m_{a,s2}} = \frac{H_2^s - H_3^s}{H_3^s - H_1^s} \tag{I.23}$$

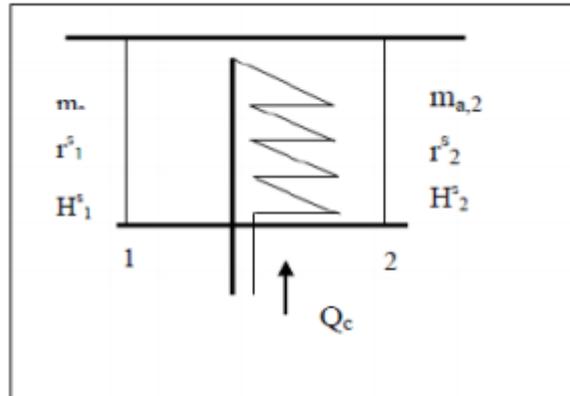
- Le mélange de deux airs humides, donne un air humide de caractéristiques intermédiaires entre les points (1) et (2).

- Le débit masse d'air sec en (3), est la somme des débits masse  $m_{a,1}$  et  $m_{a,2}$ .

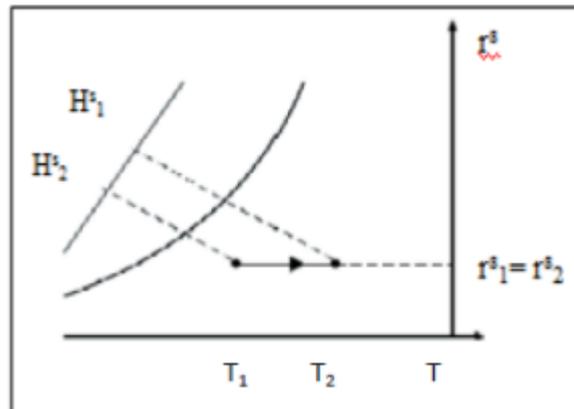
**I.5.2 Echauffement de l'air à humidité spécifique constante**

Pendant le temps (t), en régime permanent, on fait passer par un caisson un air humide:

- Qui entre en (1) caractérisé par :  $r_1^s, H_1^s, T_1$ .
- Ressort en (2) avec:  $r_2^s, H_2^s, T_2$ .
- On apporte une quantité de chaleur  $Q_c$  par l'intérimaire du réchauffeur (R).



**Figure I.7 :** Echauffement de l'air.



**Figure I.8 :** Evolution de l'air chauffé.

- Bilans de l'opération Bilan massique de l'air sec:

$$m_{a,1} - m_{a,2} = 0 \rightarrow m_{a,1} = m_{a,2} = m_a$$

- Bilan massique de l'eau:

$$m_{a,1} \cdot r_1^s - m_{a,2} \cdot r_2^s = 0 \rightarrow r_1^s = r_2^s$$

Bilan énergétique:

$$m_{a,1} \cdot H_1^s - m_{a,2} \cdot H_2^s + Q_c = 0 \rightarrow Q_c = m_a (H_1^s - H_2^s) \tag{I.24}$$

- Le débit d'air sec entrant est égal au débit d'air sortant.
- L'humidité spécifique reste constante, car l'apport de chaleur est purement sensible. [2]

**I.5.3 Refroidissement d'air avec déshumidification**

C'est une des transformations les plus importantes en climatisation, puisqu'il s'agit généralement de refroidir l'air, mais également d'abaisser sa richesse en eau. Pour cela on met l'air en contact avec une surface dont la température est inférieure à sa température de rosée. En raisonnant comme précédemment [2]

- Il entre en (1) de l'air avec :  $r_1^s, H_1^s, T_1,$
- Il sort en (2) avec:  $r_2^s, H_2^s, T_2,$
- Il sort en (3), une masse d'eau liquide  $m_e$ , d'enthalpie massique  $H_e^*$ ;
- On extrait une quantité de chaleur  $Q_f$  par l'intermédiaire de la batterie B.

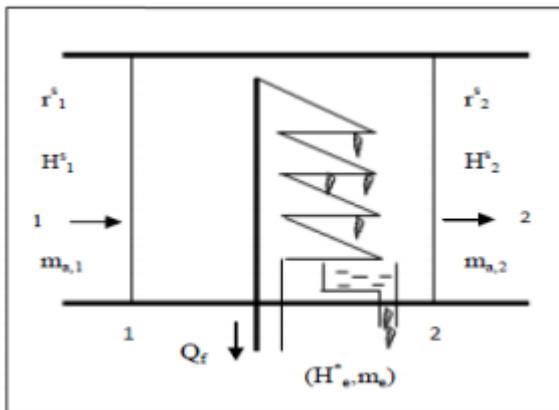


Figure I.9 : Refroidissement de l'air.

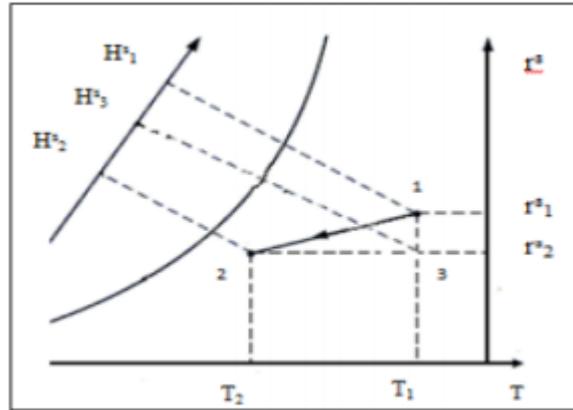


Figure I.10 : Evolution de l'air refroidi.

D'où:

- Bilan massique d'air sec:

$$m_{a,1} - m_{a,2} = 0 \quad \rightarrow \quad m_{a,1} = m_{a,2}$$

- Bilan massique de l'eau:

$$m_{a,1} r_1^s - m_e - m_{a,2} \cdot r_2^s = 0 \quad \rightarrow \quad \frac{m_e}{m_a} = r_1^s - r_2^s$$

- Bilan énergétique:

$$Q_f = m_a (H_1^s - H_2^s) - m_e H_e^* \tag{I.25}$$

La transformation peut être décomposé en:

- Transformation 1  $\rightarrow$  3 : au cours de laquelle la température de bulbe sec ne change pas,  $T_1 = T_3$ , et l'humidité spécifique passe de  $r_1^s$  à  $r_3^s = r_2^s$ . L'échange de chaleur est purement latent, et est représenté par:

$$q_L = H_1^s - H_3^s = (2500,8 + 1,8266.T_1)(r_1^s - r_2^s) \quad (\text{I.26})$$

- Transformation 3  $\longrightarrow$  2 : au cours de laquelle l'humidité spécifique ne change pas  $r_3^s = r_2^s$ , et la température passe de  $T_1=T_3$  à  $T_2$ . L'échange de chaleur est purement sensible et représenté par :

$$q_s = H_3^s - H_2^s = (1,006 + 1,8266.r_2^s)(T_1 - T_2) \quad (\text{I.28})$$

- La chaleur totale échangée est:

$$q_t = q_L + q_s \quad (\text{I.29})$$

## I.6 Centrale de traitement d'air

Une centrale de traitement d'air est un ensemble d'équipements dont le rôle principal est d'assurer et de maintenir les conditions climatiques intérieures souhaitées, en termes de température et d'hygrométrie. Elles peuvent être monoblocs ou constituées de plusieurs modules additionnés les uns aux autres, suivant la configuration souhaitée. Les centrales de traitement de l'air constituent l'un des organes principaux d'un système CVC (chauffage, ventilation, climatisation).

Elles sont généralement placées à l'extérieur des locaux à climatisé ou bien à l'intérieur d'un local technique. [4]



**Figure I.11** : Installation de traitement de l'air [6]

### **I.7 Principe de fonctionnement d'une centrale**

La centrale de traitement d'air (CTA) est un équipement destiné à :

- Ventiler par l'introduction d'air neuf et l'extraction d'air vicié,
- Filtrer l'air,
- Chauffer par soufflage d'air chaud,
- Déshumidifier par condensation de la vapeur d'eau,
- Rafraîchir par soufflage d'air froid,
- Échanger les calories entre 2 flux d'air,
- Humidifier par vaporisation d'eau.

L'air traité sera ensuite diffusé dans les locaux desservis grâce à des réseaux de conduites, de matière, formes et section adaptées, avec des diffuseurs choisis en fonction des critères de confort recherchés (bouches à induction, à déplacement, gaines textiles, etc.) [5]

### **I.8 Domaines d'applications**

La CTA peut être utilisée seulement pour ventiler, ou seulement pour chauffer et rafraichir ou les deux.

- Ce système est particulièrement bien adapté, voir incontournable, pour le chauffage et le rafraichissement des grands volumes, dans lesquels on veut maintenir de très bonnes conditions de température, été comme hiver (les salles polyvalentes à domaine culturel ou sportive, les supermarchés et les hypermarchés).
- Dans les locaux à forte occupation intermittente (cinéma, salles de spectacle, amphithéâtre, auditorium).
- Et pour des applications spécifiques :
  - Les halls de stockage pour des produits alimentaires ou les matières premières
  - Les ateliers de haute technologie
  - Les locaux techniques

- Les piscines
- Les hôpitaux et blocs opératoires Etc.... [7]

## I.9 Les types de centrales de traitements d'air

La centrale de traitement d'air est un ensemble de modules additionnés les uns aux autres, permettant le traitement de l'air suivant des conditions requises. [7]

Il y a deux grandes familles de CTA :

### I.9.1 La centrale de traitement d'air simple flux

Dans cet exemple, la centrale de traitement d'air simple flux :

- Aspire l'air à traiter
- Le filtre,
- Le réchauffe ou le refroidit ;

Suivant les besoins du local, en le faisant passer sur les batteries chaudes ou froides.

- L'humidifie,
- Et le souffle dans le local à traiter. [7]

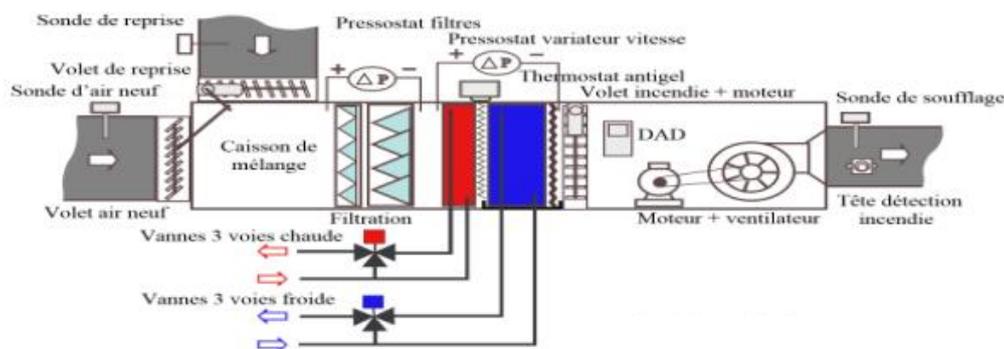


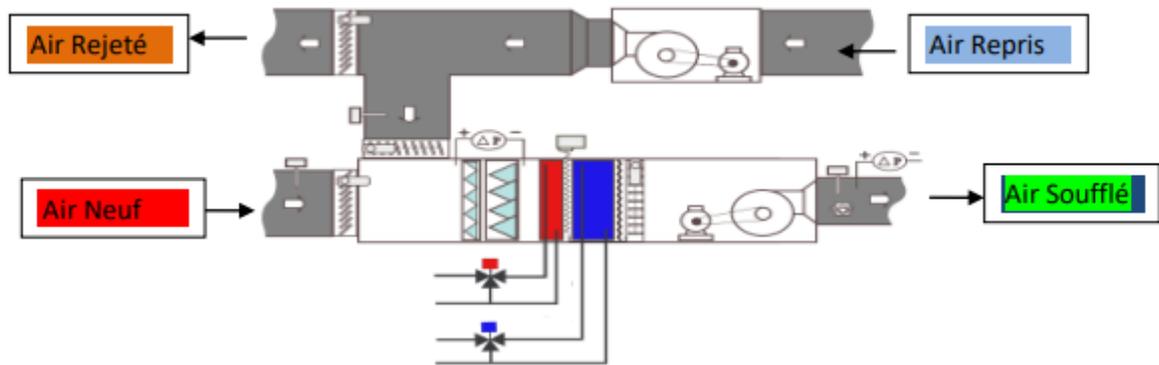
Figure I.12 schéma d'une CTA simple flux.[7]

### I.9.2 La centrale de traitement d'air double flux à récupération

- Aspire l'air dans les locaux traités :
  - Le filtre,
  - Récupère l'énergie qu'il contient grâce à un récupérateur à roue,
  - Le rejette à l'extérieur.

– Aspire l'air neuf :

- Le filtre,
- Réinjecte l'énergie récupérée dans l'autre flux d'air,
- Le réchauffe ou le refroidit, suivant les besoins du local, en le faisant passer sur les batteries chaudes ou froides,
- Éventuellement, l'humidifie et le filtre à nouveau,
- Le souffle dans les locaux à traiter. [7]



**Figure I.13** schéma d'une CTA double flux a récupération.[7]



Figure I.14 CTA double flux a récupération.[8]

## I.10 Les éléments fondamentaux d'une centrale et leurs fonctions

La centrale de traitement d'air est un ensemble des parties qui permettent le traitement de l'air suivant des conditions requises. Le concepteur détermine la nature et l'ordre des différents composants de la centrale selon les résultats envisagés. [8]

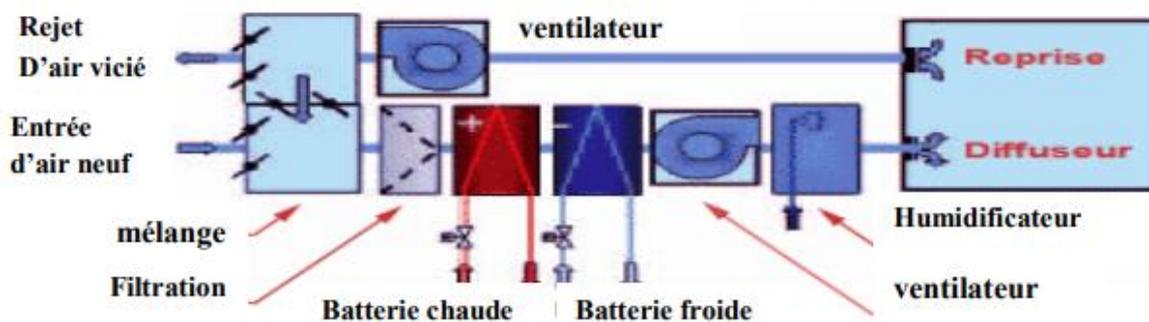


Figure I.15 : Différentes parties d'une centrale [7]

### I.10.1 Caisson de mélange

Le caisson de mélange a pour objectif de contrôler la réunion homogène de débits d'air de provenances différentes par exemple de l'air neuf extérieur et de l'air repris à l'intérieur des

locaux, afin de maîtriser au mieux l'énergie suivant les besoins de ventilation.[8]

### I.10.2 Caisson de filtration

Filtrer consiste à éliminer toutes ou une partie des particules ou aérosols d'un fluide gazeux qu'il contient en les retenant sur une couche poreuse appelée «media filtrant». L'opération de filtration n'a aucune action sur les caractéristiques thermiques de l'air. N'apparaissant pas sur le diagramme de l'air humide, l'opération provoque une chute de pression de l'air, mais fait cependant partie intégrante d'une centrale de traitement d'air.

