

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 : ENERGÉTIQUE

PAR :

ISKOUNEN NOUREDDINE

OUAZAR ABDELLAH

Thème

Optimisation d'une installation de traitement d'air
(Minimisation des pertes énergétiques)

Soutenu le 25/06/2018 devant le jury composé de:

Mr. D.SADAoui

Président

Mr. A.SAHI

Rapporteur

Mr. N.BOUTALBI

Examineur

ANNÉE UNIVERSITAIRE 2017-2018

Remerciements

*Nous remercions Dieu le tout puissant de nous avoir
donné la santé et la volonté d'entamer ce mémoire.*

*Nous tenons aussi à remercier notre encadreur pour son
aide et sa disponibilité*

Mr SAHI Adel

*Nous remercions s'adresse également à notre maitre
de stage au sein de l'entreprise CEVITAL*

Mr GUEHLOUZ Mouloud

*Qui nous a fait bénéficier de ses précieuses
connaissances*

Dédicaces

Je tiens à dédier ce modeste travail :

À mes chers parents dont les sacrifices et les qualités humaines m'ont permis de vivre ce jour, que dieu me les garde le plus longtemps possible ;

À mes sœurs, mes beaux-frères et mes neveux auxquels je souhaite le bonheur et la réussite dans leur vie ;

À tous mes amis sans exception.

ISKOUNEN Nouredine

DEDICACES

Je dédie ce modeste travail :

Au meilleur des pères,

À ma très chère maman,

Qu'ils trouvent en moi la source de leur fierté

Auxquels je dois tout ;

À mes sœurs et mes frères,

*Auxquels je souhaite un avenir radieux plein de
réussite ;*

À mes amis ;

À tous ceux qui me sont chers.

OUAZAR Abdellah

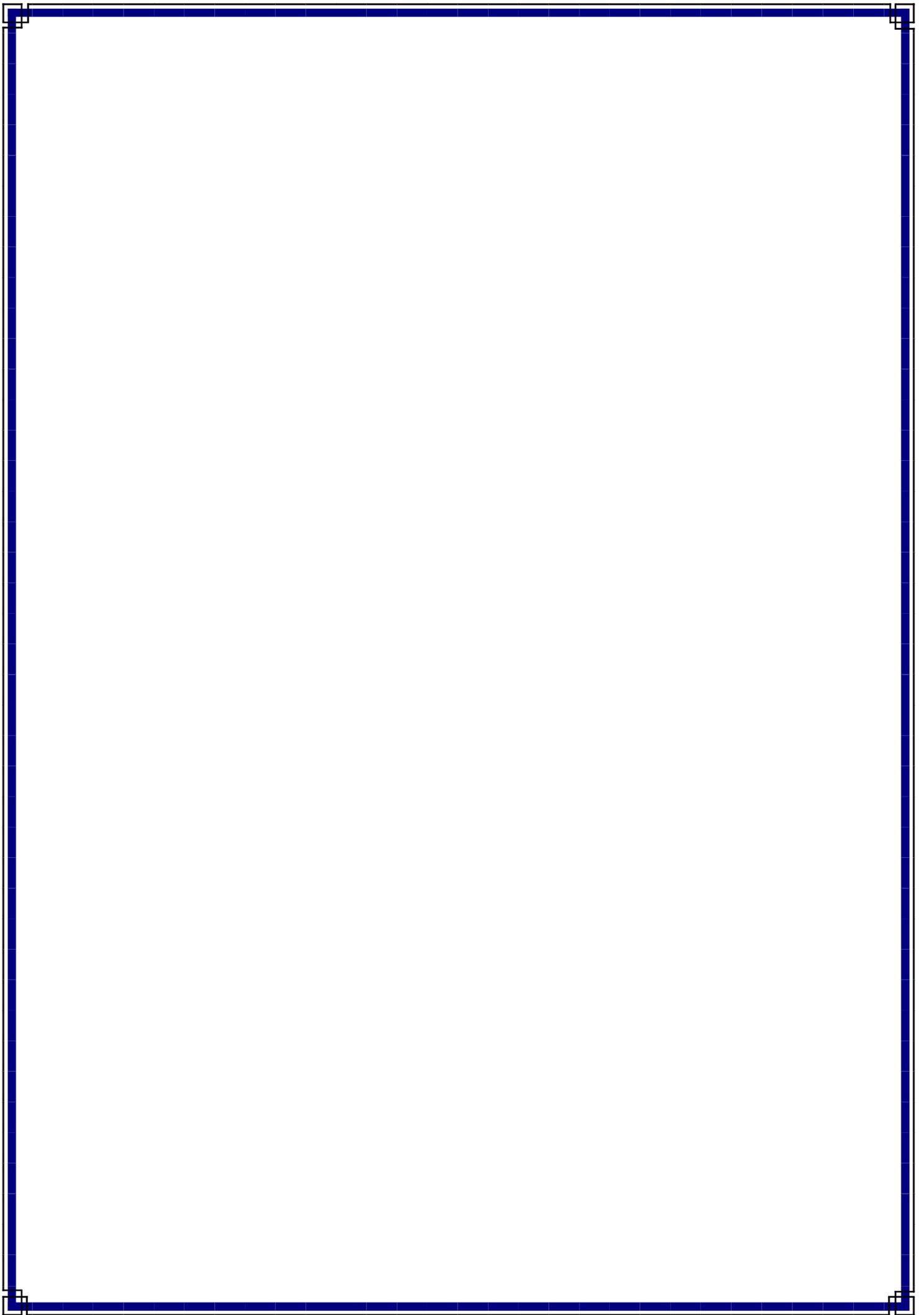


Table des matières

Introduction générale.....	1
Chapitre I : Généralités sur la climatisation.	
Introduction.....	3
I.1. Historique de la climatisation.....	3
I.2. Objectifs de la climatisation ou conditionnement d'air.....	3
I.3. Confort.....	4
I.4. Paramètres qui influent sur le confort thermique.....	5
I.5. Types de climatisation.....	6
I.6. Données météorologiques et climatiques en Algérie.....	7
I.7. Généralités sur l'air humide.....	7
I.8. Généralités sur la transmission et propagation de chaleur.....	12
Chapitre II : Equipement de la climatisation.	
Introduction.....	16
II.1. Principe de fonctionnement d'une installation de climatisation.....	16
II.2. Centrale de traitement d'air (CTA).....	16
II.3. Centrale unizone de toiture (" roof-tops ")......	18
II.4. Groupe d'eau glacée.....	18
II.5. Composants d'une centrale et leurs fonctions.....	19
II.6. Choix du système.....	24
Chapitre III : Règlements thermiques.	
Introduction.....	25
III.1. Résistances thermiques des façades d'un atelier.....	25

III.2. Méthode de calcul des charges estivales.....	27
III.2.1. Charges externes.....	27
III.2.2. Charges internes.....	31
III.3. Charges thermiques totales.....	34
III.4. Calcul du débit d'air.....	35
III.5. Puissance des batteries.....	36
Chapitre IV : Caractéristiques du projet.	
Introduction.....	37
IV.1. Présentation de l'entreprise d'accueil.....	37
IV.2. Description du local à climatiser.....	38
IV.3. Données météorologiques et climatiques.....	42
IV.4. Construction des parois.....	43
IV.5. Types d'ouvertures.....	44
IV.6. Les données internes.....	45
Chapitre V : Calculs et résultats.	
Introduction.....	47
V.1. Calcul des résistances thermiques des façades.....	47
V.2. Coefficient global de transmission thermique.....	50
V.3. Charges externes.....	50
V.4. Charges internes.....	53
V.5. Somme des apports calorifiques d'atelier.....	54
V.6. Caractéristiques de la CTA adéquate.....	55
V.7. Amélioration de l'isolation thermique du local.....	57

Conclusion.....	64
Conclusion générale.....	66
Références bibliographiques	
Annexes	

Liste des tableaux

Tableau III.1 : Coefficients de transmission thermique d'une façade.....	26
Tableau III.2 : Résistances thermiques des couches d'air.....	26
Tableau III.3 : Résistances thermiques des portes et des fenêtres.....	26
Tableau III.4 : Valeurs du coefficient n.....	27
Tableau III.5 : Coefficient d'absorption α pour murs, toits et fenêtres.....	28
Tableau III.6 : Facteur de rayonnement solaire.....	28
Tableau III.7 : Facteur de réduction (g) pour fenêtres protégées.....	29
Tableau III.8 : Débits de renouvellement d'air neuf nécessaire dans les locaux climatisé...	31
Tableau III.9 : Valeurs de C_{cr}	33
Tableau III.10 : Valeurs du coefficient d'utilisation C_u	33
Tableau IV.1 : Dimensions de la façade Nord.....	40
Tableau IV.2 : Dimensions des différents espaces de la façade Ouest.....	40
Tableau IV.3 : Dimensions des différents espaces de la façade Sud.....	41
Tableau IV.4 : Dimensions des différents espaces de la façade Est.....	41
Tableau IV.5 : Surfaces des différents espaces du local.....	42
Tableau IV.6 : Données météorologiques de base de la zone A.....	42
Tableau IV.7 : Valeurs de rayonnement de base (DTR C 3.4).....	42
Tableau IV.8 : Nombre de machines et leurs puissances dégagées.....	46
Tableau V.1 : Résistance thermique du mur côté Nord.....	47
Tableau V.2 : Résistance thermique du mur côté Sud.....	48
Tableau V.3 : Résistance thermique du mur côté Ouest.....	48
Tableau V.4 : Résistance thermique du mur côté Est.....	49

Tableau V.5 : Résistances thermiques des fenêtres et portes.....	49
Tableau V.6 : Résistance thermique du toit et du plancher.....	49
Tableau V.7 : Coefficient globale de transmission thermique.....	50
Tableau V.8 : Apports calorifiques principaux des murs extérieurs.....	50
Tableau V.9 : Apports calorifiques à travers le toit et le plancher.....	51
Tableau V.10 : Apports calorifiques principaux par les vitrages.....	51
Tableau V.11 : Apports calorifiques principaux à travers les portes.....	51
Tableau V.12 : Somme des apports calorifiques principaux.....	51
Tableau V.13 : Apports du rayonnement solaires à travers le mur côté sud.....	52
Tableau V.14 : Apports du rayonnement solaires à travers les vitrages.....	52
Tableau V.15 : Apports du rayonnement solaires à travers les portes.....	52
Tableau V.16 : Somme des apports calorifiques dus aux rayonnements solaires.....	52
Tableau V.17 : Apports de chaleur par renouvellement d'air.....	53
Tableau V.18 : Apports de chaleur par infiltration d'air.....	53
Tableau V.19 : Apports de chaleur dus aux occupants.....	53
Tableau V.20 : Apports de chaleur par l'éclairage.....	54
Tableau V.21 : Apports de chaleurs dus aux machines électriques.....	54
Tableau V.22 : Apports de chaleur dus aux machines entrainées par un moteur électriques.	54
Tableau V.23 : Somme des apports calorifiques de l'atelier.....	55
Tableau V.24 : Différentes isolations des parois opaques.....	58

Liste des figures

Figure I.1 : Plage de confort température – hygrométrie.....	5
Figure I.2 : Lecture des grandeurs caractéristiques d'un état de l'air sur le diagramme de l'air humide.....	11
Figure I.3 : Modes de transmission thermique.....	13
Figure I.4 : Conduction thermique.....	13
Figure I.5 : Convection thermique.....	14
Figure I.6 : Transfert de chaleur par rayonnement.....	15
Figure II.1 : Fonctionnement d'une installation de climatisation.....	16
Figure II.2 : CTA simple flux.....	17
Figure II.3 : CTA double flux.....	17
Figure II.4 : Centrale unizone.....	18
Figure II.5 : Groupe d'eau glacée.....	19
Figure II.6 : Différentes parties d'une centrale.....	19
Figure II.7 : Batterie chaude alimentée en eau.....	20
Figure II.8 : Batterie froide alimentée en eau.....	21
Figure II.9 : Humidificateur à injection d'eau liquide.....	22
Figure II.10 : Humidificateur à vapeur.....	22
Figure II.11 : Ventilateur centrifuge.....	22
Figure III.1 : Résistances thermiques.....	25
Figure IV.1 : Vue aérienne du complexe CEVITAL.....	37
Figure IV.2 : Vue en plan et différentes façades du local.....	39
Figure IV.3 : Dimensions de la façade Nord.....	40

Figure IV.4 : Dimensions de la façade Ouest.....	40
Figure IV.5 : Dimensions de la façade Sud.....	41
Figure IV.6 : Dimensions de la façade Est.....	41
Figure IV.7 : Panneau sandwich.....	43
Figure IV.8 : Constitution des murs côté Sud et Ouest.....	43
Figure IV.9 : Porte en acier.....	44
Figure IV.10 : Porte coulissante avec cadre aluminium et vitrage plexiglas.....	44
Figure IV.11 : Fenêtre coulissante en aluminium avec vitrage simple.....	45
Figure IV.12 : Tube fluorescent.....	45
Figure V.1 : Double vitrage.....	60
Figure V.2 : Triple vitrage.....	60
Figure V.3 : Effet du film protecteur sur le rayonnement solaire.....	61
Figure V.4 : Store.....	61
Figure V.5 : Volet roulant.....	61
Figure V.6 : Persienne.....	62
Figure V.7 : Bande adhésive.....	64
Figure V.8 : Film d'étanchéité.....	64

Nomenclature

AI : Apports dus à l'éclairage [W].

A_I : Apports dus aux machines entraînées par un moteur électriques.

C_{cr} : Pourcentage de chaleur résiduelle correspondant à la part d'énergie restant dans la salle.

C_{me} : Coefficient de majoration.

Cu : Coefficient d'utilisation qui varie d'un équipement à un autre.

F : Facteur de rayonnement solaire.

g : Facteur de réduction.

H_s : Enthalpie de l'air soufflé [kJ/kg_{as}].

H_e : Enthalpie extérieure du local considérée [kJ/kg_{as}].

H_i : Enthalpie intérieure du local considéré [kJ/kg_{as}].

ΔH_e^s : Variation d'enthalpie entrée-sortie de la batterie froide [kJ/kg_{as}].

K : Coefficient global de transmission de chaleur à travers les parois [W/m²°C]

n : Coefficient dépendant de la position de la façade extérieure par rapport à l'air extérieur.

P_{BF} : Puissance de la batterie froide [kW].

Q_{Fac} : Apports calorifiques par les façades [W].

Q_{Ir} : Apports latents dus au renouvellement d'air [W].

Q_{loc} : Apports latents des occupants [W].

Q_{Soc} : Apports sensibles des occupants [W].

Q_{Sr} : Apports sensibles dus au renouvellement d'air [W].

Q_{Séq} : Apports dus aux machines électriques [W].

Q_{SRm} : Apport de chaleur par rayonnement solaire à travers les parois [W].

Q_{SRv} : Apport de chaleur par rayonnement solaire sur les vitrages [W].

$q_{m_{as}}$: Débit massique d'air sec soufflé [kg_{as}/s].

q_v : Débit volumique de soufflage [m^3/h].

R_m : Rayonnement solaire absorbé sur la surface du mur [W/m^2].

R_v : Intensité du rayonnement solaire sur les vitrages [W/m^2].

S : Surface de la façade [m^2].

V : Volume du local [m^3].

Symboles grecs :

h_e : Coefficient d'échange thermique de la façade extérieure [$W/m^2\text{°C}$].

h_i : Coefficient d'échange thermique de la façade intérieure [$W/m^2\text{°C}$].

δ_i : Epaisseur des couches des matériaux de la façade [m].

θ_e : Température extérieure de l'atelier [°C].

θ_i : Température intérieure de l'atelier [°C].

α : Coefficient d'absorption de la paroi recevant le rayonnement.

r_e^s : Teneur en eau de l'air extérieur [g/kg_{as}].

r_i^s : Teneur en eau de l'air intérieur [g/kg_{as}].