### I.10.3 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 surchauffée, de la vapeur, la condensation d'un fluide frigorigène ou des résistances électriques. Durant l'opération de chauffage, l'humidité absolue reste constante. En revanche, l'humidité relative (en %) diminue. [8]

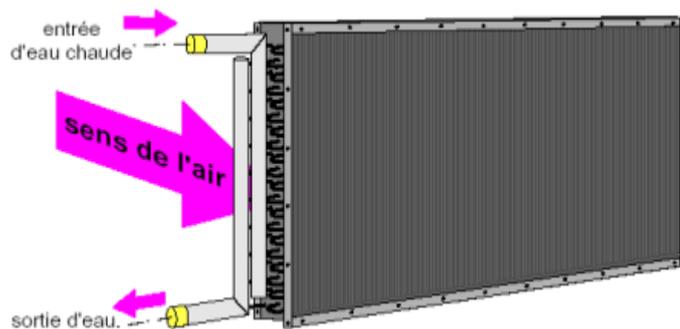
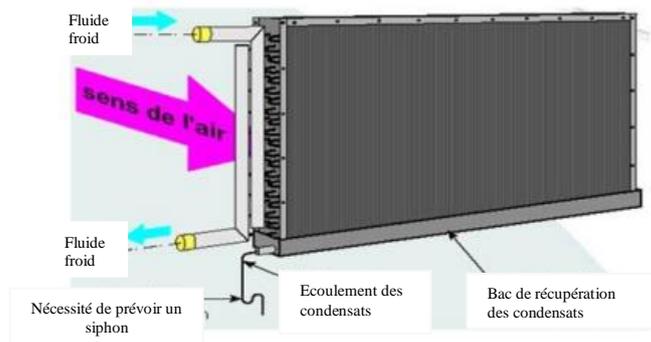


Figure I.16 : Batterie chaude alimentée en eau.[8]

### I.10.4 Batterie froide

La batterie froide assure le refroidissement de l'air, avec ou sans déshumidification, à l'aide d'un fluide qui peut être de l'eau glacée ou par évaporateur d'un fluide frigorigène (batterie à détente directe). Durant l'opération de refroidissement sans déshumidification, l'humidité absolue reste constante. En revanche, l'humidité relative (en %) augmente. Durant l'opération de refroidissement avec déshumidification, l'humidité absolue diminue, l'humidité relative (en %) augmente.



**Figure I.17** : Batterie froide alimentée en eau[8]

### I.10.5 Humidificateur

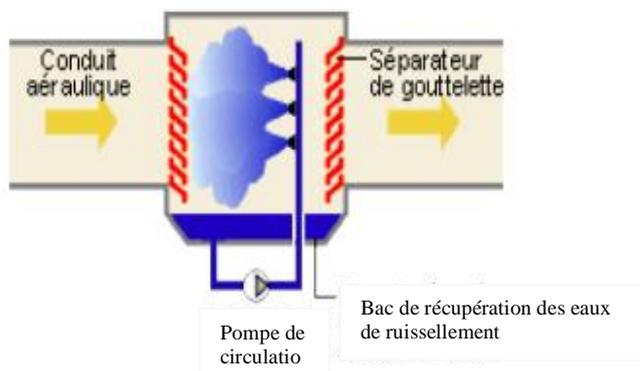
L'humidificateur sert à augmenter la teneur en eau de l'air traité, c'est-à-dire à augmenter l'humidité absolue. Pour qu'il y ait humidification, il faut un contact intensif entre l'air et la source d'humidité. Cette source d'humidité peut être :

- De l'eau finement pulvérisée et projetée dans le flux d'air ou elle se transforme en vapeur. Le changement d'état nécessite un apport de chaleur qui sera fourni par l'air traité (chaleur latente de vaporisation) ;
- De la vapeur produite :

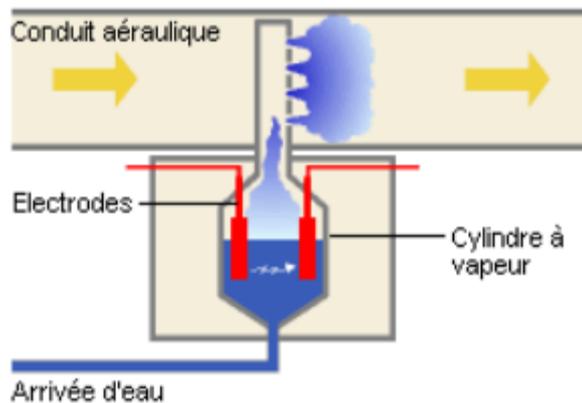
Soit indépendamment dans un circuit de distribution alimenté par une chaudière de production de vapeur,

Soit par un dispositif incorporé. Les différents types d'humidificateur sont :

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



**Figure I.18** : Humidificateur à injection d'eau liquide[8]

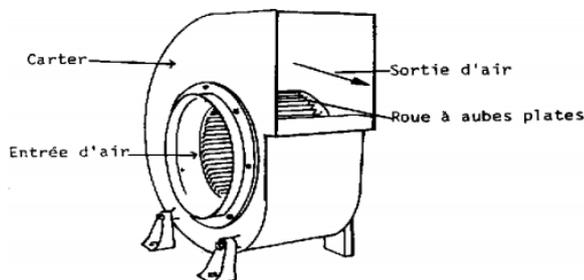


**Figure I.19** : Humidificateur à vapeur[8]

### I.10.6 Ventilateur centrifuge

Le ventilateur centrifuge, ou moto-ventilateur centrifuge est une turbomachine dans laquelle l'air entre à travers son œil central pour ensuite être évacué suivant une direction perpendiculaire à l'axe de rotation, à travers l'orifice de refoulement. Cette opération permet de véhiculer l'air et lui assurer un écoulement continu :

- 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.20** : Ventilateur centrifuge [7]

## Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons établi un bilan de connaissance sur l'air humide et les opérations de traitement de ce dernier, par son passage à travers une installation de traitement d'air et les éléments intervenants au cours de son traitement, quelles que soient les conditions extérieures (été ou hiver).

**CHAPITRE II**  
**REGLEMENTATION**  
**THERMIQUE**

## **Introduction**

Tout projet en conditionnement d'air commence par la réalisation du bilan thermique du local voulu c'est-à-dire répertorier et quantifier toutes les sources de perturbations qui vont influencer l'ambiance en température et en humidité (les apports et les déperditions). L'été, les bilans thermique sont presque toujours positifs ; L'hiver, les bilans thermique sont le plus souvent négatifs. L'équipement à installer dans les deux cas devra compenser les apports d'été et les déperditions d'hiver afin de garantir les conditions d'ambiance souhaitées.

### **II.1 Charges d'un local**

Les charges d'un local sont les quantités de chaleur et d'humidité qu'il faut retirer de l'air par unité de temps pour assurer les conditions de température et éventuellement d'humidité, souhaitées à l'intérieur du volume climatisé [1].

Par convention, on compte positivement la chaleur et l'humidité apportées à l'air du local et négativement la chaleur et l'humidité perdues. Les charges se classent en deux groupes, les charges intérieures et les charges extérieures [4].

#### **II.1.1 Charges intérieures**

Les charges internes proviennent de tous les éléments situés à l'intérieur d'un local et susceptibles de modifier son équilibre thermique. Les sources de charges internes sont diverses et essentiellement liées à l'utilisation du bâtiment et à ses équipements, sans oublier l'activité humaine (l'éclairage, l'appareillage électrique, les équipements thermiques et les occupants du local) [4].

#### **II.1.2 Charges extérieures**

Les charges externes (extérieures) représentent tous les échanges thermiques avec le milieu extérieur : au niveau des parois, portes et vitrages, à travers les surfaces vitrées et par l'intermédiaire des ouvertures [4].

### **II.2 Conditions de base extérieures**

Les conditions de base extérieure dépendent de la situation géographique du local à climatiser ainsi que la saison. Pour cela il faut bien distinguer les conditions de base d'hiver et les conditions de base d'été [4].

### II.2.1 Conditions d'hiver

En hiver, l'air extérieur est caractérisé par :

- La température extérieure de base notée  $\theta_{b,e}$  en [°C] qui correspond à la température minimale quotidienne constatée au moins 5 fois au cours d'une année.
- L'humidité spécifique extérieure de base  $r_{b,e}^s$  en [kg<sub>e</sub> / kg<sub>a,s</sub>] , est obtenue en supposant que l'air extérieur est presque souvent saturé [1].

### II.2.2 Conditions d'été

Les conditions de base d'été sont particularisées par les caractéristiques de l'air extérieur et le rayonnement solaire de base [9].

#### II.2.2.1 Caractéristiques de l'air extérieur

L'air que l'on respire en milieu ambiant, c'est-à-dire à l'extérieur, présente un niveau de qualité différent selon la zone climatique et de l'altitude ou est implanté le projet, ce dernier est défini par :

- Température sèche de base  $\theta_{b,e}$
- L'humidité spécifique de base  $r_{b,e}^s$
- L'écart diurne de base  $E_b$
- La température moyenne  $\theta_m$  [9].

#### II.2.2.2 Rayonnement solaire de base

Le rayonnement thermique est la transmission d'énergie thermique de surface à surface par onde électromagnétiques.[1]

### II.3 Conditions de base intérieures

Les conditions climatiques de base intérieures sont imposées par l'utilisateur du local et peuvent être éloignées des conditions de confort.

La température sèche de base de l'air intérieur  $\theta_{b,i}$  (en °C), l'humidité relative de base de l'air intérieur  $\psi_{b,i}$  (en %) et l'accroissement (toléré) de la température sèche de base de l'air intérieur sont les principaux critères à respecter[9].

Le tableau suivant représente les valeurs des conditions intérieures de base pour un séjour de longue durée :

Application	Niveau de confort amélioré		Niveau de confort normal		
	Température sèche [°C]	Humidité relative [%]	Température sèche [°C]	Humidité relative de base [%]	Accroissement toléré de la température [°C]
Séjour de longue durée	24	45	27	50	2

**Tableau II. 1:** Conditions intérieures de base.

## Partie 1 : Méthodologie de calculs des apports calorifiques

### II.4 Apports calorifiques

Les apports calorifiques appelés aussi gains d'un local sont égaux à la somme des apports de chaleur sensible et latente, provenant d'une source intérieure ou extérieure du local, pour des conditions extérieures et intérieures déterminées, en ne tenant pas compte des apports dus à l'installation [9].

#### II.4.1 Apports calorifiques sensibles

Les apports calorifiques sensibles  $A_s$  ou gains sensibles, sont les apports de chaleur qui affectent directement la température sèche de l'air d'un environnement quelconque. Sont définis comme la somme, des apports par les parois opaques, les apports à travers les parois vitrées, les apports internes sensibles et les apports sensibles dus aux infiltrations d'air [9].

$$A_s = APO + AV + AI_s + AINF_s \quad (\text{II.1})$$

#### II.4.2 Apports calorifiques latents

Les apports calorifiques latents  $A_L$  ou gains latents, sont les apports d'humidité sous forme de vapeur d'eau qui affectent le local considéré. Les apports calorifiques latents sont donnés comme la somme des apports interne latents et les apports latents dus aux infiltrations [9].

$$A_L = AI_L + AINF_L \quad (\text{II.2})$$

#### II.4.3 Apports calorifiques totaux

Les apports calorifiques ou puissance frigorifique sont égaux aux gains du local augmentés, d'une part des quantités de chaleur correspondant au débit d'air total qui passe à travers l'installation, et augmentés, d'autre part, des quantités de chaleur provenant de l'installation elle-même [9].

$$AT_s = (C_{\Delta as} \cdot A_s) + AREN_s \quad (\text{II.3})$$

$$AT_L = (C_{\Delta al} \cdot A_L) + AREN_L \quad (\text{II.4})$$

### III.5 Apport à travers les parois opaques

#### III.5.1 Coefficient de transmission $K_{été}$ des parois opaques

Le coefficient  $K_{été}$  des parois opaques est le coefficient de transmission en partie courante de la paroi considérée pour l'été, il est défini comme la somme des résistances thermique des différentes couches du mur et les résistances d'échange superficiel interne et externe. Le coefficient  $K_{été}$  est calculé par la relation suivante [9]:

$$\frac{1}{K_{été}} = \sum R_i + \frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i} \quad (\text{II.5})$$

Avec :

$$\text{➤ } \sum R_i = \sum \frac{e_i}{\lambda_i} \quad (\text{II.6})$$

➤  $h_e, h_i$ : Coefficients d'échanges superficiels interne et externe.

#### II.5.2 Parois opaques aériennes

Les parois opaques aériennes sont celles qui sont en contact direct avec l'air extérieur que ce soit horizontal ou bien vertical. Les apports de chaleur à travers une paroi opaque à un instant t  $APO_{aé}$  ont pour expression :

$$APO_{aé} = 1,2 \cdot K_{été} \cdot S_{int} \cdot \Delta\theta_{eq} \quad (\text{II.7})$$

##### II.5.2.1 Différence de température équivalente

La différence de température équivalente  $\Delta\theta_{eq}$  peut être positive (apports) ou négative (déperditions), dans le cas où elle est négative, on n'en tiendra pas compte dans les calculs. La formule ci-dessous représente la différence de température équivalente pour les parois ensoleillées [9] :

$$\Delta\theta_{eq} = \Delta\theta_{eqs} + C_{\Delta\theta e} + \frac{\alpha}{0,9} \cdot [\Delta\theta_{eqm} - \Delta\theta_{eqs}] \cdot \frac{I_{t,b}}{I_{t,b}(40)} \quad (\text{II.8})$$

Avec :

- $C_{\Delta\theta_e}$  : facteur de correction dû à la différence maximale de la température sèche de l'air entre l'extérieur et l'intérieur et à l'écart diurne de base ; pour le mois considérer en [°C].

### II.5.3 Parois opaques intérieures

Les parois opaques intérieures regroupent principalement tous les murs intérieurs en contact avec un autre local qu'il soit conditionné ou non conditionné. Les apports de chaleur à un instant  $t$ ,  $APO_{int}$ , traversant une paroi opaque en contact avec un local non conditionné sont données par les formules suivante [9]:

$$\text{➤ } APO_{int} = K_{été} \cdot S_{int} \cdot \Delta\theta_{Inc} \quad (\text{II.9})$$

OU

$$\text{➤ } \Delta\theta_{Inc} = [(\theta_e - C_{Inc}) - \theta_{b,i}] \quad (\text{II.10})$$

### II.5.4 Parois en contact avec le sol

Les apports par transmission à travers les parois en contact avec le sol sont calculés en fonction de la différence de niveau  $z$ , tel que la différence soit comptée positivement entre le niveau de la face supérieure du plancher et le niveau du sol, négativement entre le niveau du sol et le niveau du mur considéré. La relation suivante donne les apports  $APO$  à travers une paroi en contact avec le sol [9]:

$$APO_{aé} = 1,2 \cdot K_{été} \cdot S_{int} \cdot (\theta_m - \theta_{loc,c}) \quad (\text{II.11})$$

Les apports par transmission pour une paroi en contact avec le sol, plancher ou mur enterre, sont considéré comme nuls au-delà de  $z = z_{lim}$ .

Le tableau ci-dessous donne les valeurs de  $z_{lim}$  pour la zone climatique A [9]:

Température du local conditionné [°C]	24	25	26	27
Valeur de $z_{lim}$ dans la zone climatique A en m	3,80	3,40	3,00	2,60

**Tableau II. 2** : Valeurs de  $z_{lim}$  pour la zone climatique A

## II.6 Calculs des apports de chaleur internes

Les apports de chaleur interne proviennent de tous les éléments situés à l'intérieur d'un local et susceptible de modifier son équilibre thermique. Les apports internes sont déterminés en

multipliant, pour chaque apport, les gains maximal par un coefficient de simultanéité (noté CS) spécifique à chaque apport, et en utilisant un coefficient dit d'amortissement noté  $N_{AI}$ , comme représenté par la formule suivante :

$$AI = \Sigma(CS.AI_S.N_{AI}) + \Sigma(CS.AI_L) \quad (II.12)$$

## II.6.1 Calculs des gains internes

### II.6.1.1 Gains dus aux occupants

L'homme apporte de la chaleur sensible (par notre corps à 37°C) et de la chaleur latente (par notre production de vapeur d'eau en respiration et transpiration). Les gains sensibles et latents dus aux occupants sont donc donnés par les deux formules suivantes [9] :

- Gains sensibles occupants

$$AI_{S,oc} = n.C_{S,oc} \quad (II.13)$$

- Gains latents occupants

$$AI_{L,oc} = n.C_{L,oc} \quad (II.14)$$

Avec

n : nombre d'occupants

### II.6.1.2 Gains dus à l'éclairage

Les appareils d'éclairage constituent une source de chaleur sensible. Si l'on connaît, la puissance installée pour l'éclairage, les gains dus à l'éclairage sont calculés par la relation suivante [9]:

$$AI_{éc} = \Sigma(W_n.C_{me}.C_{cr}) \quad (II.15)$$

Avec

$C_{me} = 1, 2$  : coefficient de majoration des lampes à incandescence ;

$C_{cr}$  : pourcentage de chaleur résiduelle correspondant à la part d'énergie restant dans la salle ; il est égal à 1 pour les installations dont l'éclairage n'est pas raccordé à un système d'extraction d'air.

## II.7 Apport de chaleur par introduction d'air extérieur

Les apports de chaleur dus à l'introduction d'air extérieur sont une source de chaleur latente et sensible. Il existe deux types ; les apports dus à l'introduction d'air neuf (renouvellement d'air) et apports dus aux infiltrations [9].