τ : Taux de brassage [h^{-1}].

Abréviations :

CTA : Centrale de Traitement d'Air.

as: air sec.

Introduction générale :

La modernisation de l'industrie nous impose l'usage de divers types de machines mais en parallèle elles sont une source de chaleur permanente ainsi qu'un taux d'humidité très élevé. Ces dernières influent négativement sur le rendement physique de l'être humain, se répercutant ainsi sur l'aptitude au travail.

La climatisation représente une solution incontournable pour assurer le bien-être et le confort dans les locaux. Elle est un système qui permet le traitement de l'air ambiant et maintenir une atmosphère à des caractéristiques physique et chimiques (pression, humidité, et température) bien choisie.

La recherche de confort dans les locaux a pour but la préservation de la santé des occupants, assurer leurs bien-être, augmenter le rendement, tout en améliorant la qualité des produit et préserver la matière première. Le traitement de l'air varie selon le climat de la zone où se situe le local, l'altitude et la saison.

Le conditionnement de l'air se résume à la préparation et l'introduction de ce dernier à des caractéristiques bien définis à l'intérieur du local pour que les conditions d'ambiances soient réalisées (température de l'air, son humidité, son renouvellement et sa pureté).

Le bilan thermique du local est une nécessité, qui consiste à faire l'inventaire de tous les apports de chaleur du local pendant la période chaude de l'année. Suite à la transmission et l'infiltration de l'air du milieu extérieur qui est à une température supérieure à celle du milieu intérieur, en plus du rayonnement solaire, le local gagne des degrés de chaleur en plus.

L'objectif de notre travail est de déterminer les besoins en froid en saison d'été de l'atelier conditionnement de sucre au sein de l'entreprise CEVITAL, qui se trouve dans la ZONE A sur le versant nord des chaines côtières une zone à climat méditerranéen de type maritime, et donner des perspectives pour l'optimisation de l'opération du conditionnement d'air afin de minimiser les pertes énergétiques.

Notre travail est organisé de la façon suivante :

Le premier chapitre a pour but de donner une idée générale sur la climatisation et sur le confort thermique, les différentes fonctions utilisées dans l'étude de l'air humide ainsi que les multiples modes de transfert thermique.

Le second chapitre sera consacré pour donner une idée générale sur les équipements de la climatisation et leurs fonctionnements.

Le troisième chapitre et quatrième chapitres rapportent toutes les formules ainsi les données utiliser pour l'étude et le calcul du bilan thermique du local à conditionner et la centrale.

Dans le cinquième et dernier chapitre sont restitués les résultats du calcul du bilan thermique et la puissance frigorifique nécessaire pour l'installation du conditionnement d'air, ainsi que les perspectives afin d'améliorer ces résultats et minimiser les pertes énergétiques.

Introduction :

Le conditionnement d'air est une technique de traitement de l'air permettant de contrôler les conditions climatiques pour une atmosphère intérieure agréable (température, humidité, niveau de poussière, etc.) d'un local pour des raisons de confort (bureaux, maisons individuelles) ou pour des raisons techniques (locaux de fabrication ou de stockage, blocs opératoires, laboratoires médicaux, salles de serveurs informatiques).

I.1. Historique de la climatisation [1] :

L'histoire de la climatisation remonte à l'époque de l'Empire romain. Les Romains utilisaient des tunnels souterrains pour provoquer une arrivée d'air extérieur. De cette technique date l'apparition de la première forme de climatiseurs.

Grecs et Égyptienne antiques utilisaient le phénomène d'évaporation de l'eau à travers des vases et des jarres poreux, pour rafraîchir l'air intérieur.

Ce ne sera qu'au XIXe siècle qu'apparaîtront les premières machines frigorifiques à compression fluide. En 1834, à Londres, Jacob Perkins construit la première machine de réfrigération à compression mécanique avec de l'éther comme réfrigérant. En 1859, le Français Ferdinand Carre réalisa la première installation industrielle (machine à absorption d'eau + NH₃). Soixante-dix ans plus tard, l'étude théorique du chimiste belge Frédéric Swarts donne le coup d'envoi du grand essor de l'industrie du froid. Un peu plus loin, une autre étape est franchie avec la mise au point par une société américaine d'un nouveau fluide frigorigène « Le DICHLORODIFLUOROMETHANE(R12) ». En 1991, la SAAB 9000 turbo (voiture suédoise de tourisme) est le premier véhicule à recevoir du fluide frigorigène R 134 sans chlore dans son installation de climatisation.

I.2. Confort [3] :

État de bien-être résultant de l'absence de nuisance de toutes sortes dans des ambiances et microclimats intérieurs.

On distingue deux types de confort :

- Le confort thermique, l'un des principaux objectifs de la climatisation et dépend de six paramètres : le métabolisme, l'habillement, la température ambiante de l'air T_a , la température moyenne des parois T_p , l'humidité de l'air (h) et enfin la vitesse de l'air.

- Le confort acoustique : exige un niveau optimal de bruit, lequel est réduit en milieu industriel par le traitement des machines afin d'assurer une isolation contre les nuisances sonores.

Plus précisément, on peut définir une plage de confort thermique dans le diagramme suivant l'action de l'humidité de l'air sur la santé comme suit :

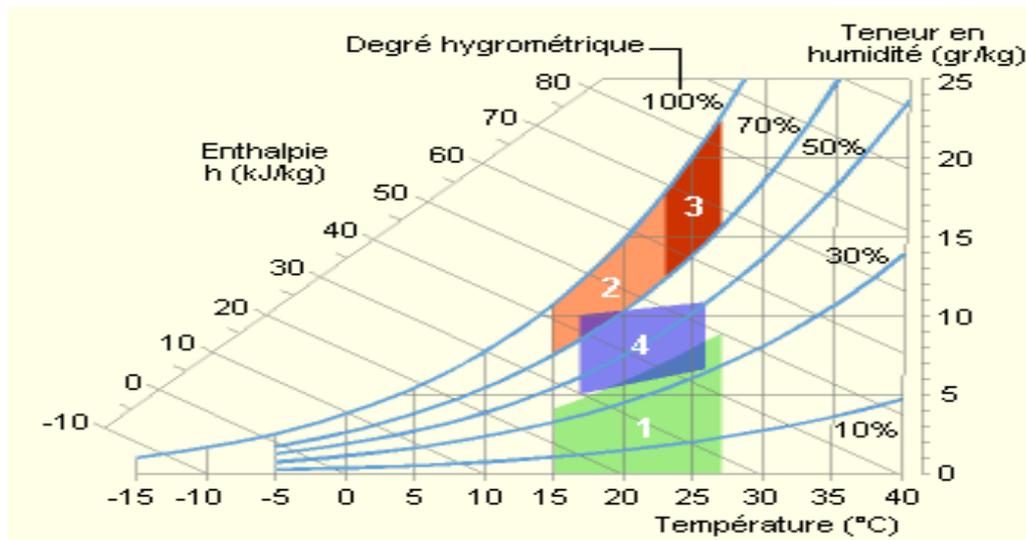


Figure I.1 : Plage de confort température – hygrométrie [3]

D'où :

1. Zone à éviter afin d'éviter des problèmes de déshydratation.
2. Zone à éviter en raison des développements de bactéries et de micro champignon.
3. Zone à éviter en raison des développements d'acarien.
4. Polygone de confort hygrométrique

I.3. Objectifs de la climatisation ou conditionnement d'air [2] :

Les objectifs du traitement d'air varient en fonction du type du local, son utilité, et le confort désiré.

I.3.1. Chauffage et rafraichissement :

Le but du chauffage est l'obtention d'une température de confort en hiver, et celui du rafraichissement l'abaissement de température de quelques degrés par rapport à celle de l'air extérieur en été, ce qui apporte une impression de fraîcheur.

Dans le rafraîchissement seul la température est prise en compte, contrairement à l'humidité qui n'est pas contrôlée, ce qui résulte une sensation d'inconfort.

I.3.2. Climatisation de confort :

La climatisation de confort réunit l'ensemble du traitement appliqué à l'air ambiant pour obtenir un environnement atmosphérique interne souhaitable et confortable en termes de température et d'humidité tout le long de l'année.

Dans les locaux de service ou l'industrie, elle vise :

- Une amélioration du rendement du personnel ;
- Un agrément supplémentaire au niveau de la clientèle.

Les principales caractéristiques régulées pour le traitement de l'air sont :

- Le degré de pollution de l'air ambiant dans le local à traiter : dans ce cas on procède au renouvellement de l'air de trois façons, soit par extraction forcée de l'air hors du local, soit par introduction forcée d'air neuf (air extérieur) soit par renouvellement partiel de l'air ambiant pollué ;
- La température de l'air : modification en fonctions des saisons durant l'année (chauffer ou refroidir) ;
- Le degré d'hygrométrie de l'air traité : humidification ou déshumidification ;
- La teneur en poussière de l'air : traitement par filtration de l'air soufflé ou repris ;
- Le maintien permanent des conditions intérieures (la régulation).

I.4. Paramètres qui influent sur le confort thermique :

Le confort thermique dépend de six paramètres pour avoir un équilibre et assurer le bien-être de l'individu :

I.4.1. Paramètres de l'ambiance thermique :

- Température de l'air ambiant (T_a) : elle doit être uniformément répartie dans l'espace (le local), et le temps (entre le jour et la nuit et entre l'été et l'hiver). La température recommandée est comprise dans l'intervalle $20^{\circ}\text{C} < T_a < 27^{\circ}\text{C}$.

- Vitesse de l'air (V_a) : elle influence les échanges de chaleur par convection.
- Température des parois (T_p) : de préférence l'écart $T_a - T_p$ soit inférieur à 3°C .
- Humidité (%) : c'est le rapport entre la quantité d'eau contenue dans l'air à la température T_a et la quantité maximale d'eau pouvant être contenue dans l'air à cette même température. l'humidité souhaitée est comprise entre 30% et 70%.

I.4.2. Paramètres individuels :

- Le métabolisme : c'est la chaleur produite par le corps humain qui permet le maintien de ce dernier autour de 36.7°C .
- L'habillement : Il représente une résistance thermique aux échanges de chaleur entre la surface de la peau et l'environnement. C'est l'équivalent de l'isolant pour une maison.

I.5. Types de climatisation :

I.5.1. Climatisation continue :

Distingué par une température intérieure constante, contrairement à l'humidité relative qui peut être variable durant toute la journée.

I.5.2. Climatisation discontinue :

La température intérieure et l'humidité doivent être fixées en période de présence du personnel, mais hors cette période, elles peuvent être libres.

I.5.3. Climatisation résidentielle :

Puissance installée qui autorise une certaine variation de température intérieure et une humidité relative qui peut être variable et libre dans le local considéré.

I.5.4. Climatisation partielle :

Rafratchissement sans obligation durant les journées les plus chaudes, de parvenir aux conditions d'une climatisation continue.

I.5.5. Climatisation naturelle :

Dans ce type de climatisation, la température intérieure et l'humidité relative du local peuvent être variables.

I.6. Données météorologiques et climatiques en Algérie [4]:

I.6.1. Zones climatiques en Algérie :

Il y a lieu de tenir compte de la situation géographique de notre pays et de ses différents reliefs existants, qui donnent plusieurs zones climatiques :

Zone A : c'est la zone à climat méditerranéen (maritime), comprenant le littoral et une partie du versant nord des chaînes côtières.

Zone B : cette zone comprend les vallées entre les chaînes côtières et l'Atlas tellien, elle est appelée zone à climat continental.

Zone C : c'est la zone à climat méditerranéen montagneux, elle comprend les hauts-plateaux situés entre l'Atlas tellien et l'Atlas saharien.

Zone D : zone à climat saharien, elle est caractérisée par un climat chaud et désertique.

I.6.2. Description climatique de la zone A :

Un hiver froid et un été chaud et humide, la vitesse du vent pendant la journée est relativement basse, elle décroît en soirée jusqu'à l'état calme pendant la nuit. Les pluies sont très fortes durant quelques jours de l'année accompagnées d'une grande vitesse de vent.

I.7. Généralités sur l'air humide :

I.7.1. Définition de l'air humide [5] :

L'air humide est un gaz composé d'un mélange d'air sec et de vapeur d'eau, celle-ci étant en quantité variable. Sa part massique allant approximativement de 0% à 3%. Chaque gaz a donc sa propre pression partielle égale à celle qu'il exercerait dans le même volume s'il était seul.

I.7.2. Caractéristiques de l'air humide :

On donne quelques paramètres utilisés dans l'étude de l'air humide :

I.7.2.1. Humidité spécifique :

L'humidité spécifique r^s est le rapport de la masse de vapeur d'eau contenue dans un volume V d'air humide, à la masse d'air sec contenue dans ce même volume. L'humidité

spécifique (on devrait même préciser humidité spécifique en vapeur d'eau) est encore parfois appelée rapport de mélange, humidité absolue, teneur en eau, etc.), elle est exprimée en kg d'eau / kg d'air sec.

$$r^s = \frac{m_v}{m_{as}} = \frac{\rho_v V}{\rho_a V} \Rightarrow r^s = 0,622 \frac{P_v}{P - P_a} \quad (\text{I.1})$$

I.7.2.2. Volume massique :

Le volume massique est le volume occupé par l'unité de masse d'air humide. Cette masse contient une masse d'air sec et une masse de vapeur d'eau. Il est exprimé en m³/ kg d'air humide.

I.7.2.3. Volume spécifique :

C'est le volume occupé par un kilogramme d'air sec accompagné des quelques grammes de vapeur qui lui sont mélangés. On le note V_s en m³/kg d'air sec.

Le volume spécifique de l'air augmente avec la température (car l'air se dilate en s'échauffant) et augmente aussi avec la teneur en humidité (car la vapeur d'eau est moins dense que l'air sec).

I.7.2.4. Humidité relative :

L'humidité relative de l'air Ψ , ou degré hygrométrique, couramment notée ϕ , correspond au rapport de la pression partielle de la vapeur d'eau contenue dans l'air P_v sur la pression de vapeur saturante $P_{s,\theta}$ (ou tension de vapeur) à la même température. Elle est donc une mesure du rapport entre le contenu en vapeur d'eau de l'air et sa capacité maximale à en contenir dans ces conditions.

Elle est exprimée en pourcentage et son expression est la suivante :

$$\Psi = \frac{P_v}{P_{s,\theta}} \quad (\text{I.2})$$

La pression de vapeur saturante est une fonction croissante de la température. Elle est la pression maximale de vapeur d'eau que peut contenir l'air à une température et une pression déterminées.

I.7.2.5. Température de rosée [6] :

On définit la température de rosée θ_r , comme la température à partir de laquelle, la vapeur d'eau, contenue dans un air humide que l'on refroidit à pression constante, commence à se condenser (apparition de gouttelettes d'eau).

I.7.2.6. Température de bulbe humide :

C'est la température indiquée par un thermomètre dont le bulbe thermique est recouvert d'une mince couche d'eau (au moyen, par exemple, d'une mèche textile entourant le bulbe et imbibée d'eau distillée).

I.7.2.7. Température du bulbe sec :

La température du bulbe sec ou température sèche θ_s 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 au sens habituel du terme.