### II.7.1 Apports dus au renouvellement d'air

Les gains sensibles et latents dus au renouvellement de l'air AREN sont donnés par les formules ci-dessous [9]:

$$AREN_s = 0,320 \cdot qv_{an} \cdot (\theta_{s,e} - \theta_{b,i}) \quad (\text{II.16})$$

$$AREN_l = 0,797 \cdot qv_{an} \cdot \text{MAX} \left[ (r_{b,e}^s - r_{b,i}^s), 0 \right] \quad (\text{II.17})$$

- 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 de l'air 1,15[kg / m<sup>3</sup> ] et par un facteur de conversion ( 1/ 3600 ).
- 0,797 en [J. kg<sub>a,s</sub> / kg<sub>h</sub> .m<sub>a,s</sub> ] 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 ( 1/ 3600 ).

### II.7.2 Apport dus aux infiltrations

Les gains sensibles et latents dus aux infiltrations AINF sont donnés par les formules ci-dessous [9]:

$$AINF_s = 0,320 \cdot qv_{inf} \cdot (\theta_e - \theta_{b,i}) \quad (\text{II.18})$$

$$AINF_l = 0,797 \cdot qv_{inf} \cdot (r_{b,e}^s - r_{b,i}^s) \quad (\text{II.19})$$

## Partie 2 : Méthodologie de calculs des déperditions calorifiques

### II.8 Déperditions calorifiques

La chaleur se déplace naturellement du chaud vers le froid. Dès que l'on chauffe un bâtiment à une température supérieure à celle de l'extérieur, la chaleur va essayer de sortir de l'intérieur du bâtiment vers le milieu extérieur. Ce déplacement de chaleur de l'intérieur vers l'extérieur s'appelle la déperdition calorifique. Les déperditions calorifiques sont égales au flux de chaleurs sortant d'un local, ou d'un groupe de locaux, par transmission de chaleurs à travers les parois et par renouvellement d'air, pour un degré d'écart de température entre l'intérieur et l'extérieur [9].

#### II.8.1 Déperditions calorifiques par transmission

Les déperditions calorifiques par transmission représentent le flux de chaleurs sortant ou perdu à travers les parois d'un local, pour un degré d'écart de température entre l'intérieur et l'extérieur [9].

Elle représente la somme des déperditions aux parois  $D_s$ , des déperditions aux ponts thermiques  $D_{li}$ , des déperditions aux parois en contact avec le sol  $D_{sol}$  et les déperditions à travers les locaux non chauffés  $D_{inc}$ .

$$D_T = D_s + D_{li} + D_{sol} + D_{inc} \quad (\text{II.20})$$

#### II.8.2 Déperditions calorifiques par renouvellement d'air

Les déperditions calorifiques par renouvellement d'air d'un local représentent les pertes de chaleur provenant des entrées d'air neuf et de l'excédent d'air extrait, ainsi que des infiltrations d'air dans le local en cause des perméabilités des parois.

$$D_R = D_{Rv} + D_{Rs} \quad (\text{II.21})$$

#### Remarque

Les déperditions par renouvellement d'air doivent uniquement être prises en compte lors du dimensionnement des installations de chauffages pour des locaux d'habitation. Dans notre cas, nous n'allons pas en tenir compte lors de notre étude du local de stockage.

### II.8.3 Déperditions calorifiques totales

L'addition des déperditions par transmission aux déperditions par renouvellement d'air donne les déperditions totales du local essentielles pour le chauffage. Elles sont données par la formule ci-dessous [9]:

$$D = D_T + D_R \quad (\text{II.22})$$

Comme notre étude ne concerne pas un local d'habitation, nous allons tenir compte des déperditions dues aux infiltrations d'air seulement et négliger les déperditions par renouvellement d'air.

$$D_R = D_{Rs}$$

Alors la formule des déperditions totale devient : [8]

$$D = D_T + D_{Rs} \quad (\text{II.23})$$

$$D = \Sigma D_s + D_{li} + D_{sol} + D_{inc} + D_{Rs} \quad (\text{II.24})$$

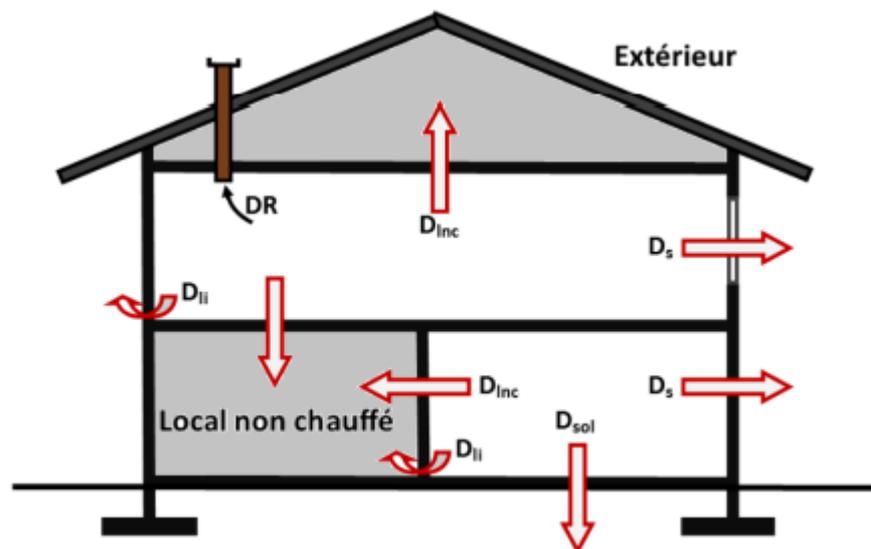


Figure II. 1 : Déperditions d'un local [9]

## II.9 Déperditions surfaciques par transmission à travers les parois

### II.9.1 Paroi séparant deux ambiances de température différentes

Les déperditions surfaciques par transmission à travers une paroi, pour une différence de température de 1°C entre les ambiances que sépare cette paroi est le produit entre le coefficient de transmission surfacique et la surface intérieure de la paroi :

$$D_s = K_{hiver} \cdot S_{int} \quad (\text{II.25})$$

Pour les parois séparant deux ambiances de température égale, les déperditions par transmission à travers cette paroi sont considérées nulles [9].

### II.9.2 Coefficient $K_{hiver}$ des parois opaques

Le coefficient de transmission thermique d'une paroi est caractérisé par la quantité de chaleur traversant une paroi en régime permanent, par unité de temps, par unité de surface et par unité de différence de température entre les ambiances de la paroi.

Le coefficient  $K_{hiver}$  d'une paroi est la somme des résistances thermiques des différentes couches de matériaux constituant les parois et des résistances thermiques superficielles internes et externes de cette dernière [9].

➤ Paroi homogène

$$\frac{1}{K_{hiver}} = \sum \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i} \quad (\text{II.26})$$

➤ Paroi hétérogène

$$K_{moy} = \frac{\sum K_{hiver} \cdot S_{int}}{\sum S_{int}} \quad (\text{II.27})$$

## II.10 Déperditions à travers les ponts thermiques

Les déperditions à travers une liaison, ou pont thermique, pour une différence de température de 1°C, sont définies par le produit entre le coefficient de transmission linéique de la liaison et la longueur de la liaison [9].

$$D_{li} = K_l \cdot L \quad [\text{W}/^\circ\text{C}] \quad (\text{II.28})$$

Les déperditions par ponts thermiques pour tout le local peuvent être évaluées à 20% des pertes surfaciques par transmission à travers les parois du local, soit :

$$D_{li} = \Sigma(K_l.L) = 0,20.(K_{hiver}.S_{int}) \quad (\text{II.29})$$

$$D_{li} = 0,2.\Sigma D_s \quad (\text{II.30})$$

### II.10.1 Déperditions à travers les parois en contact avec le sol

Les déperditions  $D_{sol}$  pour un plancher bas sur terre-plein ou pour un mur enterré sont le résultat du produit entre le coefficient linéique du plancher bas ou du mur et le périmètre intérieur du plancher [9].

$$D_{sol} = K_s.PI \quad (\text{II.31})$$

Ou,

Les valeurs des coefficients du plancher bas  $K_s$  sont données en fonction de la différence de niveau notée  $z$ . Elle est comptée négativement lorsque le plancher est plus bas que le sol, et positivement dans le cas contraire [9].

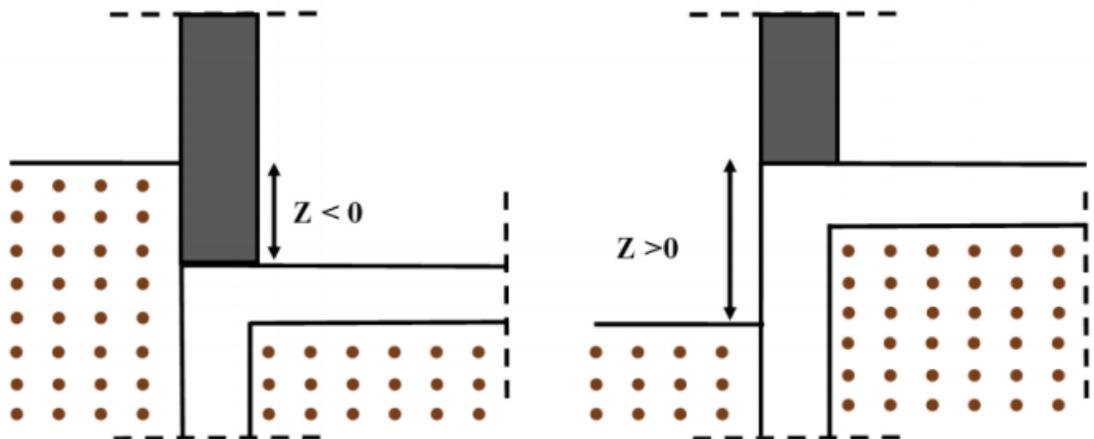


Figure II. 2 : Différence de niveau d'un plancher par rapport au sol.

### II.10.2 Déperditions à travers les parois en contact avec des locaux non chauffés

Un local non chauffé est compris comme un local dont le chauffage n'existe plus ou risque d'être interrompu pendant de longues périodes, ainsi que tout local chauffé par intermittence. Les

dépense par transmission  $D_{inc}$  par degré d'écart de température à travers une paroi en contact avec un local non chauffé sont définies par la somme des dépenses surfaciques et des dépenses par ponts thermiques de la paroi multipliée par un coefficient de réduction de température appelé Tau [9] .

$$D_{inc} = Tau. [\Sigma D_s + \Sigma (K_l.L)]$$

### (II.32) II.10.2.1 Coefficient de réduction de température Tau

Le coefficient Tau est un coefficient de réduction relatif à un local non chauffé quelconque. La valeur de Tau est obtenue en considérant que la température du local non chauffé résulte d'un équilibre entre les apports de chaleur provenant directement, ou indirectement des locaux chauffés, et les dépenses du local non chauffé vers l'extérieur ou vers un autre local non chauffé. Ceci conduit à la formule suivante :

$$Tau = \frac{\theta_{b,i} - \theta_{inc}}{\theta_{b,i} - \theta_{b,e}} = \frac{d_e}{d_e + a_c} \quad (II.33)$$

Le terme  $a_c$  est associé à la différence de température ( $\theta_i - \theta_{inc}$ ). De la même manière,  $d_e$  est associé à la différence de température ( $\theta_{inc} - \theta_e$ ). Et la valeur  $\theta_{inc}$  se trouve toujours à une température intermédiaire entre  $\theta_i$  et  $\theta_e$  [9].

## II.11 Dépense par les infiltrations d'air

Les dépenses par les infiltrations d'air sont calculées comme suit :

$$D_{Rs} = 0,34 . Q_s \quad (II.34)$$

### II.11.1 Débit supplémentaire par infiltrations dues au vent

Le débit supplémentaire dû au vent est déterminé en considérant seulement le débit d'air supplémentaire s'infiltrant par les ouvrants, et dont l'écoulement s'effectue de la façade au vent à la façade sous le vent (on parle de débit "traversant").

Les ouvrants concernés pour la détermination du débit supplémentaire dû au vent sont ceux faisant partie des parois extérieures, et ceux faisant partie des parois en contact avec des circulations ouvertes sur l'extérieur.

$$Q_s = \Sigma P_{pi} . e_{vi} \quad (II.35)$$

- $P_{pi}$  (en  $m^3/h$ . sous une différence de pression  $\Delta P = 1 Pa$ ) est la perméabilité à l'air de la paroi  $i$  ;
- $e_{vi}$  (sans dimension) est le coefficient d'exposition au vent affecté à la paroi  $i$ .

La perméabilité d'une paroi  $i$   $P_{pi}$  est donnée par la formule suivante :

$$P_{pi} = \sum (p_{oj} \cdot A_j) \quad (II.36)$$

Où :

- $P_{oj}$  (en  $m^3/h.m^2$  sous  $\Delta P = 1 Pa$ ) est la perméabilité surfacique à l'air de l'ouvrant  $j$ , c'est à dire le débit d'air traversant  $1 m^2$  de paroi sous une différence de pression  $\Delta P$  de  $1 Pa$  ;
- $A_j$  (en  $m^2$ ) est la surface de l'ouvrant  $j$ .

## II.12 Puissance de chauffage à installer

La puissance de chauffage est l'énergie nécessaire pour assurer une température de consigne et de confort dans la pièce ou le bâtiment à chauffer, cette puissance ne doit pas être inférieure aux déperditions de base.

Théoriquement, il suffirait d'une puissance utile égale aux déperditions de base pour être en mesure d'assurer la température de consigne d'un local, mais dans le cas pratique, en raison de l'inertie du bâtiment et des éventuelles pertes calorifiques dues aux réseaux de tuyauterie, la puissance à fournir doit être supérieure aux déperditions de base [9].

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

$$Q = [\theta_{b,i} - \theta_{b,e}] \cdot [(1 + \text{MAX}(C_r, C_{in})) \cdot D_T] + [(1 + C_r) \cdot D_{Rs}] \quad (II.37)$$

## Conclusion

Ce chapitre repose sur les lois qui sont régies par la réglementation algérienne à travers un document technique réglementaire « DTR », il a pour objectif de fournir une méthode de détermination des apports calorifiques des bâtiments, afin de calculer les puissances de chauffage et de climatisation, ainsi déterminer les batteries chaude et froide.

L'ensemble des lois que contient le DTR sont obligatoires à suivre lors de la construction de divers bâtiments afin de consommer moins d'énergie tout en restant dans le confort voulu.

# **CHAPITRE III**

## **BILAN THERMIQUE**

## Introduction

Le bilan thermique est une comptabilité des entrées et des sorties d'énergie du bâtiment pendant une période de temps donnée. Ce bilan doit évidemment être équilibré, par conservation de l'énergie. Le bilan énergétique détaille donc toutes les pertes et tous les gains, les sommes des gains et des pertes étant égales si la période de consommation est suffisamment grande.

### III.1 Représentation du local

Notre étude porte sur le dimensionnement d'un local de stockage de produits agro-alimentaire, située à Bejaïa dont l'altitude est inférieure à 100m ; et qui appartient à la zone climatique « A » du versant nord.

- Latitude :  $36^{\circ}44'06.4''\text{N}$
- Longitude :  $5^{\circ}04'40.4''\text{E}$
- Altitude  $< 100\text{ m}$

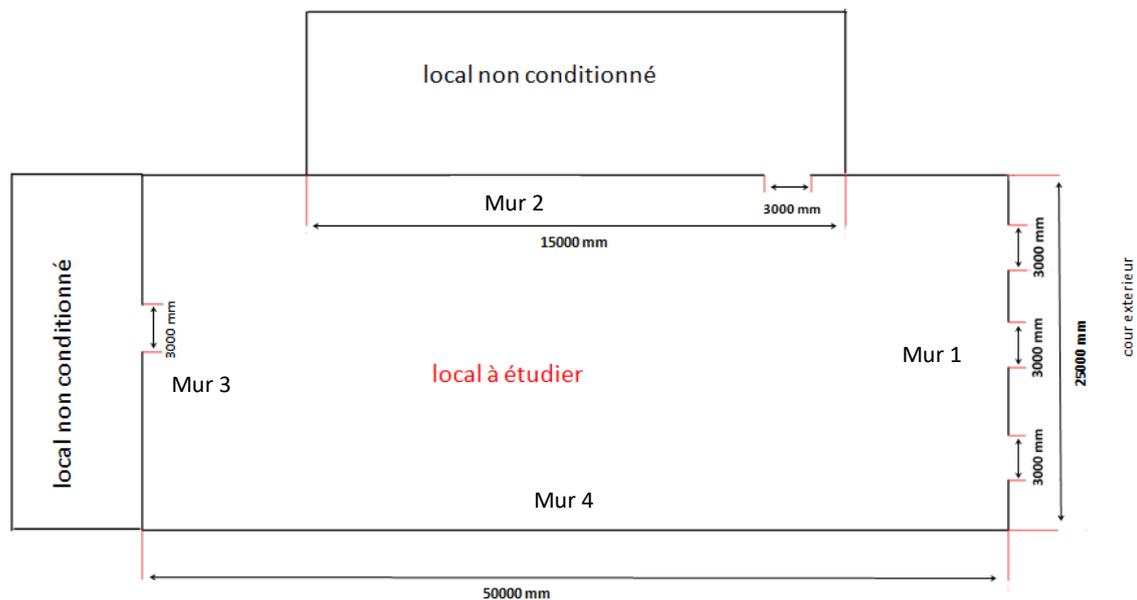


Figure III.1 : Représentation schématique du local

• Paramètres géographiques

	Orientation	surfaces				
		Mur [m <sup>2</sup> ]	Porte [m <sup>2</sup> ]	Mur net [m <sup>2</sup> ]	Plancher [m <sup>2</sup> ]	Toiture [m <sup>2</sup> ]
Mur1 (ext)	Est	200	31,5	168,5	1250	1250
Mur2 (ext/int)	Nord	400	10,5	389,5		
Mur3 (int)	Ouest	200	10,5	189,5		
Mur4 (ext)	Sud	400	--	400		

Tableau III.1 : Paramètres géographiques du local.

• Paramètre climatique

Conditions de base intérieures				Conditions de base extérieures estivale				Conditions de base extérieures hivernale	
$\theta_{b,i}$ (été) [°C]	$\theta_{b,i}$ (hiver) [°C]	$\Psi_{b,i}$ [%]	$r_{b,i}^s$ [kg <sub>e</sub> /kg <sub>a,s</sub> ]	$\theta_{b,e}$ [°C]	$r_{b,e}^s$ [kg <sub>e</sub> /kg <sub>a,s</sub> ]	$E_b$	$\Psi_{b,e}$ [%]	$\theta_{b,e}$ [°C]	$\Psi_{b,e}$ [%]
24	21	50	0,00931	34	0,0145	9	43	7	90

Tableau III.2 : Paramètres climatiques.

• Composition des parois du local

▪ Murs

En panneau sandwich - 2x Tôle en acier :  $e = 0,002\text{ m}$

- Laine de roche :  $e = 0,56\text{ m}$

▪ Toiture

En panneau sandwich - 2xTôle en acier :  $e = 0,002\text{ m}$

- Laine de roche :  $e = 0,66\text{ m}$

▪ Plancher

Béton :  $e = 0,170\text{ m}$

**• Autres données**

- Nombre d'occupants : 6
- Eclairage : 55 lampes à incandescentes (250Watts/ampoule)
- Deux chambres froides
  - Chambre froide négative :
    - 15 x 13 x 5
    - -22 °C
    - Panneaux isolants (murs et toiture) 100mm
  - Chambre froide positive :
    - 8 x 8 x 5
    - 6 °C
    - Panneaux isolant (murs et toiture) 80 mm

## Partie 1 : calcul des charges estivales

### III.2 Calcul du coefficient de transmission K

#### III.2.1 Coefficient de transmission des murs, du plancher et de la toiture

Le coefficient de transmission pour les parois opaques est calculé comme suit :

$$\frac{1}{K_{été}} = \Sigma R_i + \frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i} \quad (\text{III.1})$$

$\Sigma R_i$ : Somme des résistances thermique des différentes couches de matériaux constituant la paroi

$\frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i}$  : Somme des résistances d'échange superficiel.

Avec :  $R = \frac{e}{\lambda}$  (III.2)

▪ **Murs :**

	composition	e [m]	$\lambda$ [W/m.°C]	R [m <sup>2</sup> .°C /W]	$\frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i}$ [m <sup>2</sup> .°C /W]	$\Sigma R$	$K_{été}$ [W/m <sup>2</sup> .°C]
Murs 1,4	Tôle en acier	0,004	26	0,00015	0,14	1,2446	0,722
	Laine de roche	0,056	0,045	1,244			
Mur 3	Tôle en acier	0,004	26	0,00015	0,21	1,2446	0,687
	Laine de roche	0,056	0,045	1,244			
Mur 2(ext)	Tôle en acier	0,004	26	0,00015	0,14	1,2446	0,722
	Laine de roche	0,056	0,045	1,244			
Mur 2(int)	Tôle en acier	0,004	26	0,00015	0,21	1,2446	0,687
	Laine de roche	0,056	0,045	1,244			

**Tableau III.3** : Coefficients d'échange surfacique des murs intérieurs

▪ **Toiture :**

	Composition	e [m]	$\lambda$ [W/m.°C]	R [m <sup>2</sup> .°C /W]	$\frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i}$ [m <sup>2</sup> .°C /W]	$\Sigma R$	$K_{été}$ [W/m <sup>2</sup> .°C]
Toiture	Tôle en acier	0,004	26	0,00015	0,20	1,4669	0,599
	Laine de roche	0,066	0,045	1,4666			

**Tableau III.4:** Coefficient d'échange de la toiture

▪ **Plancher :**

	composition	e [m]	$\lambda$ [W/m.°C]	R [m <sup>2</sup> .°C /W]	$\frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i}$ [m <sup>2</sup> .°C /W]	$K_{été}$ [W/m <sup>2</sup> .°C]
plancher	Béton	0,7	2,3	0,304	0,17	2,108

**Tableau III.5 :** Coefficient d'échange du plancher

- Le coefficient K pour les portes extérieures :  $K= 5.8 [W.m^{-2} . °C^{-1}]$
- Le coefficient K pour les portes en contact avec des locaux non conditionnés :  $K= 4.5 [W.m^{-2} . °C^{-1}]$

**Remarque**

Les valeurs des résistances d'échanges superficiels sont prises de l'annexe A, (tableau A.2) ;

Les valeurs des coefficients des porte sont prises de l'annexe A(tableau A.3) .

### III.3 Apport des parois opaques extérieures

Les apports par les parois opaques extérieures sont calculés par la formule suivant :

$$APO_{aé} = 1,2.K_{été}.S_{int}.\Delta\theta_{eq} \quad (III.3)$$

#### III.3.1 Différences de température équivalente

Pour le cas de notre étude, nous avons qu'une seule paroi horizontale en contact avec l'extérieur et trois parois verticales ; l'une vers l'est, l'autre vers le nord et la dernière vers le sud donc nous allons utiliser la formule de différence de température équivalente pour les parois ensoleillées :

$$\Delta\theta_{eq} = \Delta\theta_{eqs} + C_{\Delta\theta e} + \frac{\alpha}{0,9} \cdot [\Delta\theta_{eqm} - \Delta\theta_{eqs}] \cdot \frac{I_{t,b}}{I_{t,b}(40)} \quad (\text{III.4})$$

Selon la réglementation thermique algérienne du bâtiment, les calculs des apports calorifiques doivent être menés pour le mois le plus chaud de l'année à 15 h. dans notre étude nous avons considéré que le mois de juillet est le plus chaud de l'année. [9].

• **Murs 1, 2, 4 et toiture**

	Orientation	$\Delta\theta_{eqs}$ [°C]	$\Delta\theta_{eqm}$ [°C]	$C_{\Delta\theta e}$	$\alpha$	$I_{t,b}$ [W/m <sup>2</sup> ]	$I_{t,b}(40)$ [W/m <sup>2</sup> ]	$\Delta\theta_{eq}$ [°C]
Mur 1	Est	6,7	7,2	2,6	0,7	516	516	9,68
Mur 2	Nord	6,7	6,7	2,6	0,7	48	47	9,3
Mur 4	Sud	6,7	15,6	2,6	0,7	167	217	14,627
Toiture	Horizontal	7,2	21,1	2,6	0,7	750	734	20,926

**Tableau III.6** : Différence de température équivalente pour les murs extérieurs et le toit.

-  $\Delta\theta_{eqs}$  (t) (en °C) est la différence de température équivalente à l'heure t en considérant que la paroi est à l'ombre ; les valeurs de  $\Delta\theta_{eqs}(t)$  sont prises de l'annexe A (Tableau A.6) pour les parois verticales, et du (Tableau A.7) pour les parois horizontales ;

-  $C_{\Delta\theta e}$  (en °C) est un facteur de correction dû, d'une part, à la différence maximale  $\Delta\theta_{s,max}$  de la température sèche de l'air entre l'extérieur et l'intérieur pour le mois considéré, et d'autre part à l'écart diurne de base  $E_b$  pour le mois considéré ; les valeurs de  $C_{\Delta\theta e}$  sont prise de l'annexe A (Tableau A.8) ;

-  $\alpha$  est le facteur d'absorption de la paroi, la valeur de  $\alpha$  est prise de l'annexe A (tableau A.4) ;

-  $\Delta\theta_{eqm}$  (t) (en °C) est la différence équivalente de température à l'heure t pour l'orientation de la paroi considérée ; les valeurs de  $\Delta\theta_{eqm}(t)$  sont prises de l'annexe A (Tableau A.6) pour les parois verticales, et du (Tableau A.7) pour les parois horizontales ;

-  $I_{t,b}$ (en W/m<sup>2</sup>) est le rayonnement total de base pour le mois, la latitude et l'orientation considérés, la détermination des valeurs de  $I_{t,b}$  pour la latitude 36° Nord est obtenue par interpolation linéaire, annexe A (tableau A.5).

Après avoir calculé la différence de température équivalente, nous allons déduire les apports des parois opaques en contact avec l'extérieur :

	$K_{été}$ [W/m <sup>2</sup> .°C]	$S_{int}$ [m <sup>2</sup> ]	$\Delta\theta_{eq}$ [°C]	$APO_{aé}$ [W]
Mur 1	0,722	200	9,68	1677,887
Mur 2(ext)	0,722	280	9,3	2256,828
Mur 4	0,722	400	14,627	5070,839
Toiture	0,599	1250	20,926	18831,886

**Tableau III.7 :** Apports des parois extérieures 1, 2 ,4et le toit.

### III.4 Apports des parois opaques intérieures

Les apports des parois opaques intérieures sont calculés en fonction de l'écart de température sèche entre un espace non conditionné et un local conditionné.

$$APO_{int} = K_{été} \cdot S_{int} \cdot \Delta\theta_{inc} \quad (III.5)$$

$$\Delta\theta_{inc} = [(\theta_e - C_{inc}) - \theta_{b,i}] \quad (III.6)$$

	$\theta_{s,e}$ [°C]	$\theta_{b,i}$ [°C]	$C_{inc}$	$\Delta\theta_{inc}$ [°C]	$S_{int}$ [m <sup>2</sup> ]	$K_{été}$ [W/m <sup>2</sup> .°C]	$APO_{int}$ [W]
Mur 2	34	24	-10	20	109,5	0,687	1505,57
Mur 3	34	24	-10	20	189,5	0,687	2605,53
Porte	34	24	-10	20	21	4,5	1890

**Tableau III.8 :** Apports des parois opaques intérieures.

#### Remarque

Les valeurs du coefficient de correction  $C_{inc}$  sont prises de l'annexe A (Tableau A.9) pour une masse surfacique du plancher supérieure à 150 [kg/m<sup>2</sup> ] et une température de base extérieure égale a 34 °C pour un local technique (cas 2).

### III.5 Apports des parois en contact avec le sol

Les apports par transmission à travers les parois en contact avec le sol sont donnés par :

$$APO_{aé} = 1,2 \cdot K_{été} \cdot S_{int} \cdot (\theta_m - \theta_{loc,c}) \quad (III.7)$$

	$\theta_m$ [°C]	$\theta_{b,i}$ [°C]	$K_{été}$ [W/m <sup>2</sup> .°C]	$S_{app}$ [m <sup>2</sup> ]	$APO_{sol}$ [W]
Plancher	25,5	24	2,108	1250	3952,796

**Tableau III.9:** Apport par les parois en contact avec le sol.

### III.6 Apports totaux des parois opaques

Les apports totaux des parois opaques correspondent à la somme des apports à travers les parois opaques extérieures ; intérieures et celles en contact avec le sol

$$APO_{tot} = \Sigma APO_{a\acute{e}} + APO_{int} + APO_{sol} \quad (III.8)$$

$APO_{a\acute{e}}[W]$				$APO_{int}[W]$			$APO_{sol}[W]$	$APO_{tot}$ [W]
Mur 1	Mur 2(ext)	Mur 4	Toiture	Mur 2(int)	Mur 3	Porte	Plancher	
1677,887	2256,827	5070,839	18831,885	1505,570	2605,530	1890	3952,795	37791,333

**Tableau III.10:** Apports totaux des parois opaques.

### III.7 Calculs des apports de chaleur par introduction d'air extérieur

#### III.7.1 Apports dus au renouvellement d'air

Le renouvellement d'air d'un local est assuré par un débit d'air neuf hygiénique extérieur non pollué pour le maintien d'une teneur acceptable en oxygène et en gaz carbonique de l'air ambiant. Pour calculer les apports dus au renouvellement d'air sensible et latent, on doit tenir compte du débit d'air neuf :

$$AREN_s = 0,320 \cdot qv_{an} \cdot (\theta_{s,e} - \theta_{b,i}) \quad (III.9)$$

$$AREN_l = 0,797 \cdot qv_{an} \cdot MAX. \left[ (r_{b,e}^s - r_{b,i}^s), 0 \right] \quad (III.10)$$

- $qv_{an}$  (en  $m^3/h$ ) représente le débit d'air neuf, sa valeur est prise de l'annexe A (tableau A.12).

Avec :

$$\theta_e = \theta_{b,e} - (C_{T,s} \cdot E_b) \quad (III.11)$$

$\theta_e$  : Représente la température sèche de l'air extérieur à l'heure t

$C_{T,s}$  : Coefficient de correction en % à l'heure t, qui est égale à 0% pour le mois de juillet à 15h, annexe A (Tableau A.10).

$qv_{an}$ [m <sup>3</sup> /h]	$\theta_e$ [°C]	$\theta_{b,i}$ [°C]	$r_{b,e}^s$ [g <sub>e</sub> /kg <sub>a,s</sub> ]	$r_{b,i}^s$ [g <sub>e</sub> /kg <sub>a,s</sub> ]	N	$AREN_s$ [W]	$AREN_l$ [W]
25	34	24	14,5	9,31	6	480	620,465

**Tableau III.11** : Apports sensibles et latents dus au renouvellement d'air.

### III.7.2 Apports dus aux infiltrations

Les apports dus aux infiltrations sont considérés seulement par les ouvrants (portes, fenêtres), que seule l'action du vent les provoque. Pour notre cas nous disposant de trois portes donnant vers l'extérieur. Pour calculer les apports dus aux infiltrations sensible et latent, on doit tenir compte du débit dû aux infiltrations

$$AINF_s = 0,320 \cdot qv_{inf} \cdot (\theta_e - \theta_{b,i}) \quad (III.12)$$

$$AINF_l = 0,797 \cdot qv_{inf} \cdot (r_{b,e}^s - r_{b,i}^s) \quad (III.13)$$

Avec,

$$qv_{inf} = \sum(qv_{ouv} \cdot S_{ouv}) \quad (III.14)$$

$$qv_{inf} = (21,7 \cdot 31,5) = 683,55 \quad [\text{m}^3/\text{h}]$$

$qv_{inf}$ [m <sup>3</sup> /h]	$\theta_e$ [°C]	$\theta_{b,i}$ [°C]	$r_{b,e}^s$ [g <sub>e</sub> /kg <sub>a,s</sub> ]	$r_{b,i}^s$ [g <sub>e</sub> /kg <sub>a,s</sub> ]	$AINF_s$ [W]	$AINF_l$ [W]
683,55	34	24	14,5	9,31	2187,36	2827,46

**Tableau III.12** : apport sensible et latent dus aux infiltrations.

-  $qv_{inf}$  (en m<sup>3</sup> /h) représente le débit dû aux infiltrations, sa valeur est prise de l'annexe A (tableau A13).