I.7.2.8. Masse et pression de l'air humide :

On considère l'air humide comme mélange (m) de deux gaz parfaits, l'air sec (as) et la vapeur d'eau (v). Cette hypothèse permet de simplifier les calculs et de comprendre la construction d'un diagramme psychrométrique réel.

$$PV = rT \quad (\text{I.3})$$

$$\text{➤ Pour l'air sec : } P_{as} V_{as} = r_{as} T \quad (\text{I.4})$$

$$\text{Avec une masse volumique : } \rho_{as} = \frac{P_{as}}{r_{as}T} \quad (\text{I.5})$$

$$\text{➤ Pour la vapeur d'eau : } P_v V_v = r_v T \quad (\text{I.6})$$

$$\text{Avec une masse volumique : } \rho_v = \frac{P_v}{r_v T} \quad (\text{I.7})$$

$$\text{➤ Masse d'air sec qui occupe un volume } V \text{ à une température } T : m_a = \rho_a V \quad (\text{I.8})$$

$$\text{➤ Masse de vapeur qui occupe un volume } V \text{ à une température } T : m_v = \rho_v V \quad (\text{I.9})$$

$$\text{➤ Pression de l'air humide : } P = P_a + P_v \quad (\text{I.10})$$

$$\text{➤ Masse de l'air humide : } m = m_a + m_v \quad (\text{I.11})$$

I.7.2.9. Enthalpie massique et spécifique :**I.7.2.9.1. Enthalpie massique de l'air sec à la température θ :**

C'est la quantité à fournir à 1kg d'air sec pour élever sa température de 0°C à $\theta^{\circ}\text{C}$.

$$H_{as}^* = C_{as} \cdot \theta \quad (\text{I.12})$$

A pression constante on a :

$$C_{as} = 1,9327 \cdot 10^{-10} \cdot \theta^4 - 7,9999 \cdot 10^{-7} \cdot \theta^3 + 1,1407 \cdot \theta^2 - 4,4890 \cdot 10^{-1} \cdot \theta + 1,0575 \cdot 10^3 \quad (\text{I.13})$$

I.7.2.9.2. Enthalpie massique de la vapeur d'eau à la température θ :

C'est la chaleur totale à fournir à 1kg d'eau liquide pris à 0°C , pour le porter à l'état de vapeur à la température $\theta_v^{\circ}\text{C}$.

$$H_v^* = C_{pv} \cdot \theta + L_v \Rightarrow H_v^* = 1,8266 \cdot \theta + 2500,8 \quad (\text{I.14})$$

Avec :

- $C_{pv} = 1,8266 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}_v\text{K}} \right]$: Valeur moyenne de la chaleur massique de l'eau entre -20 et $+50^{\circ}\text{C}$.
- $L_v = 2500,8 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}_v\text{K}} \right]$: Chaleur latente de changement de phase.

I.7.2.9.3. Enthalpie de l'air humide à la température θ :

Selon la loi de Dalton dans le cas de l'enthalpie d'un mélange de gaz parfait, elle est égale à la somme des enthalpies partielles qu'auraient les gaz constituant s'ils occupaient seuls le volume total à la température du mélange.

Un mélange d'air humide contenant m_{as} et m_{av} présente une enthalpie totale :

$$H = m_{as} H_{as}^* + m_v H_v^* \quad (\text{I.15})$$

I.7.2.9.4. Enthalpie spécifique de l'air humide à la température θ :

L'enthalpie spécifique, notée H^s représente la quantité de la chaleur (sensible + latente) contenue dans un air humide renfermant une masse d'air sec de 1kg. On peut dire qu'il s'agit de l'enthalpie totale d'une masse d'air humide rapportée masse d'air sec présent dans l'air humide considéré.

$$H = m_{as} H_{as}^* + m_v H_v^* \Rightarrow H^s = H_{as}^* + r^s H_v^* \quad (\text{I.16})$$

$$H^s = 1,006.\theta + r^s (2500,8 + 1,826.\theta) \quad (\text{I.17})$$

I.7.2.10. Diagramme psychrométrique ou diagramme de l'air humide :

Il existe des diagrammes psychrométriques de différents auteurs, ne présentant que peu de différences. Le plus utilisé actuellement est le diagramme de CARRIER (figure I.2), en coordonnées (r^s, θ) qui est construit pour une certaine valeur de pression atmosphérique, pression totale P de l'air humide et une certaine altitude.

Chaque point du plan représente un mélange air-vapeur d'eau dont la température et l'humidité spécifique sont les coordonnées du point.

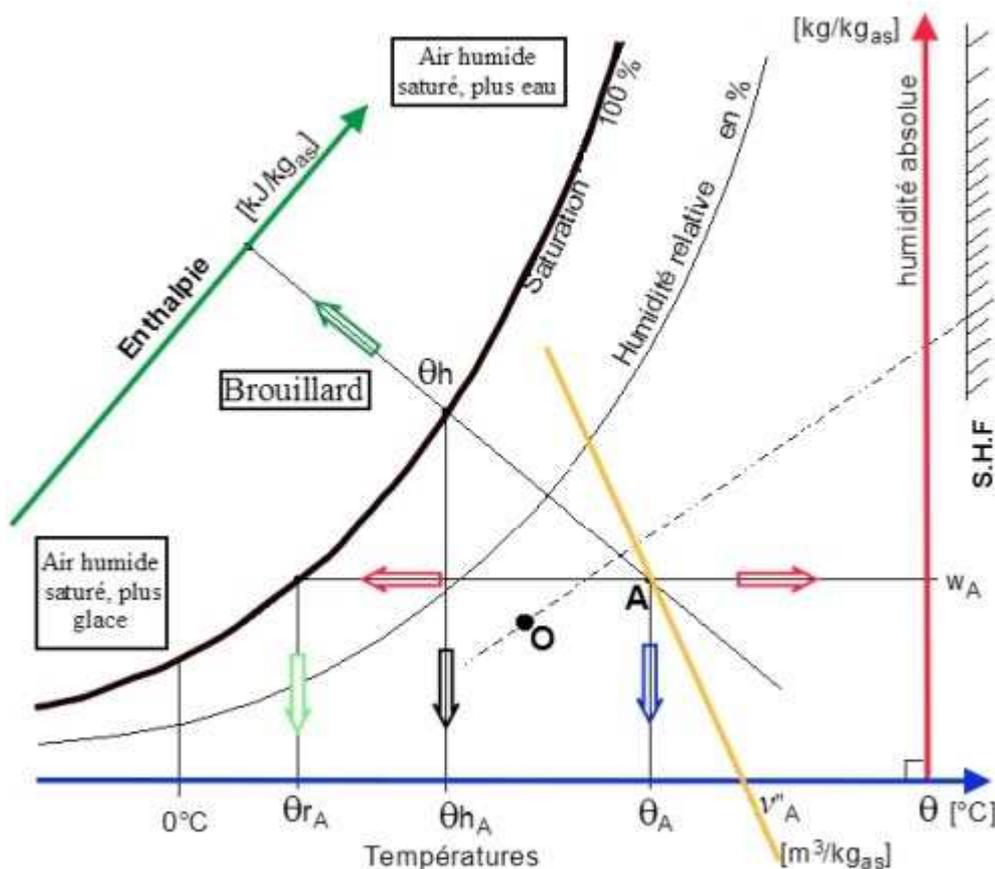


Figure I.2 : Lecture des grandeurs d'un état de l'air sur le diagramme de l'air humide

- Température sèche (droite bleue)
- Humidité absolue (droite rouge)
- Enthalpie spécifique (ligne oblique verte)

- Humidité relative (courbe noire fine)
- Volume spécifique (ligne oblique orange)
- Température de rosée (flèche verte claire)
- Température humide (flèche noire)

I.8. Généralités sur la transmission et propagation de chaleur [7] :

Le transfert de chaleur ou d'énergie thermique se fait par une transmission de cette énergie d'une région à une autre, sous l'influence d'une différence de température. Le phénomène de transfert thermique est généralement établi par trois modes de transmission : par conduction, par convection et par rayonnement ou bien trois à la fois (appelé transmission mixte).

I.8.1. Définition du flux de chaleur [8] :

La chaleur s'écoule sous l'influence d'un gradient de température des hautes vers les basses températures. On appelle flux de chaleur la quantité de chaleur transmise sur la surface S par unité de temps :

$$\varphi = \frac{dQ}{dt} \quad (\text{I.18})$$

φ [W] : Flux de chaleur ;

Q [J] : Quantité de chaleur ;

t [s] : Temps.

I.8.2. Modes de transmission thermique [9] :

Le transfert thermique, ou transfert de chaleur est l'un des modes d'échange d'énergie thermique entre deux systèmes. C'est une notion fondamentale de la thermodynamique.

Contrairement au travail, la chaleur est un transfert d'énergie microscopique désordonnée.

On distingue trois types de transfert thermique, qui peuvent coexister :

- La conduction, due à la diffusion progressive de l'agitation thermique dans la matière ;

- La convection, transfert thermique qui accompagne les déplacements macroscopiques de la matière ;
- Le rayonnement, qui correspond à la propagation de photons.

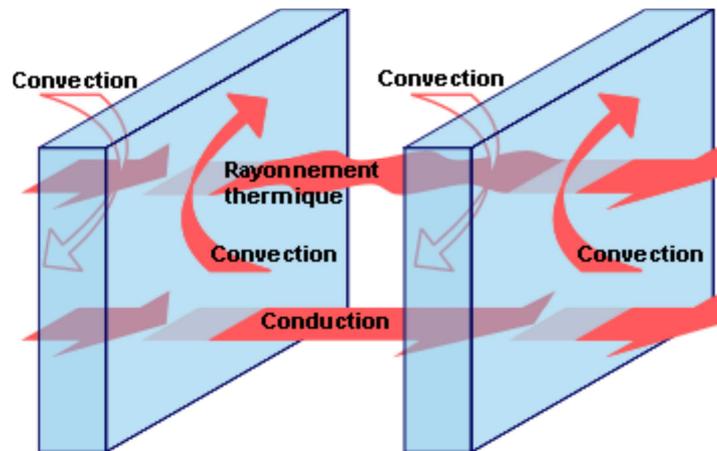


Figure I.3 : Modes de transmission thermique

I.8.2.1. Conduction :

C'est le mode de transfert qui souvent apparaît dans un milieu opaque (fluide ou solide) sans déplacement de matière, sous l'influence d'un gradient de température. Il s'agit d'un transfert thermique de proche en proche par chocs microscopiques entre particules d'énergies différentes.

Les particules les plus énergétiques transmettant de l'énergie cinétique à celles qui ont moins. D'un point de vue phénoménologique elle est décrite par la loi de Fourier :

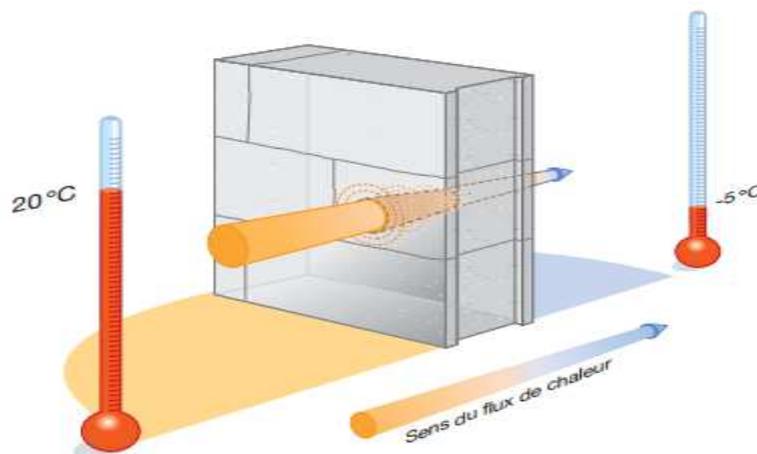


Figure I.4 : Conduction thermique

$$\vec{\varphi} = -\lambda \times S \times \overrightarrow{\text{grad}}(\theta) = -\lambda \times S \times \frac{\partial \theta}{\partial X} \quad (\text{I.19})$$

φ [W] : Flux de chaleur par conduction ;

λ [W/m °C] : Conductivité thermique du milieu ;

S [m²] : Aire de la section de passage du flux de chaleur ;

X [m] : Variable d'espace dans la direction du flux.

En régime permanent, la température est indépendante du temps. Le flux qui traverse une unité de surface (dS), pendant une unité de temps est donné par :

$$\varphi = \frac{\theta_i - \theta_{i+1}}{\sum \frac{e_i}{\lambda_i}} \quad (\text{I.20})$$

$e_i, e_1, e_2, \dots, e_n$: Epaisseurs des couches.

$\lambda_i, \lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_n$: Les coefficients de conductivité thermiques.

I.8.2.2. Convection :

C'est le transfert de chaleur entre un solide et un fluide, l'énergie étant transmise par déplacement du fluide. Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de Newton :

$$\varphi = h \times S \times (\theta_p - \theta_\infty) \quad (\text{I.21})$$

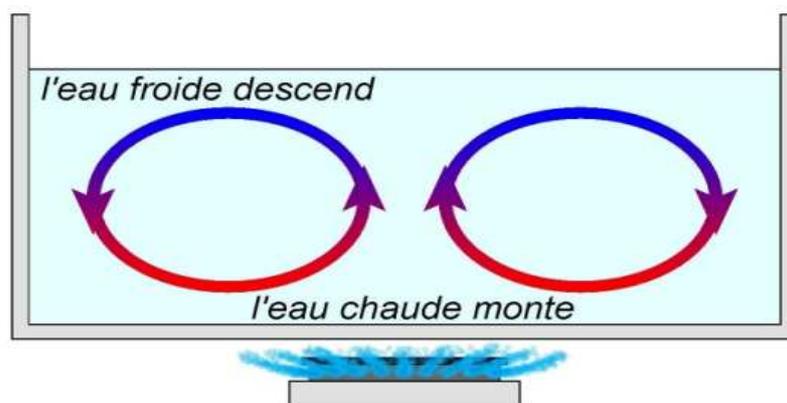


Figure I.5 : Convection thermique

φ [W] : Flux de chaleur transmis par convection ;

h [W/m² °C] : Coefficient de transfert de chaleur par convection ;

θ_p [°C] : Température de la surface du solide ;

θ_∞ [°C] : Température du fluide loin de la surface du solide ;

S [m²] : Aire de la surface de contact (solide/fluide).

I.8.2.3. Rayonnement :

Echange de chaleur entre deux parois séparées par un milieu transparent, le transfert se fait par ondes électromagnétiques et sans transfert de matière.

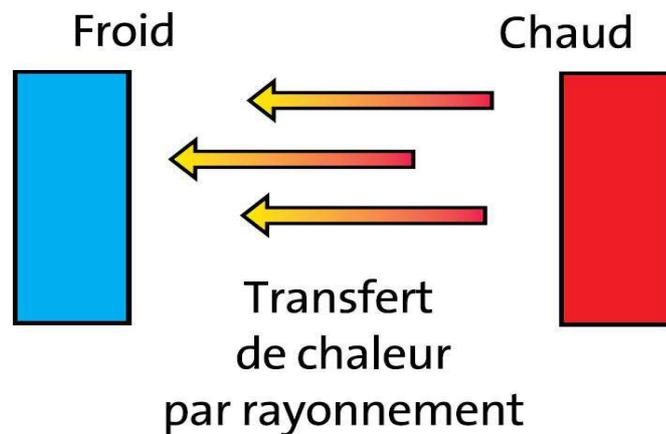


Figure I.6 : Transfert de chaleur par rayonnement

$$\varphi = h_r \times S_1 \times (\theta_1 - \theta_2) \quad (\text{I.22})$$

Avec :
$$h_r = 4 \times \varepsilon \times \sigma \times \theta_m^3 \quad (\text{I.23})$$

φ [W] : Flux de chaleur par rayonnement ;

h_r [W/m² °C] : Coefficient d'échange par rayonnement ;

S_1 [m²] : Surface de forme d'échange de la paroi (1) ;

θ_1 [°C] : Température de la paroi (1) ;

θ_2 [°C] : Température de la paroi (2) ;

ε : Coefficient d'émission de la surface ($\varepsilon = 1$ pour un corps noir, $\varepsilon \ll 1$ corps brillant) ;

σ : Constante de Stéphane Boltzmann $5.67 \cdot 10^{-8}$ W.m⁻².K⁻⁴ ;

θ_m [°C] : Température moyenne.