### III.8 Apport de chaleur par introduction de marchandise

La marchandise entre dans le local à une température inférieure à 24°C qui est égale à la température de base intérieure

Cependant on néglige les apports de chaleur par introduction de marchandise

### III.9 Calculs des gains internes

#### III.9.1 Gains dus aux occupants

Les dégagements de chaleur par occupants seront d'autant plus importants que la température à l'intérieur du local. Le calcul des apports de chaleur sensibles et latents s'effectue en fonction de la température ambiante du local et du type d'activité.

$$AI_{S,oc} = n.C_{S,oc} \quad (III.15)$$

$$AI_{L,oc} = n.C_{L,oc} \quad (III.16)$$

$C_{S,oc}$ [W]	$C_{L,oc}$ [W]	$n$	$AI_{S,oc}$ [W]	$AI_{L,oc}$ [W]
86	134	6	516	804

**Tableau III.13 :** Gains dus aux occupants.

#### III.9.2 Gains dus à l'éclairage

La chaleur sensible provenant des ampoules à incandescences électriques est calculée comme suit :

$$AI_{éc} = \Sigma(W_n.C_{me}.C_{cr}) \quad (III.17)$$

$[W_n/lampe]$ [W]	Nombre d'occupant	$W_n$ [W]	$C_{me}$	$C_{cr}$	$AI_{éc}$ [W]
250	55	13750	1,2	1	16500

**Tableau III.14:** Gains dus à l'éclairage.

#### Remarque

Selon la réglementation algérienne (DTR-C3T) :

$C_{me}$  : est égale 1,2 pour les lampes à incandescence ;

$C_{cr}$  : est égale à 1 pour les installations dont l'éclairage n'est pas raccordé à un système d'extraction d'air.

### III.10 Calculs des apports de chaleur internes

On désigne par apport de chaleur interne, les quantités de chaleur dégagée par les occupants, les machines à moteur électrique, l'éclairage, etc. Dans notre cas, seules les sources de charge interne par occupants et par éclairage qui sont pris en considération.

$$AI = \Sigma(CS.AI_S.N_{AI}) + \Sigma(CS.AI_L) \quad (III.18)$$

Avec

,  $C_S$  : Coefficient de simultanéité relatif à l'apport interne, annexe A (Tableau A.14)

$N_{AI}$  : Coefficient d'amortissement relatif à l'apport interne,

#### III.10.1 Apports internes latents

Les apports internes latents sont ceux engendrés par les occupants.

$$AI_L = (CS.AI_{L,oc}) \quad (III.19)$$

$$AI_L = 0,9 \cdot 804$$

$$AI_L = 723,6 \text{ [W]}$$

#### III.10.2 Apports internes sensibles

Les gains totaux sensibles sont la somme des gains sensibles dus aux occupants et l'éclairage.

$$AI_S = \Sigma(CS.AI_S.N_{AI}) \quad (III.20)$$

Avec,

Le coefficient d'amortissement  $N_{AI}$  relatif aux apports internes dus aux occupants et l'éclairage est égal à 100% dans le cas où la durée de l'apport interne est supérieure à la durée de fonctionnement de l'installation.

$CS_{oc}$	$CS_{ec}$	$AI_{S,oc}$ [W]	$AI_{S,éc}$ [W]	$N_{AI,oc}$	$N_{AI,éc}$	$AI_S$ [W]
0,9	0,85	516	16500	1	1	14489,4

**Tableau III.15:** Apports internes sensibles.

### III.11 Calculs des apports calorifiques sensibles et latents

Les apports calorifiques sensibles et latents sont calculés de la manière suivante :

$$A_S = APO + AV + AI_S + AINF_S \quad (III.21)$$

$$A_L = AI_L + AINF_L \quad (III.22)$$

$APO_{tot}$ [W]	$AI_S$ [W]	$AI_L$ [W]	$AINF_S$ [W]	$AINF_L$ [W]	$A_S$ [W]	$A_L$ [W]
37791,333	14489,4	723,6	2187,36	2827,46	54468,093	3551,06

**Tableau III. 16** : Apports calorifiques sensibles et latents.

### III.12 Calculs des apports calorifiques totaux

Le calcul de la puissance frigorifique de l'installation revient au calcul des apports calorifiques totaux.

$$AT_{tot} = AT_S + AT_L \quad (III.23)$$

Avec,

$$AT_S = (C_{\Delta as} \cdot A_S) + AREN_S \quad (III.24)$$

$$AT_L = (C_{\Delta al} \cdot A_L) + AREN_L \quad (III.25)$$

$C_{\Delta as}$	$C_{\Delta al}$	$A_S$ [W]	$A_L$ [W]	$AREN_S$ [W]	$AREN_L$ [W]	$AT_S$ [W]	$AT_L$ [W]	$AT_{tot}$ [W]
1,05	1	54468,093	3551,06	480	620,46	57671,5	4171,06	61843,02

**Tableau III. 17**: Apports calorifiques totaux.

Les valeurs des coefficients  $C_{\Delta as}$ ,  $C_{\Delta al}$  sont dans l'annexe A (Tableau A.15), pour notre étude nous avons pris le cas où les conduits d'air sont à l'intérieur des locaux climatisés.

### III.13 Déperditions due aux chambres froides

Notre local contient deux chambres froides, une positive et l'autre négative ; les déperditions due aux chambres froides sont calculer comme suit :

$$D_{cf} = D_i \cdot (\theta_{b,i} - \theta_i) \quad (III.26)$$

Avec,

$$D_{cf,P} = K_{cf} \cdot S_{int} \quad (\text{III.27})$$

$$D_{cf,N} = K_{cf} \cdot S_{int} \quad (\text{III.28})$$

○ **Chambre froide négative**

	mur net m <sup>2</sup>	$K_{cf,N}$ [W/m <sup>2</sup> .°C]	$D_{i,N}$ [W/°C]	$\sum D_{i,N}$ [W/°C]
Mur 1	65	0,19	12,35	90,25
Mur 2	75	0,19	14,25	
Mur 3	65	0,19	12,35	
Mur 4	75	0,19	14,25	
Toiture	195	0,19	37,05	

**Tableau III.18** : déperditions dus a la chambre froide négative

○ **Chambre froide positive**

	mur m <sup>2</sup>	$K_{cf,P}$ [W/m <sup>2</sup> .°C]	$D_{i,p}$ [W/°C]	$\sum D_{i,p}$ [W/°C]
Mur 1	40	0,21	8,4	47,04
Mur 2	40	0,21	8,4	
Mur 3	40	0,21	8,4	
Mur 4	40	0,21	8,4	
Toiture	64	0,21	13,44	

**Tableau III. 19** : déperditions dus à la chambre froide positive.

$$D_{cf} = D_i \cdot (\theta_{b,i} - \theta_i)$$

$$D_{cf,N} = 90,25 \cdot (24 - (-22)) = 4151,5 [W]$$

$$D_{cf,p} = 47,04 \cdot (24 - 6) = 846,72 [W]$$

$$D_{cf} = 4151,5 + 846,72 = 4998,22 [W]$$

**Remarque**

Les coefficients d'échange K des panneaux isolants des parois des chambres frigorifiques sont fournis par le constructeur :

$$K_{cf,N} = 0,19 \text{ [W/m}^2 \cdot \text{°C]}$$

$$K_{cf,P} = 0,21 \text{ [W/m}^2 \cdot \text{°C]}$$

Les déperditions dus aux chambres froides représente 8,7% des apports totaux du local ce qui n'est pas négligeable.

#### **III.1 4 Calcul de la puissance frigorifique**

$$AT = AT_{tot} - D_{cf} \tag{III.29}$$

$$AT = 61843,02 - 4998,22$$

$$AT = 56844,8 \text{ [W ]}$$

## Partie 2 : calculs des charges hivernales

### III.15 Calculs des déperditions surfaciques par transmission à travers les parois

Le calcul du bilan revient au calcul de la somme des déperditions thermiques par transmissions et des déperditions par renouvellement d'air.

$$D_T = D_s + D_{li} + D_{sol} + D_{inc} \quad (\text{III.30})$$

#### III.15.1 Calcul du coefficient de transmission $K_{hiver}$

Comme nous l'avons déjà cité dans la première partie, le coefficient de transmission pour les parois homogène est calculé comme suit :

$$\frac{1}{K_{hiver}} = \sum \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i} \quad (\text{III.31})$$

#### ▪ Murs :

	Composition	e [m]	$\lambda$ [W/m.°C]	R [m <sup>2</sup> .°C /W]	$\frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i}$ [m <sup>2</sup> .°C/W]	$\sum R$	$K_{hiver}$ [W/m <sup>2</sup> .°C]
Mur 1,4	Tôle en acier	0,004	26	0,00015	0,17	1,2446	0,707
	Laine de roche	0,056	0,045	1,244			
Mur 3	Tôle en acier	0,004	26	0,00015	0,22	1,2446	0,683
	Laine de roche	0,056	0,045	1,244			
Mur 2	Tôle en acier	0,004	26	0,00015	0,17	1,2446	0,707
	Laine de roche	0,056	0,045	1,244	0,22		0,683

Tableau III.20 : Coefficients d'échange surfaciques des murs intérieurs

▪ **Toiture :**

	Composition	e [m]	$\lambda$ [W/m.°C]	R [m <sup>2</sup> .°C /W]	$\frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i}$ [m <sup>2</sup> .°C /W]	$\Sigma R$	$K_{hiver}$ [W/m <sup>2</sup> .°C]
Toiture	Tôle en acier	0,004	26	0,00015	0,14	1,467	0,622
	Laine de roche	0,066	0,045	1,466			

**Tableau III.21:** Coefficients d'échange de la toiture

▪ **Plancher :**

	Composition	e [m]	$\lambda$ [W/m.°C]	R [m <sup>2</sup> .°C /W]	$\frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i}$ [m <sup>2</sup> .°C /W]	$K_{été}$ [W/m <sup>2</sup> .°C]
plancher	Béton	0,7	2,3	0,3043478261	0,34	1,551956815

**Tableau III.22 :** Coefficients d'échange du plancher

**Remarque**

Les résistances d'échanges superficiels pour l'hiver sont dans l'annexe B (Tableau B.2).

• **Coefficient moyen des parois hétérogènes**

Le coefficient de transmission moyen des parois hétérogènes est calculé par la formule suivante :

$$K_{moy} = \frac{\Sigma K_{hiver} \cdot S_{int}}{\Sigma S_{int}} \tag{III.32}$$

	$S_{int}[m^2]$		$K_{hiver}[W /m^2.°C]$		$K_{moy}[W/m^2.°C]$
	Mur	Porte	Mur	Porte	
Mur2	109,5	10,5	0,683	4,5	1,0168
Mur3	189,5	10,5	0,6823	4,5	0,883
Mur 1	168,5	31,5	0,707	5,8	1,509

**Tableau III. 23 :** Coefficient  $K_{moy}$  des parois hétérogènes.

**III.15.2 Déperditions à travers les parois opaques  $D_s$**

$$D_s = K_{hiver} \cdot S_{int} \tag{III.33}$$

Pour calculer les déperditions à travers les parois opaques, on doit faire la somme des déperditions pour chaque paroi opaque, comme représenté dans le tableau suivant :

	$S_{int}$ m <sup>2</sup>	$K_{hiver}$ [W/m <sup>2</sup> .°C]	$K_{moy}$ [W/m <sup>2</sup> .°C]	$D_s$ [W/°C]	$\sum D_s$ [W/°C]
Mur 1	200	-	1,509	301,815	1859,103
Mur 2 (ext)	280	0,707	-	197,936	
Mur 2 ( int )	120	-	1,0168	122,0145	
Mur 3	200	-	0,883	176,637	
Mur 4	400	0,707	-	282,766	
Toiture	1250	0,622	-	777,934	

**Tableau III.24 :** Déperditions à travers les parois opaques  $D_s$ .

### III.16 Déperditions à travers les ponts thermiques $D_{li}$

Les déperditions à travers les ponts thermiques peuvent être évaluées à 20% des pertes surfaciques par transmission à travers les parois du local grâce à la loi suivante :

$$D_{li} = \sum (K_l \cdot L) = 0,20 \cdot \sum (K_{hiver} \cdot S_{int}) \quad (III.34)$$

$$D_{li} = 0,20 \sum D_s$$

$$D_{li} = 0,20 \cdot 1859,102283$$

$$D_{li} = 371,82 \quad [W/°C]$$

### III.17 Déperdition à travers les parois en contact avec le sol $D_{sol}$

$$D_{sol} = K_s \cdot PI \quad (III.35)$$

Avec :

- Périmètre du sol  $PI = 132,3$
- Coefficient de transmission du plancher pour une hauteur de 0,7m  
 $K_s = 2,35 \text{ W/m} \cdot \text{°C}$ , annexe B (tableau B.4)

$$D_{sol} = 2,35 \cdot 132,3 = 310,905 \quad [W/°C]$$

### III.18 Déperditions à travers les parois en contact avec les locaux non chauffés $D_{inc}$

$$D_{inc} = Tau \cdot [\Sigma D_s + \Sigma (K_l \cdot L)] \quad (III.36)$$

Les murs 3 et 4 sont les seuls à être en contact avec d'autres locaux non chauffés.

- **Calcul du coefficient de réduction de température Tau**

La valeur de Tau résulte de l'écriture de l'équilibre thermique entre le local chauffé et l'espace non chauffé :

$$Tau = \frac{\theta_{b,i} - \theta_{inc}}{\theta_{b,i} - \theta_{b,e}} \quad (III.37)$$

	$\theta_{b,i}$ [°C]	$\theta_{b,e}$ [°C]	$\theta_{inc}$ [°C]	Tau
Mur 2	21	7	16	0,3571
Mur 3	21	7	20	0,0714

**Tableau III.25 :** Valeurs du coefficient de réduction de température.

#### Remarque

Les valeurs des températures des locaux non chauffés en contact avec les murs 2 et 3 sont estimées.

- **Calcul du coefficient  $K_l$**

Pour le mur 2 et mur 3 :

Le coefficient  $K_l$  pour une liaison entre parois extérieures courante et une paroi intérieure isolée est donné comme suite (annexe B, tableau B.3) :

$$K_l = \frac{0,4 \cdot e}{R + 0,25} \quad (III.38)$$

Donc :

$$D_{li} = (K_{l,plancher} \cdot L) + (K_{l,toiture} \cdot L) \quad (III.39)$$

- **Mur 2**

	$K_l$ [W/m · °C]	L [m]	$D_{li}$ [W/°C]	$\Sigma D_{li}$ [W/°C]
Plancher	0,155	15	2,328	2,573
Toiture	0,0163	15	0,2446	

**Tableau III.26 :** Coefficient  $K_l$  pour le mur 2

- **Mur 3**

	$K_l$ [W/m · °C]	L [m]	$D_{li}$ [W/°C]	$\sum D_{li}$ [W/°C]
Plancher	0,155	25	3,88	4,288
Toiture	0,0163	25	0,408	

**Tableau III.27** : Coefficient  $K_l$  pour le mur 3

Les valeurs des déperditions à travers les parois en contact avec les locaux non chauffés sont représentées dans le tableau suivant :

$$D_{inc} = Tau \cdot [\sum D_s + \sum (K_l \cdot L)] \quad (III.40)$$

	Tau	$D_s$ [W/°C]	$D_{li}$ [W/°C]	$D_{inc}$ [W/°C]	$\sum D_{inc}$ [W/°C]
Mur 2(int)	0,357	122,0145	2,573	44,496	57,419
Mur3	0,0714	176,637	4,2881	12,923	

**Tableau III.28** : Déperdition à travers les parois en contact avec les locaux non chauffés

### III.19 Déperditions par renouvellement d'air

La réglementation algérienne stipule que les déperditions par renouvellement d'air sont prise en compte seulement lors du dimensionnement d'une installation de chauffage à usage d'habitation, et vue que notre étude est basée sur local de stockage, nous allons tenir compte des déperditions dues aux infiltrations d'air seulement et négliger les déperditions par renouvellement d'air.

Le mur 1 est le seul à avoir des ouvrants donnant vers l'extérieur

$$D_{Rs} = 0,34 \cdot Q_s \quad (III.41)$$

- **Calculer le débit supplémentaire par infiltrations dues au vent**

$$Q_s = \sum P_{pi} \cdot e_{vi} \quad (III.42)$$

Avec,

$$P_{pi} = \sum (p_{oj} \cdot A_j) \quad (III.43)$$

$$P_{pi} = 6 \cdot 31,5 = 189 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

$$Q_s = 189 \cdot 1,47 = 277,83 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

- **Calculer les déperditions par infiltration d'air**

$$D_{Rs} = 0,34 \cdot 277,83$$

$$D_{Rs} = 94,462 \text{ [W/}^\circ\text{C]}$$

**Remarque**

- La valeur de  $P_o$  des portes est prise de l'annexe B (tableau B.5)
- La valeur du coefficient d'exposition au vent est du (tableau B.6) annexe B avec une hauteur inférieure a 4 ( $H \leq 4$ ) et une Rugosité de classe IV.