Introduction :

Une installation de climatisation consiste en un ensemble de matériel qui a pour fonction essentielle le traitement de l'air. La climatisation assure un confort thermique toute l'année en utilisant les mêmes équipements centralisés (CTA, groupe d'eau glacée). L'air traité est distribué dans les locaux à climatiser à des caractéristiques bien déterminées (thermique, aéraulique), par l'intermédiaire des conduits et les appareils terminaux. Dans ce chapitre nous décrirons certains de ces équipements.

II.1. Principe de fonctionnement d'une installation de climatisation :

Les fluides primaires (l'air et l'eau) sont traités dans des équipements centralisés qui peuvent être placés dans un local technique ou sur la toiture (grosse installations de climatisation). Ces fluides sont acheminés par des conduits comportant plusieurs accessoires de fonctionnement (clapets, filtres, robinets,...), puis ils sont reçus par les équipements terminaux qui sont situés dans les locaux à climatiser ou à proximité immédiate et les utilisent pour la préparation de l'air soufflé dans les locaux.

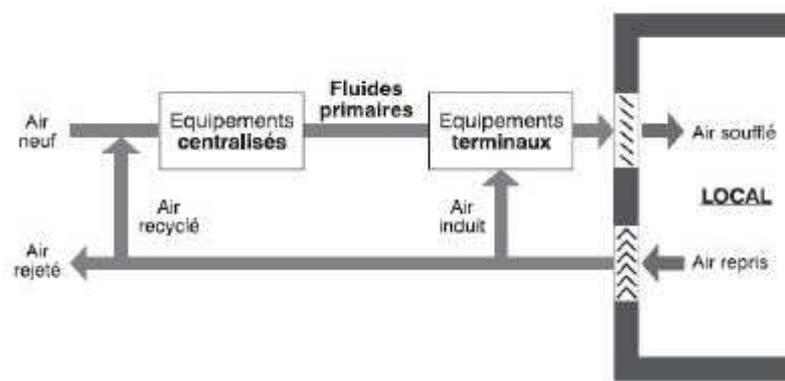


Figure II.1 : Fonctionnement d'une installation de climatisation

II.2. Centrale de traitement d'air (CTA) :

Une centrale de traitement d'air est un élément technique dédié au chauffage, au rafraîchissement, à l'humidification, ou à la déshumidification des locaux tertiaires (commerce, bureaux, santé...) ou industriels.

Une CTA est soit de type monobloc, soit elle est constituée de modules additionnés les uns aux autres, suivant la configuration, modules ventilation, module batteries froides et chaudes, module filtres, etc. [10]

Il existe deux types de centrales de traitement d'air :

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

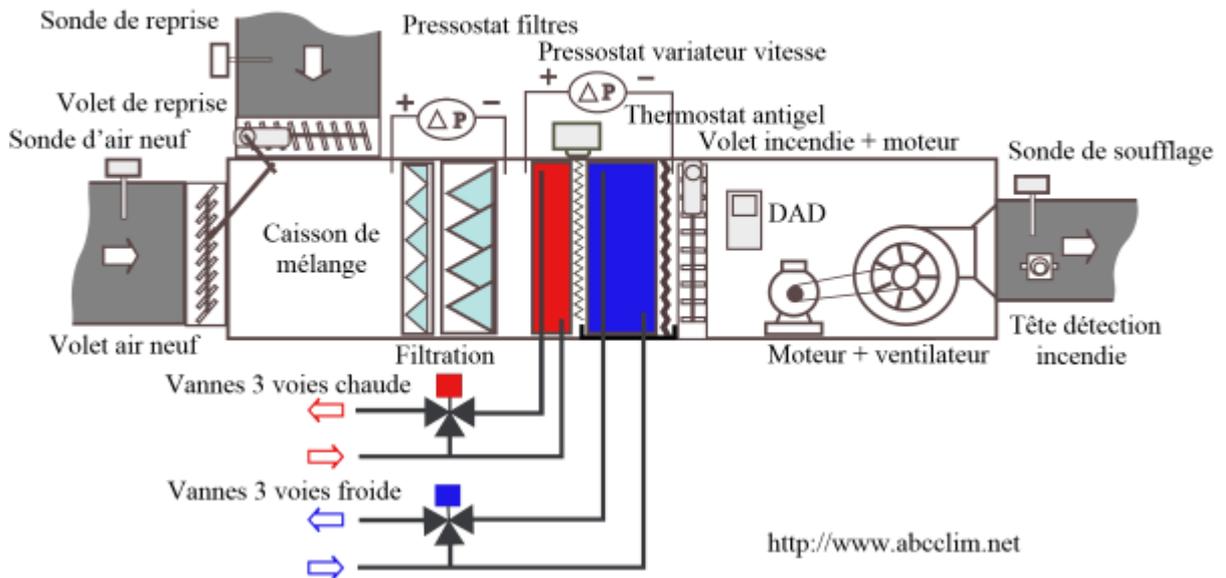


Figure II.2 : CTA simple flux

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

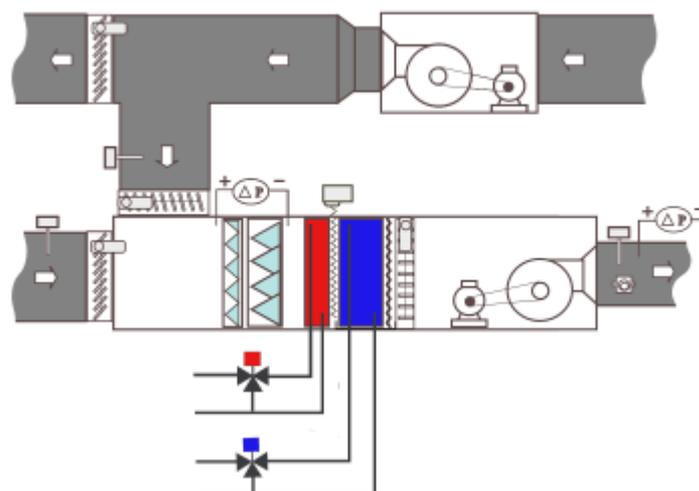


Figure II.3 : CTA double flux

II.3. Centrale unizone de toiture (" roof-tops ") :

Ce sont des CTA unizone, elles s'appliquent à un local où bien à plusieurs locaux ayant des charges identiques, le débit d'air soufflé est constant, la température et l'hygrométrie de l'air soufflé varient suivant les charges du local (les gains de chaleur). Leurs particularités résident dans le fait qu'elles renferment notamment le ou les groupes frigorifiques avec leurs condenseurs à air, en plus des éléments nécessaires au traitement de l'air en toute saison. Les centrales de toiture sont disponibles avec leur production de froid, mais aussi souvent avec un circuit frigorifique réversible.

Outre les contraintes dues à l'installation en toiture (perçement de la dalle, résistance mécanique de la dalle, étanchéité..), les centrales nécessitent une maintenance sérieuse et un bon suivi car elles sont soumises aux intempéries, de plus elles sont source de bruit et ne sont pas très esthétiques. C'est un ensemble compact, économique à l'achat et à la mise en œuvre.
[10]

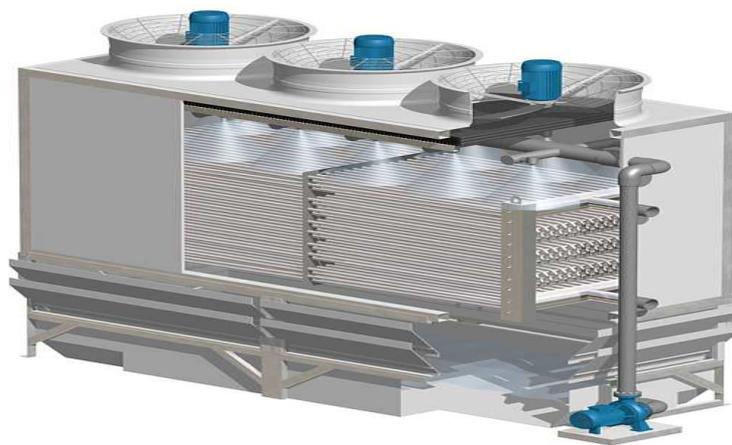


Figure II.4 : Centrale unizone

II.4. Groupe d'eau glacée :

Il existe de nombreux modèles de groupes d'eau glacée, néanmoins les éléments de base constituant l'installation sont généralement les suivants :

- Un ou plusieurs compresseurs ;
- Un évaporateur ;
- Un condenseur ;
- Une régulation et des sécurités ;
- Un tableau électrique.

Les refroidisseurs de liquide peuvent être classés selon le condenseur intégré à la machine :

- Refroidisseur de liquide à condensation à air (froid seul ou froid et chauffage) ;
- Refroidisseur de liquide à condensation à eau.

La distribution du froid est assurée par un fluide frigoporteur circulant dans un réseau hydraulique qui comprend les éléments suivant : pompe, vase d'expansion, tuyauteries, vannes, filtres, manomètres, thermomètres,...etc. En fonction du niveau de la température désirée, le fluide frigoporteur peut être de l'eau (température d'utilisation supérieure à 0°C) ou de l'eau glycolée (température d'utilisation inférieure à 0°C).

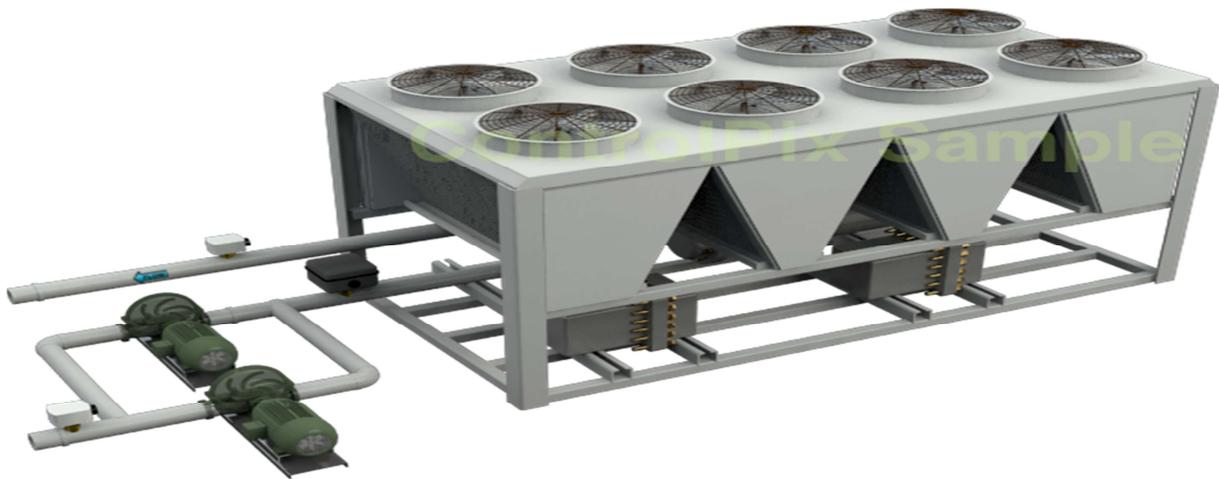


Figure II.5 : Groupe d'eau glacée

II.5. Composants d'une centrale et leurs fonctions [11] :

La centrale de traitement d'air est un ensemble 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.

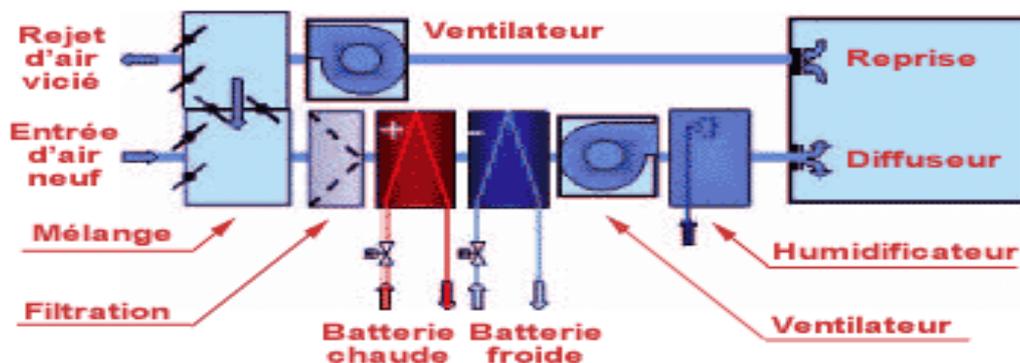


Figure II.6 : différentes parties d'une centrale

Une CTA est généralement composée de :

II.5.1. 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 extérieurs et de l'air repris à l'intérieur des locaux, afin de maîtriser au mieux l'énergie suivant les besoins de ventilation.

II.5.2. 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.

II.5.3. 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.

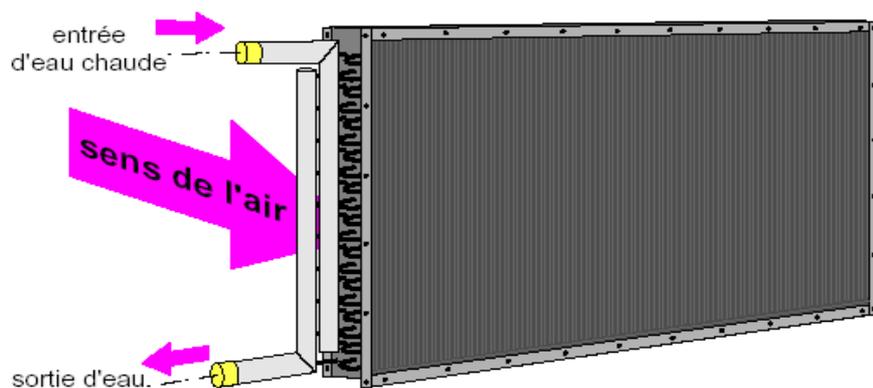


Figure II.7 : Batterie chaude alimentée en eau

II.5.4. 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 glycolée 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.

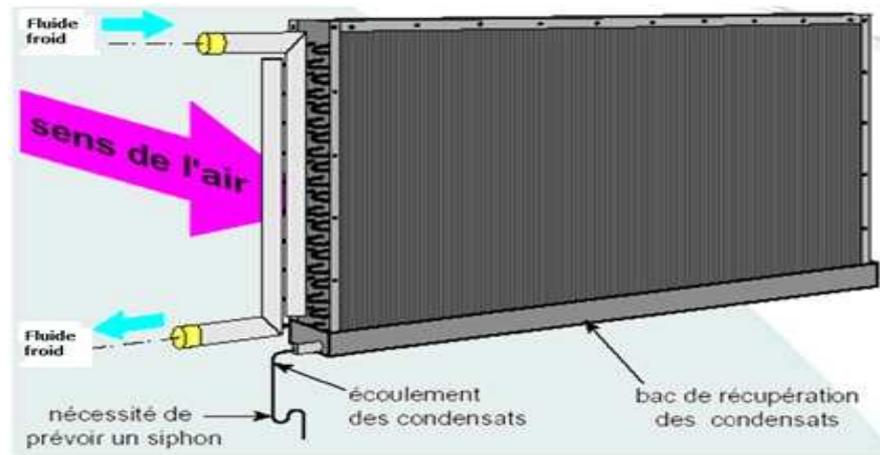


Figure II.8 : Batterie froide alimentée en eau

II.5.5. 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.

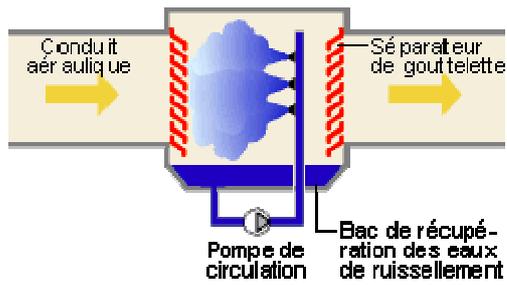


Figure II.9 : Humidificateur à injection d'eau liquide

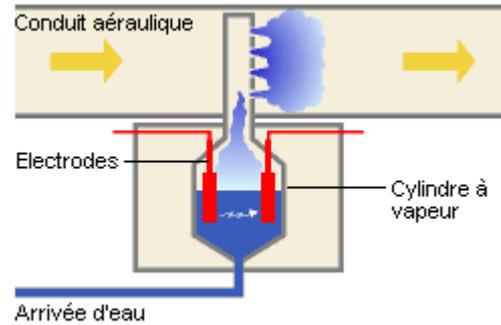


Figure II.10 : Humidificateur à vapeur

II.5.6. Ventilateur centrifuge :

Le ventilateur centrifuge, ou moto-ventilateur centrifuge est une turbomachine dans lequel 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.