**III.20 Déperditions due aux chambres froides**

- Chambre froide négative :

$$D_{cf,N} = 90,25 \cdot (21 - (-22)) = 3880,75 \text{ [W]}$$

- Chambre froide positive :

$$D_{cf,p} = 47,04 \cdot (21 - 6) = 705,6 \text{ [W]}$$

$$D_{cf} = 3880,75 + 705,6 = 4586,35 \text{ [W]}$$

**III.21 Déperditions totales**

$$D = \Sigma D_s + D_{li} + D_{sol} + D_{inc} + D_{Rs} \quad \text{(III.44)}$$

$D_s$ [W/°C]	$D_{li}$ [W/°C]	$D_{sol}$ [W/°C]	$\Sigma D_{inc}$ [W/°C]	$D_T$ [W/°C]
1859,102	371,82	310,905	57,419	2599,246

**Tableau III.29** : Déperditions totales.**III.22 Puissance de chauffage**

$$Q = \left[ \left[ \theta_{b,i} - \theta_{b,e} \right] \cdot \left[ (1 + \text{MAX}(C_r, C_{in})) \cdot D_T \right] + \left[ (1 + C_r) \cdot D_{Rs} \right] \right] + D_{cf} \quad \text{(III.45)}$$

$$Q = \left[ [21 - 7] \cdot [(1 + 0,2) \cdot 2599,246] + [(1 + 0,2) \cdot 94,462] \right] + 4586,35$$

$$Q = 49840,64 \text{ [W]}$$

Les valeurs des coefficients  $C_r$  et  $C_{in}$  qui sont respectivement le ratio des pertes calorifiques dues au réseau de tuyauteries et le coefficient de surpuissance sont pris selon la réglementation algérienne,  $C_r=0,20$  et  $C_{in}=0,20$ .

### Partie 3: Dimensionnement de l'installation

#### III.23 Evolution de l'air en période d'été

##### III.23.1 Température de soufflage

Pour déterminer la température de soufflage, on doit fixer un écart de soufflage entre la température de l'air à l'entrée de la bouche de soufflage et la température intérieure du local de stockage compris dans l'intervalle [8°C, 12°C] lorsque le soufflage est loin des occupants. [5]

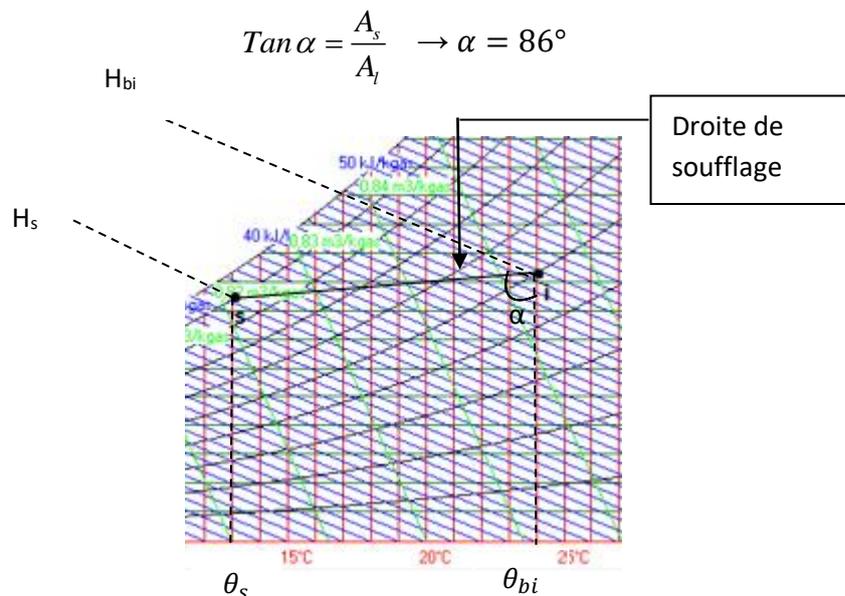
$$\Delta\theta_{sfl} = |\theta_{sfl} - \theta_{b,i}| \quad (\text{III.46})$$

Le choix de l'écart de soufflage influe directement sur le confort des personnes (l'air trop chaud ou trop froid crée une sensation désagréable), comme il influe aussi sur le débit de soufflage (le débit de soufflage est d'autant plus grand que l'écart de soufflage est réduit). [5]

Dans notre cas, nous allons fixer un écart de soufflage de 10°C, sachant que  $\theta_{b,i} = 24^\circ\text{C}$   
donc :  $\theta_{sfl} = 14^\circ\text{C}$

##### III.23.2 Caractéristique du point de soufflage

Il existe plusieurs méthodes pour déterminer les caractéristiques du point de soufflage, pour notre étude nous choisirons la méthode graphique



**Figure III.2:** méthode de détermination de point de soufflage.

Après avoir tracé la droite de soufflage, les caractéristiques du point de soufflage sont les suivantes :

$$\left\{ \begin{array}{l} \theta_{sfl} = 14 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ \Psi = 88 \text{ [%]} \\ r_{sfl}^s = 8,7 \text{ [g/kg}_{a,s}\text{]} \\ H_{sfl} = 35,5 \text{ [kJ/kg}_{a,s}\text{]} \end{array} \right\}$$

### III.23.3 Calculs des débits

- **Débit de soufflage**

Lorsque l'écart de soufflage est choisi, le débit massique de soufflage se calcule par l'équation résultant du bilan [5] :

$$qm_{a,sfl} = \frac{AT}{H_i^s - H_{sfl}^s} \quad (\text{III.47})$$

$$qm_{a,sfl} = \frac{56,8448}{46,8 - 35,5}$$

$$qm_{a,sfl} = 5,03 \text{ [kg}_{a,s}\text{/s]}$$

- **Débit d'air neuf**

$$q_{van} = 25 \text{ [m}^3\text{/h]} \text{ Par occupant}$$

Donc, nous avons besoins de minimum  $150 \text{ [m}^3\text{/h]} = 0,054 \text{ [kg}_{a,s}\text{/s]}$  pour subvenir aux besoins des 6 occupants.

D'après la norme EN 16282 le débit d'air neuf imposé pour un local de stockage de produit Agro-alimentaire est de  $6 \text{ [m}^3\text{/h]}$  par  $\text{m}^2$  de plancher

$$q_{m,an} = 6 \cdot A \quad (\text{III.48})$$

$$q_{m,an} = 6 \cdot 1250 = 2,5 \text{ [kg}_{a,s}\text{/s]}$$

- **Débit d'air recyclé**

$$q_{ma,r} = qm_{a,sfl} - q_{m,an} \quad (\text{III.49})$$

$$q_{m,ar} = 5,03 - 2,5 = 2,53 \text{ [kg}_{a,s}/s]$$

### III.23.4 Calcul du point de mélange

On utilise la méthode suivante:

On a :

$$\frac{IM}{IE} = \frac{q_{m,an}}{q_{m,am}} \rightarrow IM = \frac{q_{m,an}}{q_{m,am}} . IE$$

IM : Est la distance géométrique entre le point I et le point M.

IE : Est la distance géométrique entre le point I et le point E.

$q_{m,am}$  : Est le débit d'air mélangé.

$$q_{m,am} = q_{m,an} + q_{m,ar} = 2,5 + 2,53 = 5,03 \text{ [kg}_{a,s}/s]$$

$$q_{m,am} = q_{m,sfl} = 5,03 \text{ [kg}_{a,s}/s]$$

#### Application

$$IM = \frac{2,5}{5,03} . 6 = 2,9 \text{ [cm]}$$

D'après le diagramme psychométrique les caractéristiques du point de mélange M sont :

$$\left\{ \begin{array}{l} \theta_m = 28,9 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ \Psi = 48[\%] \\ r_m^s = 11,8[\text{g/kg}_{a,s}] \\ H_m = 58 \text{ [kJ/kg}_{a,s}] \end{array} \right\}$$

En allongeant la droite de soufflage sur le diagramme à la saturation, les caractéristiques du point 'b' sont :

$$\left\{ \begin{array}{l} \theta_b = 10,5 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ \Psi = 100 [\%] \\ r_b^s = 7,9 \text{ [g/kg}_{a,s}] \\ H_b = 29,8 \text{ [kJ/kg}_{a,s}] \end{array} \right\}$$

De ce fait, nous allons déduire le débit volumique de soufflage

$$qv_{a,sfl} = qm_{a,sfl} \cdot 3600 \cdot V'' \quad (\text{III.50})$$

Dans le diagramme :  $V'' = 0,825 \text{ [m}^3/\text{kg}_{a,s}]$

$$qv_{a,sfl} = 5,03 \cdot 3600 \cdot 0,825$$

$$qv_{a,sfl} = 14939,1 \text{ [m}^3/\text{h}]$$

### III.23.5 Puissance de la batterie froide

$$P_{BF} = q_{m,as} \cdot (H_m - H_b) \quad (\text{III.51})$$

$$P_{BF} = 5,03 \cdot (58 - 30)$$

$$P_{BF} = 140,84 \text{ [kW]}$$



### III.24 Evolution de l'air en période d'hiver

#### III.24.1 Caractéristique du point intérieure

$$\left\{ \begin{array}{l} \theta_i = 21 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ \Psi = 50 \text{ [%]} \\ r_i^s = 7,7 \text{ [g/kg}_{a,s}\text{]} \\ H_i = 39,58 \text{ [kJ/kg}_{a,s}\text{]} \end{array} \right\}$$

#### III.24.2 Caractéristique du point de soufflage

En hiver nous ne disposant pas de déperditions latentes, le chauffage se fait donc à humidité spécifique constante  $r_i^s = r_{sfl}^s = 7,7 \text{ [g/kg}_{a,s}\text{]}$

On a les déperditions totales  $Q = 49,8406 \text{ [kW]}$

$$Q = q_{m,as} \cdot (H_{sfl} - H_i) \rightarrow H_{sfl} = H_i + \frac{Q}{q_{m,as}} \quad (\text{III.52})$$

Sachant que :  $q_{m,as} = 5,03 \text{ [kg/s]}$

$$H_{sfl} = 39,58 + \frac{49,8406}{5,03} = 49,5 \text{ [kJ/kg}_{a,s}\text{]}$$

D'après le diagramme psychométrique, les caractéristiques du point de soufflage sont :

$$\left\{ \begin{array}{l} \theta_{sfl} = 31 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ \Psi = 28 \text{ [%]} \\ r_{sfl}^s = 7,7 \text{ [g/kg}_{a,s}\text{]} \\ H_{sfl} = 49,5 \text{ [kJ/kg}_{a,s}\text{]} \end{array} \right\}$$

#### III .24.3 Calcul de la puissance de préchauffage

Pour limiter la puissance de la batterie de préchauffage, le point d'entrée de la batterie chaude (L) doit être à une humidité relative de 100% (saturation).

Nous allons déterminer les caractéristiques de ce point en prolongeant la droite de soufflage jusqu'à la saturation

$$\left\{ \begin{array}{l} \theta_L = 10,1 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ \Psi = 100 \text{ [%]} \\ r_L^s = 7,7 \text{ [g/kg}_{a,s}\text{]} \\ H_L = 28,5 \text{ [kJ/kg}_{a,s}\text{]} \end{array} \right\}$$

$$P_{BPC} = q_{m,an} \cdot (H_R - H_e) \quad (\text{III.53})$$

$$P_{BPC} = 2,5 \cdot (33,6 - 20) = 34 \text{ [kW]}$$

### III .24.4 Calcul de la puissance de la batterie chaude

$$P_{BC} = q_{m,as} \cdot (H_{sfl} - H_L) \quad (\text{III.54})$$

$$P_{BC} = 5,03 \cdot (49,5 - 33,6) = 79,97 \text{ [kW]}$$

- Débit massique d'eau fournie par l'humidificateur adiabatique

Me est le débit massique d'eau nécessaire à injecter au point M pour humidifier le mélange jusqu'au point R

$$Me = q_{m,as} \cdot (r_R^s - r_M^s)$$

$$Me = 5,03 \cdot (7,7 - 6,5) = 6,04 \text{ [kg}_{\text{eau}}/\text{s]}$$

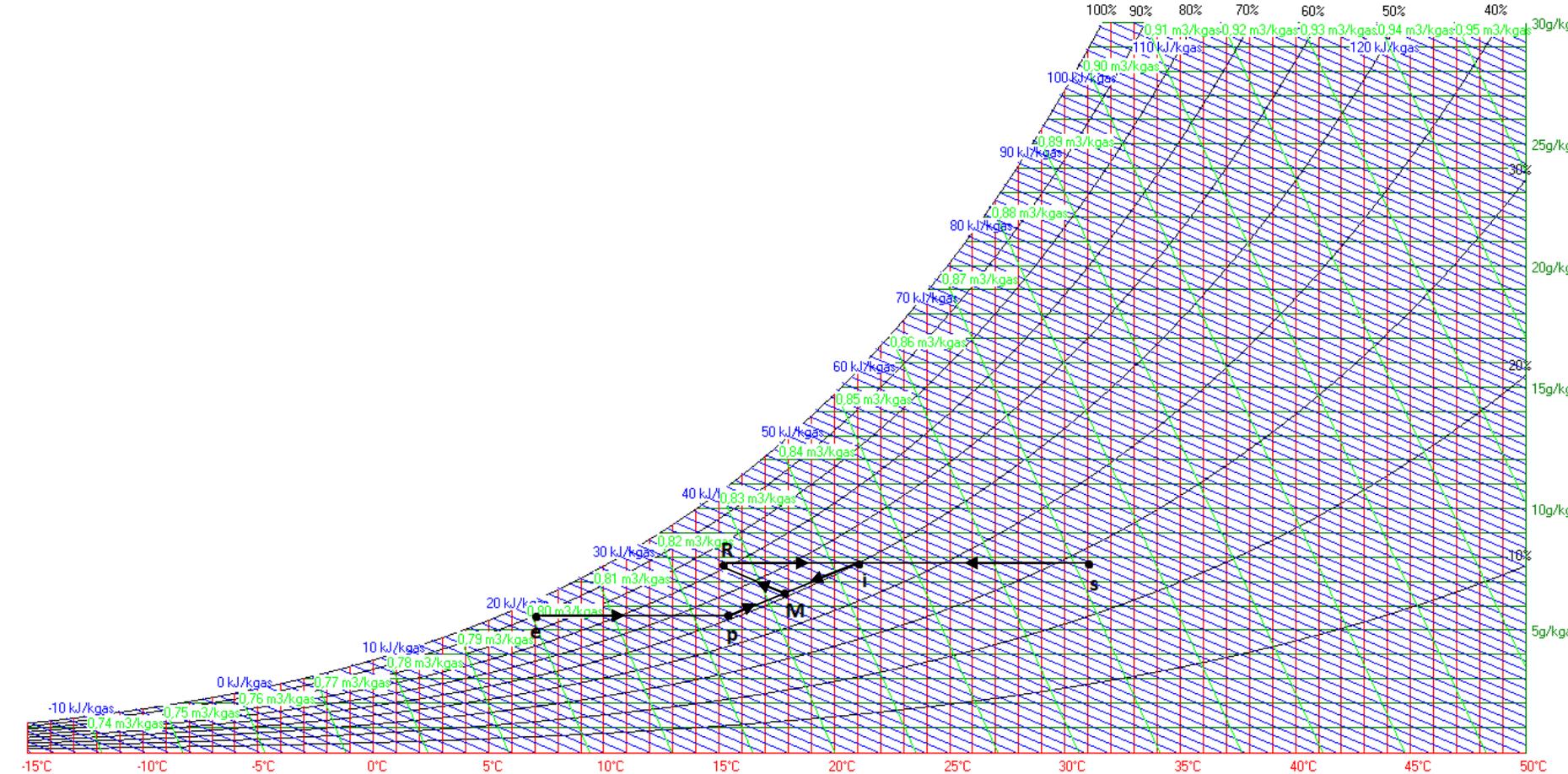


Figure III.4 : Représentation graphique de l'air en période d'hiver

### **Conclusion**

Le calcul du bilan thermique suivant la méthode technique réglementaire nous a permis de déterminer la puissance nécessaire pour climatiser ou chauffer notre local (période été et période hiver), et désigner la capacité de l'équipement adéquat.

## CONCLUSION GENERALE

---

### **Conclusion générale :**

L'opération de traitement d'air aujourd'hui s'élargit de plus en plus dans le domaine industriel des produits agroalimentaires et elle reste la méthode la plus fréquemment utilisée afin de garantir et de maintenir les produits en bonne qualité. C'est pour cela que nous sommes contraints à fournir un débit d'air adéquat, en termes de température et d'humidité imposée.

Ces conditions de température et d'humidité, sont assurées par des installations de traitements d'air. C'est ce qui nous a conduits, en effet, à dimensionner une centrale de traitement d'air.

L'étude et le dimensionnement d'un système de climatisation est un projet important exigeant des connaissances techniques autant que la disponibilité de donnée reconnue comme conditions de base du confort thermique, et les conditions de base extérieure sur le lieu du projet.

Après la définition de toutes les caractéristiques du local à climatiser, comme les différents paramètres climatiques, géométriques, et les différents matériaux de construction, toutes les dimensions et la nature de l'ensemble des éléments constituant l'intérieur, nous sommes arrivés au calcul du bilan thermique.

Le calcul des apports et des déperditions calorifiques suivant la méthode adoptée dans le document technique réglementaire algérien nous a permis de déterminer les puissances nécessaires pour conditionner le local de stockage (période été, période hiver), et désigné la capacité de l'équipement adéquat.

## REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

---

- [1] : R. CADIERGUES, calcul des charges de climatisation et conditionnement d'air, Livre PYC,. PARIS, 1998.
- [2] : M. Duminil, "Air humide," Tech. de'Ingénieur, vol. 1, no. B2230, pp. 1–27, 1986.
- [3] : J.Castaig-Lasvignottes, "Air humide : propriétés thermodynamiques, opérations unitaire et technologie associées a son emploi.," Univ. PAU DES PAYS L'ADOUR, vol. 84, pp. 487–492, 2003.
- [4] : J. L. JACQUES Bouteloup, MICHEL Le Guay, Climatisation Conditionnement d'air, les systemes, Les editio. PARIS, 1998.
- [5] : Mr BELAHBIB Hamza. Mémoire de fin d'étude (dimensionnement d'une installation de climatisation centralisée pour un auditorium de 500 place) promotion 2014. Université Abderrahmane Mira-Bejaia.
- [6] : BACHA, Nabil, MOHAMMEDI, Djamal, MAOUCHE, Naoual, et al. Etude et dimensionnement d'une instalation de traitement d'air pour le conditionnement de sucre Cevital béjaia. 2014.Mémoire de fin d'étude. Université Abderrahmane Mira-Bejaia.
- [7] : Support\_Centrales\_de\_traitement\_d'air - Bureau Veritas 1982.
- [8] : Jeudi de L'ALEC – La ventilation en tertiaire - 16 décembre 2010
- [9] :R. E. De, C. National, and R. Int, DOCUMENT TECHNIQUE REGLEMENTAIRE. 2011.

## Annexe A : valeurs utilisées dans les calculs des apports

### 1. Zones climatiques

Zone climatique A : Cette zone est délimitée par la mer au nord et les hautes plaines de l'intérieur au sud.

Zone climatique A1 : elle comprend es régions de Bejaia, Skikda, El kala, et Beni saf, elle est caractérisée par une température extérieure de base égale à 7°C.

Zone climatique		Température sèche $TS_{b,e}$ (°C)	Humidité spécifique $HS_{b,e}$ (g <sub>vap</sub> /kg <sub>as</sub> )	Ecart diurne $E_b$ (°C)	Température moyenne $TS_m$ (°C)	Ecart annuel de température EAT (°C)
<b>A</b>	alt < 500 m	34	14,5	9	25,5	31
	500 ≤ alt < 1000 m	33,5	13	10	25	32,5
	alt ≥ 1000 m	30,5	13	9	22,5	31,5
<b>B</b>	alt < 500 m	38	12,5	15	26,5	36
	500 ≤ alt < 1000 m	37	11	15	26,5	36
	alt ≥ 1000 m	35	10	14	25	36
<b>B1</b>	alt < 500 m	42	11	18	29	41,5
<b>B2</b>	alt ≥ 500 m	39	8,5	18	25	
<b>C</b>	alt < 500 m	39,5	6	18	29	41
	alt ≥ 500 m	36	11	15	29	36
<b>D</b>	alt < 1000 m	40	8,5	20	27	41,5
	alt ≥ 1000 m	34	8,5	18	25	40
<b>E</b>		44	6,5	15,5	33	38
<b>E1</b>	alt < 500 m	37	6	18	29	41
	alt ≥ 500 m	34	11	15	29	36
<b>F</b>		46	5,5	16,5	36,5	43

Tableau A .1 : conditions climatiques estivale [9]

## 2. Résistance d'échanges superficiels d'été

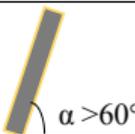
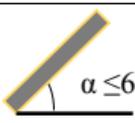
$\frac{1}{h}$ en $[m^2 \cdot C / W]$	Parois en contact avec :			Parois en contact avec :		
	$\frac{1}{h_i}$	$\frac{1}{h_e}$	$\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}$	$\frac{1}{h_i}$	$\frac{1}{h_e}$	$\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}$
 Latéral $\alpha > 60^\circ$	0,10	0,04	0,14	0,10	0,11	0,21
 Ascendant (toiture) $\alpha \leq 60^\circ$	0,16	0,04	0,20	0,17	0,17	0,33
 Descendant (plancher) $\alpha \leq 60^\circ$	0,08	0,04	0,12	0,08	0,09	0,17

Tableau A.2 : valeurs des coefficients d'échange superficiel[9]

## 3. Le coefficient K des portes

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

Tableau A .3 Le coefficient K des portes. [9]

## 4. Facteur d'absorption $\alpha$

Le facteur d'absorption  $\alpha$  des parois extérieures est selon la paroi, peinte (en fonction de la couleur), ou non peinte (en fonction du matériau constituant).

Nature du matériau	Facteur d'absorption	Nature du matériau	Facteur d'absorption
Asphalte	0,90	Pierre calcaire Blanche	0,60
Feutre bitume	0,90	Granit poli	0,45
Sable	0,70	Acier poli	0,06
Ardoise	0,93	Cuivre poli	0,04
Tuile	0,80	Aluminium poli	0,04
Carrelage clair	0,30	Tôle galvanisée	0,70
Marbre poli	0,60	Amiante ciment	0,96
Tôle oxydée	0,80	Peinture	0,60
Tôle rugueuse	0,94	d'aluminium	0,80
Béton, brique	0,75	Fonte brute	0,80
		Gravier	0,80

**Tableau A.4 :** facteur d'absorption en fonction de la nature du matériau[9]

## 5. Rayonnement solaire de base

Les valeurs de rayonnement solaire de base total et diffus sont données dans le tableau suivant :

Rayonnement total de base $I_{t, b}$ et diffus de base $I_{d, b}$ (en $W/m^2$ )										
Latitude Nord	Mois	ORIENTATION								
		N	NE	E	SE	S	SO	O	NO	Horiz .
20°	Juillet	59	435	514	267	44	267	514	435	791
	Août	34	372	520	356	81	356	520	372	788
	Septembre	31	273	514	441	205	441	514	273	733
30°	Juillet	50	413	516	315	94	315	516	413	776
	Août	34	340	520	406	198	406	520	340	741
	Septembre	28	284	498	479	330	479	498	284	668
40°	Juillet	47	400	516	394	217	394	516	400	734
	Août	34	321	511	459	321	459	511	321	675
	Septembre	28	183	470	511	441	511	470	183	577

**Tableau A. 5:** Rayonnement de base[9]

- Il y a lieu d'interpoler pour les valeurs intermédiaires.
- Les valeurs pour l'orientation Nord correspondent au rayonnement diffus de base.

## 6. Différence de température équivalente pour les murs ensoleiller ou à l'ombre

Différence équivalente de température $\Delta\Theta_{es}(t)$ ou $\Delta\Theta_{em}(t)$ (en °C)-Murs ensoleillés ou à l'ombre																									
Orientation	$m_{surf}$ kg/m <sup>2</sup>	Temps Solaire Vrais																							
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5
NE	≤100	2,8	8,3	12,2	12,8	13,3	10,6	7,8	7,2	6,7	7,2	7,8	7,8	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-1,1	-1,7	-2,2	-1,1
	300	-0,5	-1,1	-1,1	2,8	13,3	12,2	11,1	8,3	5,5	6,1	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0	-0,5
	500	2,2	1,7	2,2	2,2	2,2	5,5	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	6,1	6,7	6,7	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4	3,9	3,3	3,3	2,8	2,8
	≥700	2,8	2,8	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	5,5	7,8	8,9	7,8	6,7	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,0	5,0	4,4	3,9	3,9
E	≤100	0,5	9,4	16,7	18,3	20,0	19,4	17,8	11,1	6,7	7,2	7,8	7,8	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-1,1	-1,7	-1,7
	300	-0,5	-0,5	0	11,7	16,7	17,2	10,6	7,8	7,2	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	2,8	2,2	1,7	0,5	0,5	0	0
	500	2,8	2,8	3,3	4,4	7,8	11,1	13,3	13,9	13,3	11,1	10,0	8,9	7,8	7,8	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4	3,9	3,9	3,3
	≥700	6,1	5,5	5,5	5,0	4,4	5,0	5,5	8,3	10,0	10,6	10,0	9,4	8,9	7,8	6,7	7,2	7,8	7,8	7,8	7,2	7,2	6,7	6,7	6,7
SE	≤100	5,5	3,3	7,2	10,6	14,4	15,0	15,6	14,4	13,3	10,6	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-0,5	-1,1	-1,1
	300	0,5	0,5	0	7,2	11,1	13,3	15,6	14,4	13,9	11,7	10,0	8,3	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,8	2,2	1,7	1,1	1,1
	500	3,9	3,9	3,3	3,3	3,3	6,1	8,9	9,4	10,0	10,6	10,0	9,4	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	5,5	5,5	5,0	5,0	4,4	4,4	3,9
	≥700	5,0	4,4	4,4	4,4	4,4	3,9	3,3	6,1	7,8	8,3	8,9	10,0	8,9	8,3	7,8	7,2	6,7	6,7	6,7	6,1	6,1	5,5	5,5	5,0
S	≤100	-0,5	-1,1	-2,2	0,5	2,2	7,8	12,2	15,0	16,7	15,6	14,4	11,1	8,9	6,7	5,5	3,9	3,3	1,7	1,1	0,5	0,5	0	0	-0,5
	300	-0,5	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	3,9	6,7	11,1	13,3	13,9	14,4	12,8	11,1	8,3	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0,5	0	-0,5
	500	2,2	2,2	1,1	1,1	1,1	1,7	2,2	4,4	6,7	8,3	8,9	10,0	10,0	8,3	7,8	6,1	5,5	5,0	4,4	4,4	3,9	3,3	3,3	2,8
	≥700	3,9	3,3	3,3	2,8	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	3,9	5,5	7,2	7,8	8,3	8,9	8,9	7,8	6,7	5,5	5,5	5,0	5,0	4,4	3,9
SO	≤100	-1,1	-2,2	-2,2	-1,1	0	2,2	3,3	10,6	14,4	18,9	22,2	22,8	23,3	16,7	13,3	6,7	3,3	2,2	1,1	0,5	0,5	0	-0,5	-0,5
	300	1,1	0,5	0	0	0	0,5	1,1	4,4	6,7	13,3	17,8	19,4	20,0	19,4	18,9	11,1	5,5	3,9	3,3	2,2	1,1	0,5	0,5	0
	500	3,9	2,8	3,3	2,8	2,2	2,8	3,3	3,9	4,4	6,7	7,8	10,6	12,2	12,8	13,3	12,8	12,2	8,3	5,5	5,0	5,0	4,4	4,4	3,9
	≥700	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4	3,9	3,3	3,3	3,3	3,9	4,4	5,0	5,5	8,3	10,0	10,6	11,1	7,2	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4
O	≤100	-1,1	-1,7	-2,2	-1,1	0	1,7	3,3	7,8	11,1	17,8	22,2	25	26,7	18,9	12,2	7,8	4,4	2,8	1,1	0,5	0	0	-0,5	-0,5
	300	1,1	0,5	0	0	0	1,1	2,2	3,9	5,5	10,6	14,4	18,9	22,2	22,8	20,0	15,6	8,9	5,5	3,3	2,8	2,2	1,7	1,1	1,1
	500	3,9	3,9	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,9	4,4	5,5	6,7	9,4	11,1	13,9	15,6	15,0	14,4	10,6	7,8	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4
	≥700	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4	4,4	4,4	5,0	5,5	5,5	5,5	6,1	6,7	7,8	8,9	11,7	12,2	12,8	12,2	11,1	10,0	8,9	8,3	7,2
NO	≤100	-1,7	-2,2	-2,2	-1,1	0	1,7	3,3	5,5	6,7	10,6	13,3	18,3	22,2	20,6	18,9	10,0	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-0,5	-1,1	-1,1
	300	-1,1	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	0	1,1	3,3	4,4	5,5	6,7	11,7	16,7	17,2	17,8	11,7	6,7	4,4	3,3	2,2	1,7	0,5	0	-0,5
	500	2,8	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,8	3,3	5,0	6,7	9,4	11,1	11,7	12,2	7,8	4,4	3,9	3,9	3,3	3,3	2,8
	≥700	4,4	3,9	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,9	4,4	5,0	5,5	7,8	10,0	10,6	11,1	8,9	7,2	6,1	5,5	5,0	4,4	3,9
N (à l'ombre)	≤100	-1,7	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	0,5	2,2	4,4	5,5	6,7	7,8	7,2	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	0	-0,5	-0,5	-1,1	-1,1
	300	-1,7	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	-0,5	0	1,7	3,3	4,4	5,5	6,1	6,7	6,7	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0	-0,5	-1,1
	500	0,5	0,5	0	0	0	0	0	0	0,5	1,1	1,7	2,2	2,8	2,8	2,8	4,4	3,9	3,3	2,8	2,2	1,7	1,1	1,1	0,5
	≥700	0,5	0,5	0	0	0	0	0	0	0	0,5	1,1	1,7	2,2	2,8	3,3	3,9	4,4	3,9	3,3	2,2	1,7	1,1	1,1	0,5

Tableau A.6 : Différence équivalente de température pour les murs extérieurs. [9]

## 7. Différence de température équivalente pour les toits

Différence équivalente de température $\Delta\Theta_{es}(t)$ ou $\Delta\Theta_{em}(t)$ (en °C) – Toits ensoleillés																									
Condition	$m_{surf}$ kg / m <sup>2</sup>	Temps Solaire Vrai																							
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5
ensoleillé	≤ 50	-2,2	-3,3	-3,9	-2,8	-0,5	3,9	8,3	13,3	17,8	21,1	23,9	25,6	25	22,8	19,4	15,6	12,2	8,9	5,5	3,9	1,7	0,5	-0,5	-1,7
	≤ 100	0	-0,5	-1,1	-0,5	1,1	5	8,9	12,8	16,7	20	22,8	23,9	23,9	22,2	19,4	16,7	13,9	11,1	8,3	6,7	4,4	3,3	2,2	1,1
	200	2,2	1,7	1,1	1,7	3,3	5,5	8,9	12,8	15,6	18,3	21,1	22,2	22,8	21,7	19,4	17,8	15,6	13,3	11,1	9,4	7,2	6,1	5,0	3,3
	300	5	4,4	3,3	3,9	4,4	6,1	8,9	12,2	15	17,2	19,4	21,1	21,7	21,1	20,0	18,9	17,2	15,6	13,9	12,2	10,0	8,9	7,2	6,1
	≥ 400	7,2	6,7	6,1	6,1	6,7	7,2	8,9	12,2	14,4	15,6	17,8	19,4	20,6	20,6	19,4	18,9	18,9	17,8	16,7	15,0	12,8	11,1	10,0	7,8

Tableau A.7 : Différence équivalente de température pour les toits. [9]