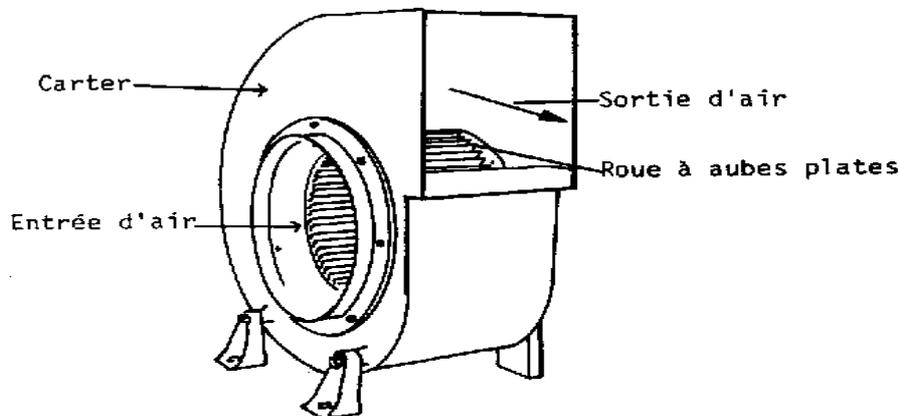


Figure II.11 : Ventilateur centrifuge

II.5.7. Réseau aéraulique :

Le terme aéraulique est utilisé afin de couvrir toutes les techniques (ventilation, etc.) utilisant et manipulant l'air à une pression très voisine de la pression atmosphérique. Pour étudier valablement les installations aérauliques (intérieures) il faut souvent prendre en compte les relations avec l'air extérieur.

Les réseaux aérauliques sont constitués d'un certain nombre de composant, que nous classerons en deux catégories :

1. Les composants de base :

- Les bouches et diffuseurs, servant à assurer dans les locaux desservis un comportement satisfaisant de l'air au soufflage comme à l'extraction ;
- Les conduits d'air, ou gaines de ventilation, constituant souvent l'essentiel des réseaux, leur section (circulaire, rectangulaire ou carrée) dépend du type du matériau utilisé (acier, aluminium, plastique, PVC ou textile), du lieu d'installation (place disponible) et du type de raccordement ;
- Les ventilateurs, servant à animer la circulation d'air dans les réseaux.

2. Les composants complémentaires :

- Les filtres ;
- Les échangeurs thermiques.

II.5.8. Bouches d'air :

Les bouches représentent un élément terminal aéraulique, ce sont des orifices qui permettent d'introduire ou d'évacuer l'air, et ont également pour fonction d'orienter l'air par des ailettes pour lui donner une direction. La bouche est en conception aluminium, plastique, ou autre, et peut être équipée d'un registre de réglage de débit permettant un équilibrage de la distribution d'air par rapport aux autres bouches.

Les bouches d'introduction d'air (soufflage), et celle d'évacuation (reprise, extraction, transfert) se sélectionnent en fonction :

- Du débit d'air ;
- De la portée de l'air soufflé ;
- Des caractéristiques du local ;
- Du niveau sonore requis ;
- De la perte de charge admissible ;
- Des critères architecturaux et économiques (confort, industrie, locaux spécifiques, coût).

II.6. Choix du système :

Concevoir une installation de climatisation correctement passe par les critères suivant :

- Techniquement, l'installation doit répondre aux besoins de confort définis par l'utilisateur et être simple à utiliser ;
- Economiquement, l'investissement et les frais d'exploitation de l'installation soient réduits avec une consommation d'énergie minimale, et par la suite très peu de maintenance.
- Adaptation de l'installation aux impératifs de chantier, et réduire au maximum l'encombrement des équipements qui la constitue.

Introduction :

L'évaluation des charges thermiques d'un local à climatiser représente l'une des étapes les plus importantes dans la conception et le dimensionnement d'un système de climatisation.

Le calcul du bilan thermique de conditionnement d'air se fait au moment où les apports calorifiques sont au maximum dans le local, il permet de trouver l'apport de chaleur total à vaincre afin de maximiser le confort des occupants tout en minimisant les pertes énergétiques.

III.1. Résistances thermiques des façades d'un atelier [13] :

Les locaux climatisés reçoivent la chaleur par l'intermédiaire des façades à cause de la différence de températures entre l'air extérieur et celui de l'intérieur. Par façades, on entend les murs, les fenêtres, les portes, les toitures charpentées ou non charpentées.

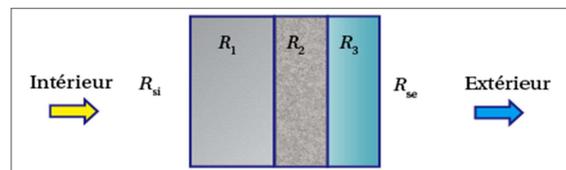


Figure III.1 : Résistances thermiques

Les résistances thermiques des façades se déterminent avec la relation suivante :

$$R_0 = \frac{1}{h_i} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_e} + R_a \quad (\text{III.1})$$

h_i [W/m²°C] : Coefficient d'échange thermique de la façade intérieure (Tableau III.1).

h_e [W/m²°C] : Coefficient d'échange thermique de la façade extérieure (Tableau III.1).

δ_i [m] : Epaisseur des couches des matériaux de la façade.

λ_i [W/m°C] : Conductivité thermique des matériaux de la façade.

R_a [m²°C/W] : Résistance thermique de la couche d'air (Tableau III.2).

Pour déterminer le coefficient global d'échange de chaleur à travers les parois (K) [W/m²°C], on pourra utiliser la relation suivante :

$$K = 1 / R_0 \quad (\text{III.2})$$

Surface des façades de construction	h_i	h_e
Surfaces intérieures des murs, des planchers et des plafonds lisses (avec enduit)	8,7	/
Surfaces extérieures et les toitures sans charpente	/	23
Toitures charpentées et les caves non chauffées et éclairées	/	12

Tableau III.1 : Les coefficients de transmission thermique d'une façade [13]

Épaisseur de la couche d'air [m]	Pour les couches verticales et horizontales en cas de diffusion de chaleur du bas vers le haut		Pour les couches horizontales en cas de diffusion de chaleur du haut vers le bas	
	La température dans la couche d'air			
	Positive	Négative	Positive	Négative
0.01	0.13	0.15	0.14	0.15
0.02	0.14	0.15	0.15	0.18
0.03	0.14	0.16	0.16	0.21
0.05	0.14	0.17	0.17	0.22
0.10	0.15	0.18	0.18	0.23
0.15	0.15	0.18	0.19	0.24
0.30	0.15	0.19	0.19	0.24

Tableau III.2 : Résistances thermiques des couches d'air [13]

Les résistances thermiques des apports et fenêtres en général ne sont pas calculables, et se prennent directement dans des guides de chauffages ou de climatisation (Tableau III.3).

Construction des portes et fenêtres	Différence de température ($\theta_e - \theta_i$) [°C]	Résistance thermique R_0 [m ² °C/W]
-Avec vitrage ordinaires	< 25	0.17
-Double vitrages	26 - 44	0.34
-Double vitrage séparés	26 - 44	0.39
-Triple vitrage	≥ 50	0.52
-Portes extérieures ordinaires	26 - 44	0.21
-Doubles portes extérieures	45 - 49	0.43

Tableau III.3 : Résistances thermiques des portes et des fenêtres [13]

III.2. Méthode de calcul des charges estivales :

Les charges totales estivales comprennent deux principaux types de charges thermiques :

- Charges externes ;
- Charges internes.

III.2.1. Charges externes :

III.2.1.1. Apports calorifiques principaux [13,14] :

Les apports calorifiques principaux dans les ateliers industriels sont constitués d'apports des façades (murs, fenêtres, portes, toitures), ils se déterminent comme suit :

$$Q_{\text{Fac}} = S \times (\theta_e - \theta_i) \times \frac{n}{R_0} \quad \text{(III.3)}$$

S [m^2] : Surface de la façade ;

θ_i [$^{\circ}\text{C}$] : Température intérieure de l'atelier ;

θ_e [$^{\circ}\text{C}$] : Température extérieure de l'atelier ;

R_0 [$\text{m}^2\text{C}/\text{W}$] : Résistance thermique de la façade ;

n : Coefficient dépendant de la position de la façade par rapport à l'air extérieur (Tableau III.4).

Type de façade	n
-Murs extérieurs et toitures en contact direct avec l'air extérieur	1
-Toitures charpentées	0.9
-Plancher au-dessus d'une cave non chauffée et éclairée	0.75
-Plancher au-dessus d'une cave non chauffée et non éclairée	0.6

Tableau III.4 : Les valeurs du coefficient (n)

III.2.1.2. Apports de chaleur par rayonnement solaire à travers les parois [15,16] :

La quantité de chaleur traversant une paroi est donnée par la formule suivante :

$$Q_{\text{SRm}} = \alpha \times F \times S \times R_m \quad \text{(III.4)}$$

Q_{SRm} [W] : Apport de chaleur par rayonnement solaire à travers les parois ;

α : Coefficient d'absorption de la paroi recevant le rayonnement qui dépend la couleur et de la nature du mur (Tableau III.5) ;

F : Facteur de rayonnement solaire indiquant la part de chaleur absorbée par la surface et transmise à travers le mur du local (Tableau III.6) ;

S [m²] : Surface de la paroi ;

R_m [W/m²] : Rayonnement solaire absorbé sur la surface du mur (Tableau IV.7).

Couleur et nature de la surface		α
Surfaces très claires	Pierre blanche - surface blanche, claire ou crème ciment très claire	0.4
Surfaces foncées	Brique rouge - ciment foncé - staff rouge, vert ou gris	0.7
Surfaces très foncées	Toitures en ardoises foncées - cartons bitumés très sombre	0.9
Verres (Fenêtres ou lanterneaux)	Vitrage simple	1
	Vitrage double	0.9
	Vitrage double	0.8

Tableau III.5 : Coefficient d'absorption α pour murs, toits et fenêtres

K [W/m ² °C]	Facteur du rayonnement solaire (F)
0	0
1	0.05
2	0.1
3	0.15
4	0.20

Tableau III.6 : Facteur de rayonnement solaire

III.2.1.3. Apports de chaleur par rayonnement solaire sur les vitrages [8,17] :

La quantité de chaleur traversant le vitrage est donnée par la formule suivante :

$$Q_{SRv} = \alpha \times g \times S \times R_v \quad \text{(III.5)}$$

Q_{SRV} [W] : Apport de chaleur par rayonnement solaire sur les vitrages ;

α : Coefficient d'absorption du vitrage

g : Facteur de réduction est en fonction du mode de protection de la fenêtre contre le rayonnement solaire ;

S [m²] : Surface vitrée ;

R_v [W/m²] : Intensité du rayonnement solaire sur les vitrages, elle est définie de la même manière que (R_m), elle est donnée par le même tableau (Tableau IV.7).

Fenêtres protégées	Couleurs	g
Stores extérieurs en toile	Ecru	0.28
	Aluminium	0.22
Stores intérieurs entièrement baissés	Aluminium	0.45
Stores intérieurs à moitié baissés	Blanc ou crème	0.63
Persiennes entièrement baissées à l'intérieur des fenêtres	Aluminium	0.58
Persiennes entièrement baissées à l'extérieur des fenêtres	Aluminium	0.22

Tableau III.7 : Facteur de réduction (g) pour fenêtres protégées

III.2.1.4. Apports calorifiques dus au renouvellement d'air et aux infiltrations [8] :

Le renouvellement d'air dans un local climatisé est nécessaire pour des raisons d'hygiène et de bien-être des occupants. En règle générale il se fait par ventilation (naturelle ou mécanique) des locaux ainsi que par infiltration d'air extérieur par les joints, à l'intérieur de l'atelier. Les fenêtres mêmes, au cours de l'ouverture des portes qui séparent les deux ambiances, induisent les mêmes effets.

- **Par renouvellement d'air [18] :**

Le renouvellement d'air d'un local est assuré par de l'air neuf hygiénique extérieur, non pollué et avec un pourcentage d'oxygène intact. Il a pour but de maintenir constante la teneur en oxygène de l'air, limiter la concentration en CO₂ rejetée par la respiration et d'éliminer l'humidité et les odeurs, mais ça reste une source de chaleur sensible et latente dans le local à climatiser.

$$Q_{Sr} = 0,34 \times qv \times (\theta_e - \theta_i) \quad \text{(III.6)}$$

$$Q_{lr} = 0,84 \times qv \times (r_e^s - r_i^s) \quad \text{(III.7)}$$

Q_{Sr} [W] : Apports sensibles ;

Q_{lr} [W] : Apports latents ;

qv [m³/h] : Débit d'air extérieur de renouvellement qui est déterminé par la relation suivante :

$$qv = CO_{DEB} \times CO_{PRESS} \quad \text{(III.8)}$$

Avec :

$$CO_{DEB} = 3000 \times S \quad \text{(III.9)}$$

$$CO_{PRESS} = 1,23 \times 0,003 \times H_{BAT} \quad \text{(III.10)}$$

D'où :

CO_{DEB} : Coefficient de débit ;

CO_{PRESS} : Coefficient de pression intégrant l'action du vent et du tirage ;

S [m²] : Surface de l'orifice ;

H_{BAT} [m] : Hauteur du bâtiment ;

-Si la ventilation est mécanique, on relèvera les valeurs dans le tableau (III.8).

θ_e [°C] : Température extérieure de base ;

θ_i [°C] : Température intérieure de base ;

r_e^s [g/kg_{as}] : Teneur en eau de l'air extérieur ;

r_i^s [g/kg_{as}] : Teneur en eau de l'air intérieur ;

0,34 : C'est le produit de chaleur spécifique de l'air sec ($C_p = 1\text{kJ/kg K}$) et la masse volumique de l'air ($\rho = 1,2\text{ kg/m}^3$), par unité de temps ($h = 3600\text{ s}$) ;

0,84 : C'est le produit de la chaleur latente de vaporisation de l'eau à la température du local ($L_v = 2500,8\text{ kJ/kg K}$) et la masse volumique de l'air ($\rho = 1,2\text{ kg/m}^3$), par unité de temps ($h = 3600\text{s}$).

Désignation des locaux	Débit minimal d'air neuf par occupant (m ³ /h par occupant)
Bureaux et locaux sans travail physique	25
Locaux de restauration, locaux de vente, locaux de réunion	30
Ateliers et locaux avec travail physique léger	45
Autres ateliers et locaux	60

Tableau III.8 : Débits de renouvellement d'air neuf nécessaire dans les locaux climatisés

- **Par infiltration [19] :**

Les infiltrations sont essentiellement provoquées par l'action du vent sur les ouvrants comme les portes et les fenêtres.

$$Q_v = 1,16 \times \sum_{i=1}^n (a_i l_i)_A \times R \times H \times Z_e \times (\theta_e - \theta_i) \quad \text{(III.11)}$$

$$Q_v = 1,16 \times \sum_{i=1}^n (a_i l_i)_A \times R \times H \times Z_e \times (r_e^s - r_i^s) \quad \text{(III.12)}$$

Q_v [W] : Apports de chaleur par ventilation (par les jointures des ouvertures des façades) ;

$\sum_{i=1}^n (a_i l_i)_A$ [m³/h] : Perméabilité des portes et des fenêtres au vent ; voir annexe A ;

R : Caractéristiques du local ; voir annexe B ;

H [kcal/m³] : Caractéristiques d'immeuble ; voir annexe C ;

$Z_e = 1,2$: Pour fenêtres d'angles.