## 8. Facteur de correction $C_{\Delta\theta e}$

Valeurs de $C_{\Delta\theta e}$ (en °C)																		
$\Delta\theta_{\max} = \theta_{b,e} - \theta_{b,i}$	Ecart diurne de base $E_d$ (en °C)																	
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
-16	-21,2	-21,7	-22,3	-22,8	-23,3	-23,8	-24,2	-24,7	-25,1	-25,6	-26	-26,5	-27	-27,4	-27,9	-28,8	-29,3	-29,8
-12	-17,2	-17,7	-18,3	-18,8	-19,3	-19,8	-20,2	-20,7	-21,1	-21,6	-22	-22,5	-23	-23,4	-23,9	-24,8	-25,3	-25,8
-8	-13,2	-13,7	-14,3	-14,8	-15,3	-15,8	-16,2	-16,7	-17,1	-17,6	-18	-18,5	-19	-19,4	-19,9	-20,8	-21,3	-21,8
-4	-9,2	-9,7	-10,3	-10,8	-11,3	-11,8	-12,2	-12,7	-13,1	-13,6	-14	-14,5	-15	-15,4	-15,9	-16,8	-17,3	-17,8
0	-5	-5,5	-6,1	-6,6	-7,1	-7,6	-8	-8,5	-8,9	-9,4	-9,8	-10,3	-10,8	-11,2	-11,7	-12,6	-13,1	-13,6
2	-3,1	-3,6	-4,2	-4,7	-5,2	-5,6	-6,1	-6,6	-7	-7,5	-7,9	-8,4	-8,9	-9,3	-9,8	-10,6	-11,1	-11,7
4	-1,1	-1,6	-2,2	-2,7	-3,2	-3,6	-4,1	-4,6	-5	-5,5	-5,9	-6,4	-6,9	-7,3	-7,8	-8,6	-9,1	-9,7
6	0,8	0,3	-0,3	-0,8	-1,3	-1,7	-2,2	-2,7	-3,1	-3,6	-4	-4,5	-5	-5,4	-5,9	-6,7	-7,2	-7,8
8	2,8	2,3	1,7	1,2	0,7	0,3	0	-0,7	-1,1	-1,6	-2	-2,5	-3	-3,4	-3,9	-4,7	-5,2	-5,8
10	4,7	4,2	3,6	3,1	2,6	2,2	1,7	1,2	0,8	0,3	-0,1	-0,6	-1,1	-1,5	-2	-2,8	-3,3	-3,9
12	6,8	6,3	5,7	5,2	4,7	4,3	3,8	3,3	2,9	2,4	1,8	1,3	0,8	0,4	-0,1	-0,7	-1,2	-1,8
14	8,8	8,3	7,7	7,2	6,7	6,3	5,8	5,3	4,9	4,4	3,8	3,3	2,8	2,4	1,9	1,3	0,8	0,2
16	10,8	10,3	9,7	9,2	8,7	8,3	7,8	7,3	6,9	6,4	5,8	5,3	4,8	4,4	3,9	3,3	2,8	2,2
18	12,8	12,3	11,7	11,2	10,7	10,3	9,8	9,3	8,9	8,4	7,8	7,3	6,8	6,4	5,9	5,3	4,8	4,2
20	14,8	14,3	13,7	13,2	12,7	12,3	11,8	11,3	10,9	10,4	9,8	9,3	8,8	8,4	7,9	7,3	6,8	6,2
22	16,9	16,4	15,8	15,3	14,8	14,4	13,9	13,4	13	12,5	11,9	11,4	10,9	10,5	10	9,4	8,9	8,3

Tableau A. 8: Facteur de correction Facteur de correction  $C_{\Delta\theta e}$ [9]

## 9. Coefficient de correction $C_{inc}$

Dans le cas où la masse rapportée à la surface du plancher du local non conditionnée et supérieure à 2 150 kg/m<sup>2</sup>, les valeurs de  $C_{inc}$  sont données dans le tableau ci-dessous, pour une température de base extérieure égale à 34°C selon les cas suivants :

- Cas 1 : les locaux à apports de chaleur interne négligeable tels que les combles non habitables faiblement ou très faiblement ventilés, les vides sanitaires faiblement ou très faiblement ventilés, et les circulations ;
- Cas 2 : les locaux techniques tels que les chaufferies, les centrales de climatisation, etc. ;
- Cas 3 : les locaux non conditionnés d'un logement, les locaux à usage d'enseignement, d'hébergement, de bureaux et de réunion ;
- Cas 4 : les locaux à usage artisanal, de restauration, de vente et les cuisines collectives

$\theta_{b,c} = 34^{\circ}\text{C}$									
Heure	Cas 1	Cas 2	Cas 3	Cas 4	Heure	Cas 1	Cas 2	Cas 3	Cas 4
1	-2	-14	-3	-4	13	2	-11	0	-6
2	-2	-15	-4	-4	14	2	-11	0	-6
3	-3	-15	-4	-4	15	3	-10	1	-5
4	-3	-16	-4	-5	16	4	-9	1	-5
5	-3	-16	-4	-4	17	3	-10	1	-5
6	-3	-16	-4	-4	18	3	-10	1	-6
7	-3	-16	-4	-4	19	3	-10	0	-6
8	-2	-15	-3	-3	20	2	-11	0	-7
9	-1	-14	-3	-8	21	2	-11	-1	-2
10	-1	-14	-2	-7	22	1	-12	-1	-2
11	0	-13	-2	-7	23	0	-13	-2	-3
12	1	-12	-1	-7	24	-1	-14	-2	-3

**Tableau A. 9** : Valeurs de  $C_{lnc}$  pour une température de base égale à  $34^{\circ}\text{C}$ [9]

## 10. Coefficient de correction $C_{Ts}$

Les valeurs du coefficient de correction  $C_{Ts}$  sont données dans le tableau suivant :

<b>Heure</b>	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
<b><math>C_{Ts}</math> (%)</b>	67	80	87	94	100	100	93	85	77	63	48	35
<b>Heure</b>	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
<b><math>C_{Ts}</math> (%)</b>	21	6,7	0	0	0	4,7	12	20	28,5	32	43	53

**Tableau A.10** : Valeurs de  $C_{Ts}$ [9]

## 11. Chaleur sensible et latent des occupants

Degré d'activité	Exemple d'application	Température sèche du local (°C)											
		28		27		26		25		24		21	
		Apports sensibles (Sen) et latents (Lat) en W/pers.											
		Sen	Lat	Sen	Lat	Sen	Lat	Sen	Lat	Sen	Lat	Sen	Lat
Assis, repos	Classe, salle de spectacle	51	51	57	45	62	40	65	37	67	35	76	27
Assis, travail très léger	Logement, bureau, hôtel, amphithéâtre	52	79	58	73	63	69	67	65	71	60	83	49
		52	94	58	88	64	83	70	77	74	72	85	62
Debout, marche	Magasin, accueil	60	102	66	96	72	91	68	63	82	80	93	70
Travail léger	Atelier, usine	56	164	64	156	72	148	80	140	86	134	107	113
Travail assez pénible	Atelier, usine, salle de sport	79	214	88	205	97	197	132	161	112	181	135	158
Travail pénible	Atelier, usine, salle de sport	131	293	136	288	142	283	149	277	154	271	177	248

Tableau A. 11 : gains dus aux occupants[9]

## 12. Débit d'air neuf par occupant en fonction du type de local

Type de locaux	Débit minimal en m <sup>3</sup> /h. occupant
Bureaux et locaux assimilés sans travail physique / Locaux d'enseignement	25
Locaux de réunions, spectacles, vente, restauration	30
Ateliers et locaux avec travail physique léger	45
Autres ateliers et locaux	60

Tableau A. 12: Prescriptions minimales d'air neuf pour un occupant. [9]

## 13. Le débit dû aux infiltrations

DÉSIGNATION	qvo <sub>inf</sub> Vent perpendiculaire à l'ouvrant (en m <sup>3</sup> /h.m <sup>2</sup> d'ouverture)	qvo <sub>inf</sub> Vent oblique par rapport à l'ouvrant (en m <sup>3</sup> /h.m <sup>2</sup> d'ouverture)
Fenêtre ou porte-fenêtre	14,5	8,7
Double fenêtre	8,7	5,2
Porte simple	21,7	13,0
Porte simple avec seuil et joint d'étanchéité	4,5	2,7
Porte en verre ou glace	145	87
Double porte avec sas	portes simples	4,2
	portes simples avec seuil et joint d'étanchéité	0,90
	portes en verre	28,1
Porte à tambour avec joint d'étanchéité	sans joint d'étanchéité	7,3
		21,7

Tableau A.13 : le débit dû aux infiltrations[9]

## 14. Coefficient de simultanéité

Apport	Nature des apports	Coefficient de Simultanéité CS				
		Locaux				
		Bureaux Réunions Accueil	Logement Hébergement	Vente Restauration	Artisanal Industriel	Enseignement
Occupant	Sensible Latent	0,80	0,50	0,80	0,90	1,00
Moteurs électriques	Sensible	0,60	0,50	0,85	0,85	0
Appareils électriques	Sensible Latent	0,60	0,50	0,85	0,85	0
Eclairage fluorescent non encastré	Sensible	0,70	0,35	0,90	0,85	0,90
Eclairage fluorescent encastré, éclairage incandescent non encastré	Sensible	0,70	0,35	0,90	0,85	0,90
Eclairage encastré dans un faux plafond avec plénum de reprise	Sensible	0,70	0,35	0,90	0,85	0,90
Appareil à gaz	Sensible Latent	0	0,50	0,85	0,85	0
Réservoir	Sensible Latent	0	1,00	1,00	1,00	0
Evaporation libre	Latent	0	1,00	1,00	1,00	0
Vapeur vive	Sensible Latent	0	0	1,00	1,00	0
Tuyauteries, conduits d'air	Sensible	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00

**Tableau A. 14 :** Coefficients de simultanéité des gains internes[9]

## 15. Coefficients majorateurs des gains sensible et latents

$C_{\Delta as}$  et  $C_{\Delta al}$  sont des coefficients majorateurs des gains sensibles qui prend en compte les gains supplémentaires ; à défaut d'un calcul précis, on prendra les valeurs données dans le tableau suivant :

Disposition des conduits d'air	$C_{\Delta as}$	$C_{\Delta al}$
Installation sans réseau de conduits d'air, installation dont les conduits d'air, Sont à l'intérieur des locaux climatisé	1,05	1,00
Installation dont les conduits d'air sont à l'extérieur des locaux climatisé, ou traversant des locaux non climatisés	1,15	1,10

**Tableau A. 15 :** valeur des coefficients majorateurs des gains sensibles et latents[9]

## 16. Le coefficient k d'un panneau frigorifique

TYPE	LONGUEUR MAXIMALE	LARGEUR STANDARD UTILE	EP.	POIDS	RESISTANCE A LA CONDU CTIBILITE $1/\sqrt{K}$	COEFFICIENT DE TRANSMISSION THERMIQUE K	DISTANCE ENTRE TRAVEES
	ML	Mm	Mm	Kg/m <sup>2</sup>	M <sup>2</sup> K/W	W/m <sup>2</sup> .K	
F-80	16	1000	80	12.01	3.95	0.21	*
F-100	16	1000	100	12.91	4.45	0.19	*
F-120	16	1000	120	13.81	5.34	0.16	*
F-150	16	1000	150	15.16	6.68	0.13	*

Tableau A.16 : coefficient k d'un panneau frigorifique.

## Annexe B : valeurs utilisées dans les calculs des déperditions

## 1. Température de base extérieure

Zones	Altitude (m)	t <sub>be</sub> (°C)	Zones	Altitude (m)	t <sub>be</sub> (°C)
Zone A	<300	3	Zone C	<300	1
	300 à 450	2		300 à 450	0
	450 à 600	1		450 à 600	-1
	600 à 800	0		600 à 800	-2
	≥ 800	-1,5		≥ 800	-4,5
Zone A1	<300	7	Zone D	<300	4
	300 à 450	6		300 à 450	3
	450 à 600	5		450 à 600	2
	600 à 800	4		600 à 800	1
	≥ 800	2,5		≥ 800	-0,5
Zone B	< 450	-2			
	450 à 600	-3			
	600 à 800	-4			
	≥ 800	-5,5			

Tableau B .1 température de base extérieurs. [9]

## 2. Coefficient d'échange superficiel pour l'hiver

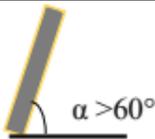
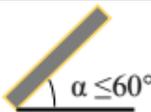
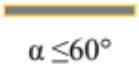
$\frac{1}{h}$ en [m <sup>2</sup> ·C/W]	Parois en contact avec :			Parois en contact avec :		
	$\frac{1}{h_i}$	$\frac{1}{h_e}$	$\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}$	$\frac{1}{h_i}$	$\frac{1}{h_e}$	$\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}$
 Latéral (Mur) $\alpha > 60^\circ$	0,11	0,06	0,17	0,11	0,11	0,22
 Ascendant (toiture) $\alpha \leq 60^\circ$	0,09	0,05	0,14	0,09	0,09	0,18
 Descendant (plancher) $\alpha \leq 60^\circ$	0,17	0,05	0,22	0,17	0,17	0,34

Tableau B. 2 : Coefficient en fonction de la différence de niveau z[9]

### 3. Coefficient $K_1$ d'une liaison entre une paroi extérieure courante et une paroi intérieure non isolée et une autre paroi isolée

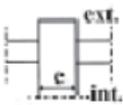
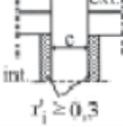
Liaison entre une paroi intérieure et une paroi extérieure à isolation répartie <sup>(8)</sup>		
Schéma		
Signification	Paroi extérieure courante. Paroi intérieure non isolée qu'elle fasse saillie ou non.	Paroi extérieure courante. Paroi intérieure, qu'elle fasse saillie ou non, revêtue sur ses deux faces d'un isolant de résistance thermique $r'_1 \geq 0,3 \text{ m}^2 \cdot \text{°C/W}$ .
Valeurs de $k_1$ (W/m.°C)	$\frac{0,4 \times e}{R + 0,15}$	$\frac{0,4 \times e}{R + 0,25}$

Tableau B. 3 : coefficient  $K_1$  d'une liaison[9]

### 4. Coefficient $K_s$ en fonction de l'altitude $z$

$z$ (en m)	inférieur à - 6,00	de -6,00 à - 4,05	de -4,00 à - 2,55	de -2,50 à - 1,85	de -1,80 à - 1,25	de -1,20 à - 0,75
$k_s$ (en W/m.°C)	0	0,20	0,40	0,60	0,80	1,00
$z$ (en m)	de - 0,70 à - 0,45	de - 0,40 à -0,25	de - 0,20 à 0,20	de 0,25 à 0,40	de 0,45 à 1,00	de 1,05 à 1,50
$k_s$ (en W/m.°C)	1,20	1,40	1,75	2,10	2,35	2,55

Tableau B. 4 : coefficient  $K_s$ [9]

## 5. Perméabilité surfacique à l'air des ouvrants $P_o$

Type de parois	Valeurs de $P_o$ ( $m^3/h.m^2$ sous $\Delta P = 1 Pa$ )
Fenêtre ou porte fenêtre	4,0
Porte avec seuil et joint d'étanchéité	1,2
Porte	6,0
Double fenêtre	2,4

**Tableau B.5** : Perméabilité surfacique à l'air des ouvrants[9]

## 6. Le coefficient d'exposition au vent $e_v$ .

Hauteur H <sup>(1)</sup> (m)	Classes de rugosité <sup>(2)</sup>				
	V	IV	III	II	I
<b>H ≤ 4</b>					
<b>4 &lt; H 7</b>					
<b>7 &lt; H &lt; 11</b>	0,40	1,47	2,71	4,06	6,36
<b>11 &lt; H &lt; 18</b>	1,10	2,30	3,51	4,82	7,08
<b>18 &lt; H &lt; 30</b>	1,76	3,00	4,19	5,46	7,67
<b>30 &lt; H &lt; 50</b>	2,57	3,87	4,97	6,17	8,32
	3,50	4,80	5,80	6,93	9,02
	4,47	5,78	6,66	7,71	9,72

**Tableau B.6** : Coefficient d'exposition au vent[9]

(1) La hauteur H correspond à la moyenne de la distance entre le sol et la mi-hauteur des ouvrants de la paroi considérée.

(2) Les classes de rugosité du site d'implantation du bâtiment sont définies ci-dessous :

- Rugosité de classe I : bord de mer ;
- Rugosité de classe II : rase campagne, aéroport ;
- Rugosité de classe III : zones rurales avec arbres, haies, zones faiblement urbanisées ;
- Rugosité de classe IV : zones urbaines ; zones industrielles ; forêts ;
- Rugosité de classe V : centre des grandes villes.

## **Résumé**

L'objectif de ce mémoire est d'étudier une centrale de traitement d'air destinée à un local de stockage de produits agro-alimentaires. Cette installation (CTA) devra être en mesure de garantir la température et l'humidité adéquates, afin de maintenir les produits dans de bonnes conditions de stockage.

Après avoir défini l'air humide et ses principales grandeurs physiques. Le calcul de l'ensemble des apports et des déperditions thermiques sont faits selon la méthode du document réglementaire « DTR », ce qui permet la détermination des puissances calorifiques nécessaires aux bons maintiens des conditions intérieurs imposés pour le stockage des produits.

**Mots-clés :** DTR, traitement d'air, hygrométrie.

---

## **Abstract**

The objective of this memory is to study an air handling unit installed for a agro-food products storage in order to improve and control the hygrometric parameters of the air to ensure and maintain the product in good storage conditions .

After defining the humid air and its main physical quantities characterizing. Calculation of all heat input and heat losses are made based on the regulatory document "DTR", which allows the determination of the heating power necessary for the good maintenance of indoor conditions imposed for the storage of product.

**Keywords :** DTR, hygrometry, air treatment