NB : Pour passer d'un résultat en [kcal/m³°C] à un résultat en watts, cette relation a été multipliée par 1,16.

III.2.2. Charges internes :

On désigne par apports de chaleur internes, ou gains internes, les quantités de chaleur dégagées sous forme latente ou sensible à l'intérieur des locaux conditionnés ayant pour origine les occupants, les machines entraînées par des moteurs électriques, les appareils électriques, et l'éclairage.

III.2.2.1. Chaleur dégagée par les occupants [20] :

Elle est donnée en fonction de la température intérieure et du degré d'activité. On distingue deux sortes de gains générés par les occupants :

$$Q_{\text{Soc}} = Q_S \times n \quad \text{(III.13)}$$

$$Q_{\text{loc}} = Q_l \times n \quad \text{(III.14)}$$

Q_{Soc} [W] : Apports sensibles des occupants ;

Q_{loc} [W] : Apports latents des occupants ;

Q_S [W] : La chaleur sensible dégagée par un occupant ;(voir annexe D)

Q_l [W] : La chaleur latente dégagée par un occupant ;(voir annexe D)

n : Nombre d'occupants.

III.2.2.2. Apports dus à l'éclairage [12] :

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 donnés par la formule suivante :

$$AI = \Sigma (W_n \times C_{me} \times C_{cr}) \quad \text{(III.15)}$$

- W_n [W] : Puissance nominale de l'ampoule ou du tube fluorescent ;
- C_{me} : Coefficient de majoration

Avec :

- C_{me} = 1,2 Pour les lampes à incandescence ;

- C_{me} = 1,25 Pour les tubes fluorescents ;

- C_{cr} : Pourcentage de chaleur résiduelle correspondant à la part d'énergie restant dans la salle.
- $C_{cr} = 1$ Pour les installations dont l'éclairage n'est pas raccordé à un système d'extraction d'air, il est donné dans le tableau (III.9) quand l'éclairage est raccordé à un système d'extraction d'air.

Débit d'air pour 100 W de puissance de lampe ou de tube (m³/h)	20	30	50	100
C_{cr}	0,6	0,5	0,4	0,35

Tableau III.9 : Valeurs de C_{cr}**III.2.2.3. Les apports calorifiques dus aux machines électriques [8] :**

Les appareils peuvent constituer à la fois une source de chaleur sensible et latente, ou seulement une source de gains sensible. Les apports dus aux machines électriques, sont calculés par la formule suivante :

$$Q_{S\text{éq}} = Q_S \times C_u \quad \text{(III.16)}$$

Q_S [W] : Puissance calorifique dégagée par l'équipement ;

C_u : coefficient d'utilisation qui varie d'un équipement à un autre.

Type de machines	C_u (%)
Ordinateur	100
Photocopieuse	20
Imprimante	15
Fax	15
Chaine stéréophonique	10
Cafetière sensible	25
Cafetière latente	25

Tableau III.10 : Valeurs du coefficient d'utilisation C_u**III.2.2.2. Gains dus aux machines entraînées par des moteurs électriques [14] :**

Dans le cas où le moteur et la machine entraînée sont dans le même local climatisé, toute l'énergie absorbée est dissipée sous forme de chaleur sensible dans le local. L'apport dû à l'ensemble moteur-machine est donné par la formule suivante :

$$A_I = W_a = \frac{W_{\text{eff}}}{\eta} \quad (\text{III.17})$$

A_I [W] : Apports calorifiques dus aux machines entraînées par un moteur électrique ;

W_{eff} : Puissance nominale ;

η : Rendement du moteur.

III.3. Charges thermiques totales [8] :

Le bilan thermique total Q_T est la somme de toutes les charges externes et internes. Il est plus pratique de faire la somme des charges sensibles Q_S et latentes Q_I .

D'où :
$$Q_T = Q_S + Q_I \quad (\text{III.18})$$

Charges sensibles totales (Q_S) : sont les apports de chaleur sensible dans le local, apports dus à la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur, d'où la formule :

$$Q_S = Q_{\text{Fac}} + Q_{\text{SR}} + Q_{\text{Sr}} + AI + A_I \quad (\text{III.19})$$

Charges latentes totales (Q_I) : sont les apports de chaleur latente dus à la différence de quantité de vapeur d'eau contenue dans l'air extérieur et intérieur, d'où la formule :

$$Q_I = Q_{\text{Ir}} + Q_{\text{loc}} \quad (\text{III.20})$$

ΣQ_{Fac} [W] : La somme des apports calorifiques par les façades ;

Q_{SR} [W] : Apports de chaleur par rayonnement solaire sur les parois et les vitrages ;

Q_{Sr} [W] : Apports sensibles dus au renouvellement d'air et infiltration ;

Q_{Ir} [W] : Apports latents dus au renouvellement d'air et infiltration ;

Q_{Soc} [W] : Apports sensibles des occupants ;

Q_{loc} [W] : Apports latents des occupants ;

AI [W] : Apports dus à l'éclairage ;

Q_{Seq} [W] : Les apports calorifiques dus aux machines électriques ;

A_I [W] : Les apports calorifiques dus aux machines entraînées par un moteur électrique.

III.4. Calcul du débit d'air :

- **Débit d'air soufflé :**

Dans le cadre de la climatisation de confort, la détermination de ce débit d'air s'obtient en fixant un écart de soufflage entre la température de l'air soufflé et la température intérieure de l'atelier compris dans l'intervalle [8,5°C , 13,5°C]. Dans notre cas, l'écart de soufflage est de 10°C.

Le calcul du bilan thermique nous a permis de déterminer le débit en masse d'air sec à souffler dans chaque pièce qui sera calculé par la relation suivante :

$$qm_{as} = \frac{Q_T}{H_i - H_s} \quad \text{(III.21)}$$

Q_T [kW] : Puissance frigorifique totale à fournir ;

qm_{as} [kg_{as}/s] : Débit massique d'air sec soufflé ;

H_i [kJ/kg_{as}] : Enthalpie intérieure du local considéré ;

H_s [kJ/kg_{as}] : Enthalpie de l'air soufflé.

Une fois le débit est déterminé, il y a lieu de vérifier le taux de brassage qui représente le volume d'air traité renouvelé dans le local pendant une heure, en utilisant la relation suivante :

$$\tau = \frac{\text{Débit d'air soufflé}}{\text{Volume du local}} = \frac{q_v}{V} \quad \text{(III.22)}$$

τ [h⁻¹] : Taux de brassage ;

V [m³] : Volume du local

q_v [m³/h] : Débit volumique de soufflage.

Le taux de brassage d'air d'un local est fonction de son utilisation. Dans les locaux industriels, les normes proposent en moyenne un taux de brassage de l'intervalle [20-60] h⁻¹ par personne selon le niveau de la chaleur dégager.

- **Débit d'air repris (ou extrait) :**

Il est soit celui correspondant au débit de soufflage, soit diminué du taux de surpression (ou augmenté du taux de dépression) admis dans le local.

III.5. Puissance des batteries :

$$P_{BC} = qm_{as} \times \Delta h_e^S \quad \text{(III.23)}$$

$$P_{BF} = qm_{as} \times \Delta h_e^S \quad \text{(III.24)}$$

P_{BC} [kW] : Puissance de la batterie chaude ;

P_{BF} [kW] : Puissance de la batterie froide ;

qm_{as} [kg/s] : Débit massique d'air soufflé ;

Δh_e^S [kJ/kg_{as}] : Variation d'enthalpie entrée-sortie de la batterie chaude ou de la batterie froide.

Introduction :

Afin de d'étudier un système de conditionnement d'air, il est nécessaire de connaître les données concernant la zone où le projet est implanté, telles que les conditions extérieures (données météorologiques et climatiques : température de l'air, le rayonnement solaire, le vent, et le taux d'humidité) et intérieures (les apports de chaleur), ainsi que les caractéristiques du local à climatiser (dimensions, orientation, et les matériaux de construction) et tout ça pour pouvoir déterminer les charges à vaincre et assurer le confort thermique des occupants.

IV.1. Présentation de l'entreprise d'accueil :**IV.1.1. Historique :**

CEVITAL est parmi les entreprises algériennes qui ont vu le jour dès l'entrée de notre pays en économie de marché. Elle a été créée par des fonds privés en 1998. Cette entreprise contribue largement au développement de l'industrie agroalimentaire nationale, et exporter le surplus, en offrant une large gamme de produit de qualité.

IV.1.2. Situation géographique :

Le complexe CEVITAL se situe au niveau du nouveau quai du port de Bejaia à 3 km du sud-ouest de cette ville et répartie sur une superficie de 45000 m², à proximité de la route nationale N^o 09. L'entreprise a beaucoup profité de cette situation qui lui donne un avantage de proximité économique car se trouve proche du port et de l'aéroport.



Figure IV.1 : Vue aérienne du complexe CEVITAL

IV.1.3. Présentation des différentes unités du complexe :

Le complexe CEVITAL est composé de la raffinerie d'huile, de la raffinerie de sucre et de la margarinerie.

- **Raffinerie d'huile :**

Elle a été mise en service en aout 1999 elle est dotée des équipements de très haute technologie, actuellement sa capacité de production est de 2300T/J. Cette raffinerie est conçue pour traiter toutes les qualités d'huiles comestibles : le colza, le tournesol, le soja, ...etc.

- **Raffinerie de sucre :**

Elle est mise en chantier en octobre 2000, puis entrée en production en octobre 2002. Elle est dotée d'un équipement industriel très moderne qui répond aux besoins du marché, sa capacité de production actuelle est de 1600T/J dépassant ainsi les 500000T/an.

- **Margarinerie :**

Mise en chantier en mars 2000, puis rentrée en production en juillet 2001, cette margarinerie construite par le groupe lui-même représente une offensive considérable sur le marché grand public. Sa capacité de production est de 100T/J pour chacune des chaines de production qui sont au nombre de six.

IV.2. Description du local à climatiser :

Le local à climatiser se trouve au 1^{er} niveau de l'unité de conditionnement du sucre, au sein du complexe CEVITAL.

Les différentes façades sont comme suit :

- La façade Nord ne contient aucune ouverture et elle est toujours à l'ombre ;
- La façade Ouest est en contact avec un local de stockage conditionné et contient 8 fenêtres et 2 portes ;
- La façade Sud donne sur la mer, et contient 12 fenêtres et 2 portes ;
- La façade Est est entièrement en vitrage ordinaire avec 3 portes coulissantes en plexiglas donnant sur un hall non conditionnés.

IV.2.1. Paramètres géométriques :

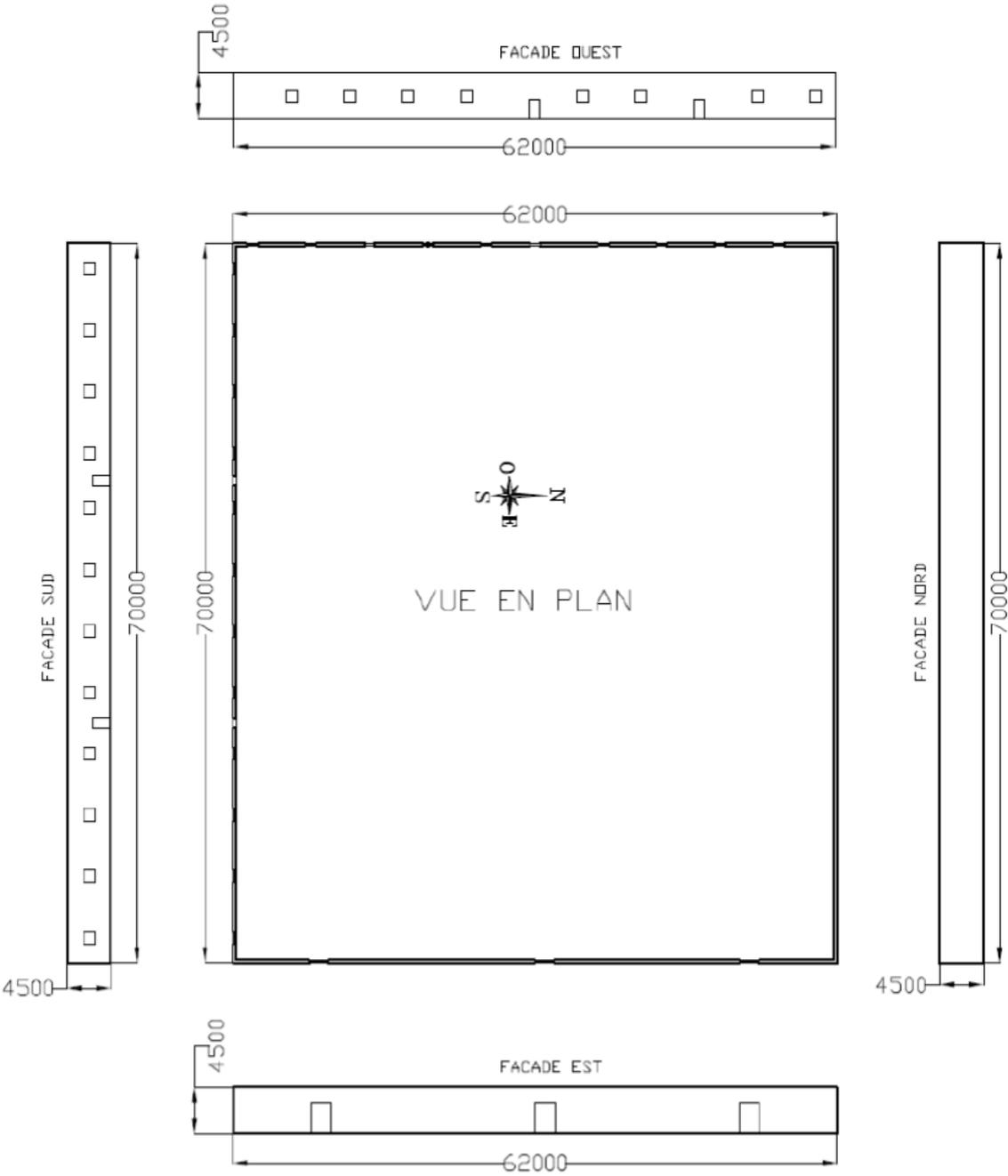


Figure IV.2 : Vue en plan et différentes façades du local

- **Façade Nord :**



Figure IV.3 : Dimensions de la façade Nord

Désignation	Longueur [m]	Hauteur [m]	Surface [m ²]
Façade nord	70	4.5	315

Tableau IV.1 : Dimensions de la façade Nord

- **Façade Ouest :**

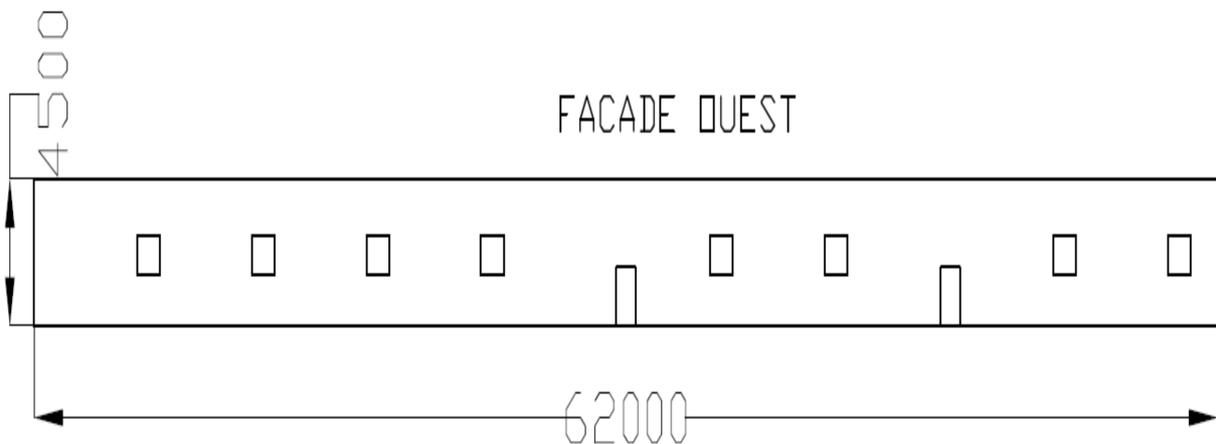


Figure IV.4 : Dimensions de la façade Ouest

Désignation	Longueur [m]	Hauteur [m]	Surface [m ²]
Façade Ouest	62	4.5	279
2 portes	0.9	2	3.6
8 fenêtres	2	1.6	25.6

Tableau IV.2 : Dimensions des différents espaces de la façade Ouest

- **Façade Sud :**

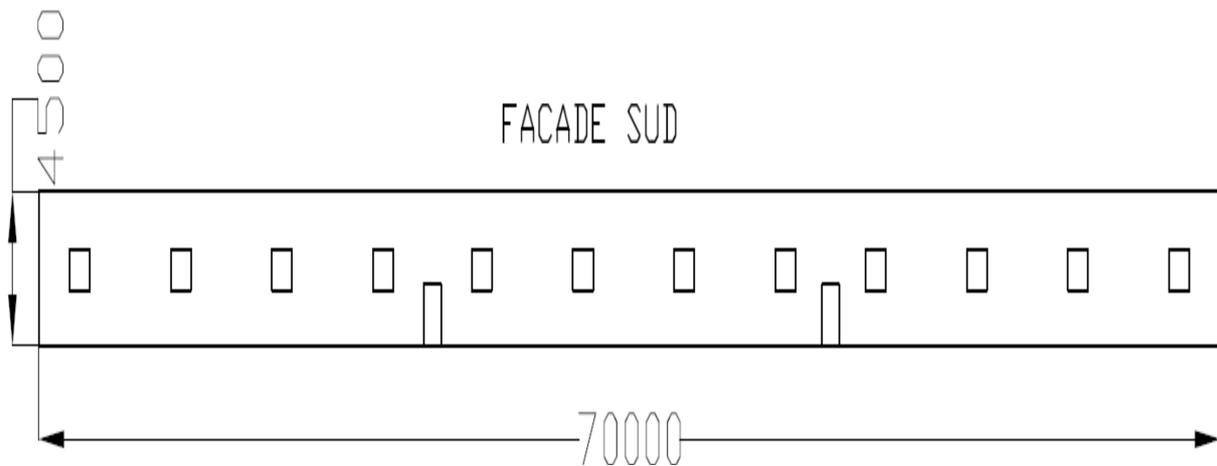


Figure IV.5 : Dimensions de la façade Sud

Désignation	Longueur [m]	Hauteur [m]	Surface [m ²]
Façade Sud	70	4.5	315
2 portes	0.9	2	3.6
12 fenêtres	2	1.6	38.4

Tableau IV.3 : Dimensions des différents espaces de la façade Sud

- **Façade Est :**

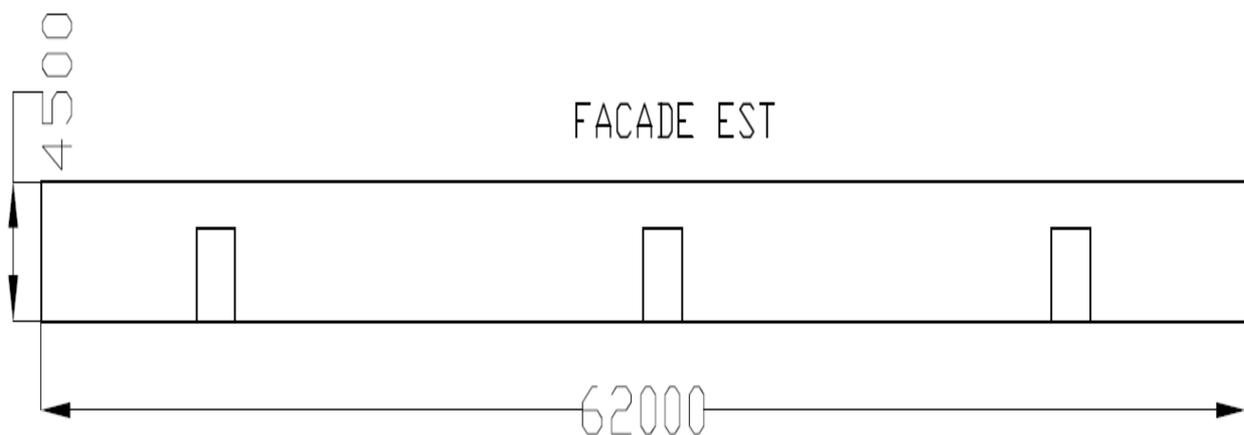


Figure IV.6 : Dimensions de la façade Est

Désignation	Longueur [m]	Hauteur [m]	Surface [m ²]
Façade Est	62	4.5	279
3 portes	2	3	18

Tableau IV.4 : Dimensions des différents espaces de la façade Est

IV.2.2. Surfaces des différents espaces du local :

Orientation	Surface (m ²)				
	Mur	Porte	Vitrage	Toiture	Plancher
Nord (N)	315	/	/	4340	4340
Est (E)	/	3x6=18	261		
Sud (S)	273	2x1.8=3.6	12x3.2=38.4		
Ouest (O)	249.8	2x1.8=3.6	8x3.2=25.6		

Tableau IV.5 : Surfaces des différents espaces du local**IV.3. Données météorologiques et climatiques [14] :****IV.3.1. Bases de données climatiques :**

Elles correspondent à des températures sèches et humides simultanées qui pourront être dépassées pendant quelques heures par année pour le mois le plus chaud. Les données de l'office national de météorologie pour la Zone (A) sont rapportées dans le tableau (IV.6).

La température sèche de base de l'air extérieur est une température qui n'est dépassée que pendant 2,5% des heures de juillet et aout. L'humidité spécifique de base de l'air extérieur est la moyenne mensuelle durant le mois le plus chaud de l'humidité spécifique à 15 heures.

Désignation	Conditions intérieures de base		Conditions extérieures de base	
	Humidité relative (%)	Température (°C)	Humidité relative (%)	Température (°C)
Juillet	50	24	79	36
Aout			80	38
Hiver		21	75	2

Tableau IV.6 : Données météorologiques de base de la zone A**IV.3.2. Rayonnement solaire de base :**

Latitude	Rayonnement solaire de base (W/m ²)					
	Mois	Orientation				Horizontal
N		E	S	O		
36,44	Juillet	48,07	516	172,84	516	749,07
	Aout	34	514,23	276,84	514,23	760

Tableau IV.7 : Valeurs de rayonnement de base (DTR C 3.4)

IV.4. Construction des parois :

IV.4.1. Murs extérieurs :

Le mur côté nord est en panneaux sandwich d'une épaisseur de 0.035 m (35 mm), il est composé de :

- Deux parements d'acier de faible profondeur, de type lisse 0.0025m (2.5mm) ;
- lame isolante : mousse polyuréthane rigide injectée en continu entre les deux parements métalliques, d'une épaisseur de 0.03m (30mm).

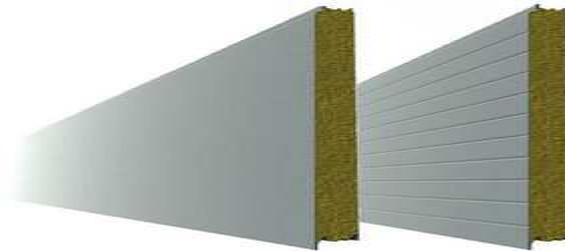


Figure IV.7 : Panneau sandwich

Les murs côté Sud et Ouest sont composés de :

- Enduit de plâtre d'épaisseur : 2 cm.....(1)
- Voile en béton d'épaisseur : 30 cm..... (2)
- Mortier de ciment : 2 cm.....(3)

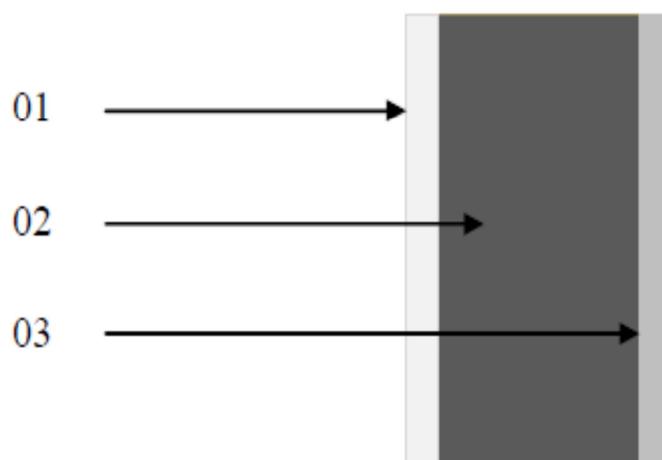


Figure IV.8 : Constitution des murs côté Sud et Ouest

IV.4.2. Plancher et toit :

Le plancher et le toit sont composés de :

- Mortier : 3cm ;
- Béton plein : 5cm ;
- Corps creux d'épaisseur : 20cm ;
- Enduit de plâtre d'épaisseur : 2 cm.

IV.5. Types d'ouvertures :**IV.5.1. Portes :**

Ce sont des portes en acier (côté Sud et Ouest), et des portes coulissantes en aluminium avec un vitrage en plexiglas (côté Est) qui est un thermoplastique dont le monomère est le méthacrylate de méthyle d'épaisseur de 5 mm.



Figure IV.9 : Porte en acier



Figure IV.10 : Porte coulissante avec cadre aluminium et vitrage plexiglas

IV.5.2. Fenêtres :

Les fenêtres de l'atelier sont des fenêtres coulissantes en aluminium avec un vitrage ordinaire (simple) non teinté et sans protection contre le rayonnement solaire.



Figure IV.11 : Fenêtre coulissante en aluminium avec vitrage simple

IV.6. Les données internes :

IV.6.1. Occupants :

Les occupants dégagent de la chaleur sous forme sensible et latente qui dépend essentiellement de la température ambiante et du type d'activité.

La chaleur emmagasinée dans l'atelier dépend de :

- Nombre du personnel : 80 occupants ;
- Activité : moyenne ;
- Durée d'occupation du local : 24/24 h.

IV.6.2. Eclairage :

L'éclairage artificiel à l'intérieur de l'atelier est en tube fluorescent de puissance 20 W ayant une durée de fonctionnement de 24/24 h. Le nombre de tubes est de 200 tubes.



Figure IV.12 : Tube fluorescent

IV.6.3. Nombres de machines, et leurs puissances dégagées :

Type de machine	Puissance dégagée [W]	Puissance totale [W]
28 conditionneuses	80000	2240000
7 fardeleuses	75000	525000
7 fours	150000	1050000
70 moteurs électriques	1200	84000
Puissance totale [W]		3899000

Tableau IV.8 : Nombre de machines et leurs puissances dégagées

Introduction :

Dans ce chapitre nous allons procéder aux calculs des différents apports calorifiques de l'atelier afin d'évaluer la charge totale à vaincre, déterminer le débit d'air neuf à souffler et la puissance frigorifique adéquate à installer. Nous allons tâcher aussi de donner des perspectives pour améliorer l'isolation du local dans le but de minimiser les pertes énergétiques.

V.1. Calcul des résistances thermiques des façades :

Equation (III.1) page 25.

$$\text{Exemple : } R_0 = \frac{1}{23} + \left(2 \times \frac{0,0025}{52} + \frac{0,03}{0,022} \right) + \frac{1}{8,7} = 1,522 \text{ [m}^2\text{°C/W]}$$

V.1.1. Murs extérieurs :

- **Mur côté Nord :**

Désignation	Epaisseur δ_i [m]	Conductivité thermique λ [W/m°C]	Résistance thermique [m ² °C/W]
Acier	0.0025	52	0.00005
Mousse polyuréthane	0.03	0.022	1.364
Acier	0.0025	52	0.00005
Somme des résistances thermiques $\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}$			1.364
h_e [W/m ² °C]			23
h_i [W/m ² °C]			8.7
R_0 [m ² °C/W]			1.522

Tableau V.1 : Résistance thermique du mur côté Nord

- **Mur côté Sud :**

Désignation	Epaisseur δ_i [m]	Conductivité thermique λ [W/m°C]	Résistance thermique [m ² °C/W]
Enduit de plâtre	0.02	0.35	0.057
Voile de béton	0.3	1.75	0.171
Mortier de ciment	0.02	1.15	0.017
Somme des résistances thermiques $\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}$			0.245
h_e [W/m ² °C]			23
h_i [W/m ² °C]			8.7
R_0 [m ² °C/W]			0.404

Tableau V.2 : Résistance thermique du mur côté Sud

- **Mur côté Ouest :**

Désignation	Epaisseur δ_i [m]	Conductivité thermique λ [W/m°C]	Résistance thermique [m ² °C/W]
Enduit de plâtre	0.02	0.35	0.057
Voile de béton	0.3	1.75	0.171
Mortier de ciment	0.02	1.15	0.017
Somme des résistances thermiques $\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}$			0.245
h_e [W/m ² °C]			23
h_i [W/m ² °C]			8.7
R_0 [m ² °C/W]			0.404

Tableau V.3 : Résistance thermique du mur côté Ouest

- **Mur côté Est :**

Construction du mur	Résistances thermiques R_0 [$m^2\text{°C/W}$]
Vitrage ordinaire	1.170

Tableau V.4 : Résistance thermique du mur côté Est

V.1.2. Fenêtres et portes :

Construction des portes et fenêtres	Résistances thermiques R_0 [$m^2\text{°C/W}$]
Avec vitrage ordinaire	1.170
Portes extérieures en acier	0.318
Portes intérieures en plexiglas	0.02717

Tableau V.5 : Résistances thermiques des fenêtres et portes

V.1.3. Toiture et plancher :

Désignation	Epaisseur δ_i [m]	Conductivité thermique λ [$W/m\text{°C}$]	Résistance thermique [$m^2\text{°C/W}$]
Mortier	0.03	1.15	0.026
Béton plein	0.05	1.75	0.029
Corps creux	0.20	/	0.130
Enduit de plâtre	0.02	0.35	0.057
Somme des résistances thermiques $\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}$			0.2421
h_e [$W/m^2\text{°C}$]			23
h_i [$W/m^2\text{°C}$]			8.7
R_0 [$m^2\text{°C/W}$]			0.401

Tableau V.6 : Résistance thermique du toit et du plancher

V.2. Coefficient global de transmission thermique :

Afin de déterminer le coefficient de transmission global de chaleur à travers les parois K [$\text{W}/\text{m}^2\text{°C}$], on utilise la relation (III.2) page 25.

Désignation		Résistance thermique [$\text{m}^2\text{°C}/\text{W}$]	Coefficient K [$\text{W}/\text{m}^2\text{°C}$]
Murs extérieurs		1.926	0.519
Murs intérieurs		1.574	0.635
Toiture		0.401	2.494
Plancher		0.401	2.494
Portes	Acier	0.318	3.145
	Plexiglas	0.02717	36.805
Vitrages	Simple	0.170	5.882

Tableau V.7 : Coefficient globale de transmission thermique

V.3. Charges externes :

V.3.1. Apports calorifiques principaux :

Les apports calorifiques principaux se calculent avec la formule (III.3) page 27.

Exemple : Mur Nord : $Q_{\text{Fac}} = 315 \times 14 \times \left(\frac{1}{1,522}\right) = 2897.503 \text{ W}$

- **Murs extérieurs :**

Désignation	Surface de la façade [m^2]	$\Delta\theta$ [°C]	n	R_0 [$\text{m}^2\text{°C}/\text{W}$]	Q_{fac} [W]
Mur Nord	315	14	1	1.522	2897.503
Mur Sud	273	14	1	0.404	9460.396
Mur Ouest	249.8	0	0.75	0.404	0
Total					12357.899

Tableau V.8 : Apports calorifiques principaux des murs extérieurs

- **Toiture et plancher :**

Désignation	Surface de la façade [m ²]	$\Delta\theta$ [°C]	n	R ₀ [m ² °C/W]	Q _{fac} [W]
Toiture	4340	8	0.75	0.401	64937.656
Plancher	4340	8	0.75	0.401	64937.656
Total					129875.312

Tableau V.9 : Apports calorifiques à travers le toit et le plancher

- **Vitrages :**

Désignation	Surface [m ²]	$\Delta\theta$ [°C]	n	R ₀ [m ² °C/W]	Q _{fac} [W]
Vitrage Ouest	25.6	0	0.75	1.170	0
Vitrage Sud	38.4	14	1	1.170	459.487
Vitrage Est	261	8	0.75	1.170	1338.462
Total					1797.949

Tableau V.10 : Apports calorifiques principaux par les vitrages

- **Portes :**

Désignation		Surface [m ²]	$\Delta\theta$ [°C]	n	R ₀ [m ² °C/W]	Q _{fac} [W]
Portes Ouest	Acier	3.6	0	0.75	0.318	0
Portes Sud	Acier	3.6	14	1	0.318	158.491
Portes Est	Plexiglas	18	6	0.75	0.02717	2981.229
Total						3139.720

Tableau V.11 : Apports calorifiques principaux à travers les portes

- **Somme des apports calorifiques principaux :**

Désignation	Apports [W]	Apports total [W]
Murs	12357.899	147170.880
Toiture et plancher	129875.312	
Vitrages	1797.949	
Portes	3139.720	

Tableau V.12 : Somme des apports calorifiques principaux

V.3.2. Apport de chaleur par rayonnement solaire à travers les parois :

La quantité de chaleur traversant le mur est donnée par la formule (III.4) page 27.

Exemple : $Q_{SRm} = 0,4 \times 0,026 \times 273 \times 276,84 = 786,004 \text{ W}$

- **Murs extérieurs**

Désignation	S [m ²]	α	F	R _m [W/m ²]	Q _{SRm} [W]
Mur sud	273	0.4	0.026	276.84	786.004

Tableau V.13 : Apports du rayonnement solaires à travers le mur côté sud

- **Vitrages**

La quantité de chaleur traversant le vitrage est donnée par la formule (III.5) page 28.

Exemple : $Q_{SRv} = 1 \times 1 \times 38,4 \times 276,84 = 10630,656 \text{ W}$

Désignation	Type	S [m ²]	α	g	R _v [W/m ²]	Q _{SRv} [W]
Vitrages sud	Simple	38.4	1	1	276.84	10630.656

Tableau V.14 : Apports du rayonnement solaires à travers les vitrages

- **Portes**

Désignation	Type	S [m ²]	α	F	R _m [W/m ²]	Q _{SRm} [W]
Portes sud	Acier	3.6	0.7	0.157	276.84	109.529

Tableau V.15 : Apports du rayonnement solaires à travers les portes

- **Somme des apports calorifiques dus aux rayonnements solaires :**

Désignation	Apports [W]	Apports total [W]
Murs	786.004	11526.189
Vitrages	10630.656	
Portes	109.529	

Tableau V.16 : Somme des apports calorifiques dus aux rayonnements solaires

V.3.3. Apports calorifiques dus au renouvellement d'air et infiltration :

Les apports de chaleur sensibles et latents dans le local à conditionner sont déterminés selon les formules :

- **Par renouvellement d'air :** (III.6) et (III.7) respectivement, page 30.

Désignation	Données	qv [m3/h]	$\Delta\theta$ [°C]	$\Delta\omega$ [g/kg air sec]	Q_{Sr} [W]	Q_{lr} [W]
θ_i [°C]	24	48286.626	14	25,06	229844.339	1016452.792
θ_e [°C]	38					
ω_e [g/kg air sec]	34,36					
ω_i [g/kg air sec]	9,3					

Tableau V.17 : Apports de chaleur par renouvellement d'air

- **Par infiltration :** (III.11) et (III.12) respectivement, page 31.

Désignation	a_i [m3/h m]	l_i [m]	$\sum_{i=1}^n (a_i l_i)_A$ [m ³ /h]	R	H	Z_e	$\Delta\theta$ [°C]	$\Delta\omega$ [g/kg air sec]
Portes	1.5	41.6	192	0.9	0.84	1.2	14	25.06
Fenêtres		86.4						
Q_{vs} [W]							2828.723	
Q_{vL} [W]							5063.413	

Tableau V.18 : Apports de chaleur par infiltration d'air

V.4. Charges internes :

V.4.1. Chaleur dégagée par les occupants :

Les apports calorifiques sensibles et latents dus aux occupants sont déterminés par les formules (III.13) et (III.14) respectivement, page 32.

Activité	Q_s	Q_l	n	Q_{Soc} [W]	Q_{loc} [W]
Travail moyen	86	134	80	6880	10720

Tableau V.19 : Apports de chaleur dus aux occupants

V.4.2. Apports dus à l'éclairage :

Les apports dus à l'éclairage sont donnée par la formule (III.15) page 32.

Type d'éclairage	Nombre	W_n [W]	C_{me}	C_{cr}	AI [W]
Tubes fluorescents	200	20	1.25	1	5000

Tableau V.20 : Apports de chaleur par l'éclairage

V.4.3. Apports calorifiques dus aux machines électriques :

Afin de déterminer les apports dus aux machines électriques, on utilisera la formule (III.16) page 33.

Type de machine	Nombre	Q_s [W]	C_u [%]	$Q_{s\acute{e}q}$ [W]	$Q_{ST\acute{e}q}$ [W]
Ordinateur	4	250	1	1000	1015.6
Imprimante	2	52	0.15	15.6	

Tableau V.21 : Apports de chaleurs dus aux machines électriques

V.4.4. Apports calorifiques dus aux machines entraînées par un moteur électrique :

Type de machine	Puissance dégagée (W)	Puissance totale (W)
28 conditionneuses	80000	2240000
7 fardeleuses	75000	525000
7 fours	150000	1050000
70 moteurs électriques	1200	84000
Total		3899000

Tableau V.22 : Apports de chaleur dus aux machines entraînées par un moteur électriques

V.5. Somme des apports calorifiques d'atelier :

Le bilan thermique total (Q_T) est la somme de toutes les charges externes et internes. Il est déterminé selon la formule (III.18) page 34.

Désignation	Apports sensibles Q_s [W]	Apports latents Q_l [W]	Apports total Q_T [W]
Q_{Fac}	147170.880	0	147170.880
Q_{SR}	11526.189	0	11526.189
Q_r	229844.339	1016452.792	1246297.131
Q_v	2828.723	5063.413	7892.136
$Q_{S\acute{e}q}$	1015.6	0	1015.6
Q_{oc}	6880	10720	17600
A_I	3899000	0	3899000
AI	5000	0	5000
Total	4156094.851	1032236.205	5188331.056

Tableau V.23 : Somme des apports calorifiques de l'atelier

V.6. Caractéristiques de la CTA adéquate :

Après avoir calculé l'apport de chaleur total à vaincre, on passe à la détermination des différentes caractéristiques de la CTA idéale pour le local qui sont :

- **Débit d'air soufflé :**

Calcul de SHF (facteur de chaleur sensible) :

$$SHF = \frac{\text{apports sensibles}}{\text{apports totaux}} = \frac{Q_s}{Q_T} \Rightarrow SHF = \frac{4156094,851}{5188331,056} = 0,80$$

La température de l'air soufflé est donnée par la relation :

$$\Delta\theta = \theta_i - \theta_s = 10 \text{ °C} \quad \Rightarrow \quad \theta_s = 14\text{°C}$$

Donc, d'après le diagramme psychrométrique annexe F, les caractéristiques du point de soufflage sont :

$$\theta_i = 24 \text{ °C} \quad \theta_s = 14\text{°C}$$

$$H_i = 48 \text{ kJ/kgas} \quad \Rightarrow \quad H_s = 29 \text{ kJ/kgas}$$

$$r_i^s = 9,3 [\text{g/kg}_{as}] \quad r_s^s = 6 [\text{g/kg}_{as}]$$

Le calcul des différents débits à envoyer dans les zones à climatiser est donné par la formule suivante :

$$qm_{as} = \frac{Q_T}{h_i - h_s}$$

$$qm_{as} = \frac{5188331.056}{(48 - 29) \times 1000} = 273,070 \text{ kg}_{as}/s$$

$$qv = \frac{qm_{as}}{\rho} = \frac{273,070}{1,2} = 227,56 \text{ m}^3/s = 819216 \text{ m}^3/h$$

Le débit étant déterminé, il faut vérifier le taux de brassage qui représente le volume d'air traité renouvelé dans le local pendant une heure selon la formule :

$$\tau = \frac{\text{Débit d'air soufflé}}{\text{Volume du local}}$$

$$\tau = \frac{qv}{V} = \frac{819216}{19530} = 41,95 \text{ vol/h} \Rightarrow \tau > 15$$

- **Débit d'air neuf :**

Le taux de renouvellement d'air d'un local est selon l'utilité du local. Dans les ateliers industriels, les normes proposent en moyenne un taux de renouvellement de 45 m³/h/personne.

$$qv_{an} = 80 \times 45 = 3600 \text{ m}^3/h \Rightarrow qm_{an} = 1,2 \text{ kg/s}$$

- **Débit d'air repris (ou extrait) :**

$$qm_{as} = qm_{rep} = 273,070 \text{ kg}_{as}/s$$

- **Calcul de point de mélange (M) :**

On applique la règle géométrique :

$$\frac{qm_{an}}{qm_{rep}} = \frac{MI}{EI} \Rightarrow MI = \frac{1,2}{273,070} \times 21 = 0,1 \text{ cm}$$

qm_{an} [kg/s] : Débit d'air neuf ;

qm_{rep} [kg/s] : Débit d'air mélangé ;

MI [cm] : Distance entre le point interne et le point de mélange ;

EI [cm] : Distance entre le point interne et le point extérieur.

D'après le diagramme psychrométrique annexe F, les caractéristiques de point de mélange sont :

$$H_M = 48,70 [\text{kJ}/\text{kg}_{\text{as}}]$$

$$\theta_M = 24,20 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$r_M^s = 9,60 [\text{g}/\text{kg}_{\text{as}}]$$

- **Calcul du point 5 à la sortie de la batterie froide :**

On prolonge la droite qui relie le point de soufflage jusqu'à la saturation.

$$H_5 = 21,50 [\text{kJ}/\text{kg}_{\text{as}}]$$

$$\theta_5 = 6,40 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$r_5^s = 6 [\text{g}/\text{kg}_{\text{as}}]$$

- **Puissance de la batterie froide :**

$$P_{BF} = q_{m_{\text{as}}} \cdot \Delta H_e^5 = 273,070 \times (48,70 - 21,50) = 7479,456 \text{ kW}$$

- **Débit masse d'eau condensée sur la batterie froide :**

$$q_{m_e} = q_{m_{\text{as}}} \times \Delta(r^s)_e^5 = 273,070 \times (9,60 - 6) = 983,052 \text{ kg/s}$$

V.7. Amélioration de l'isolation thermique du local:

L'optimisation d'une installation de traitement d'air passe par la conception d'une enveloppe qui sera basée sur un haut niveau d'isolation des parois opaques (murs, plancher, toiture et vitrages). L'isolation thermique d'un local est la première des choses à faire pour l'amélioration énergétique. Elle permet de réduire charges thermique ainsi les besoins de refroidissement, et donc les consommations pour un coût raisonnable.

V.7.1. Isolation thermique des parois opaques :

L'isolation thermique d'une paroi est la capacité de celle-ci à ne pas être traversée par la chaleur. Un isolant thermique est un matériau épais et léger qui emprisonne de l'air de façon immobile par un enchevêtrement de fibres ou une microporosité.

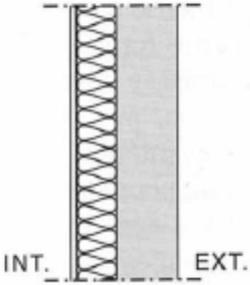
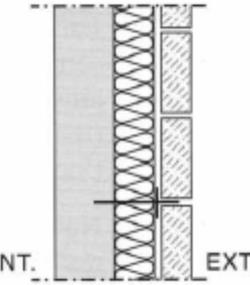
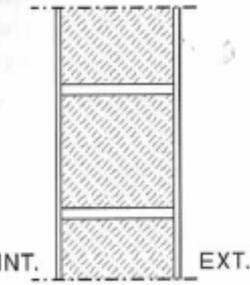
Type d'isolation	Matériaux	Avantages
Isolation par l'intérieur 	-Fibre minérale -Fibre organique -Polystyrène	Cout réduit
Isolation par l'extérieur 	-Fibre minérale -Fibre organique -Polystyrène	-Mise en œuvre rapide -Permet de bénéficier de l'inertie thermique des parois -Elimine les ponts thermiques
Isolation répartie 	-Briques monomère -Béton cellulaire -Béton de pierre ponce	-Evite l'ajout d'un isolant pour les éléments les plus épais -Bonne inertie thermique -Elimine les ponts thermiques

Tableau V.24 : Différentes isolations des parois opaques

D'un point de vue énergétique, l'isolation par l'extérieur et l'isolation répartie sont les plus efficaces.

V.7.2. Eliminer les ponts thermiques :

Un pont thermique est une faiblesse dans l'enveloppe d'un bâtiment à travers laquelle les calories passeront en priorité. Les ponts thermiques se trouvent à différents endroits d'une enveloppe :

- jonction entre 2 parois ;
- jonction entre une paroi intérieure et une paroi donnant sur l'extérieur (mur de refend/terrasse, charpente/balcon, chape/mur extérieur) ;
- pourtour de baies vitrées, de portes ;
- ouvertures techniques (prises électriques, serrures...).

Il existe différentes possibilités pour les réduire :

- isolation extérieure continue ou isolation répartie ;
- rupteurs de ponts thermiques entre parois ;
- menuiseries à rupture de ponts thermiques ;
- volets extérieurs, principalement sur les façades exposées au soleil ou au vent.

Le détail technique des raccords de façade (angles, raccords des façades avec les planchers, toitures, balcons, fenêtres...) devra être étudié afin d'assurer la continuité de l'isolation et de l'étanchéité à l'air.

V.7.3. Isolation des fenêtres :

Les éléments vitrés (fenêtres, portes fenêtres) sont un des principaux points sensibles de l'enveloppe d'un local. Ils doivent répondre à des objectifs multiples et parfois contradictoires : apports de chaleur et de lumière naturelle, vue sur l'extérieur, aération, isolation, protection contre le climat, le bruit, les effractions...

En construction comme en rénovation l'installation ou le changement d'un élément vitré doit être mûrement réfléchi.

- **Choisir son vitrage**

Le vitrage peut devenir le point faible thermique de la paroi car le verre est très conducteur. Cependant, le renforcement thermique d'une paroi vitrée diminue la pénétration du rayonnement solaire.

- **Différentes technologies recommandées :**

- Le double vitrage à isolation renforcée (VIR) ou faible émissivité : l'émissivité du vitrage est réduite par l'apposition d'une couche d'oxyde métallique peu émissive sur la surface extérieure d'un des vitrages, qui réfléchit la chaleur vers l'extérieur du local. L'isolation est renforcée en remplaçant l'air entre les deux vitrages par un gaz inerte (argon...).



Figure V.1 : Double vitrage

- Le triple vitrage : la performance est accentuée par la présence de 3 vitrages et de deux lames d'air. Elles peuvent être complétées de gaz inerte ou d'une isolation renforcée.



Figure V.2 : Triple vitrage

- Le film protecteur : il réduit l'effet du rayonnement solaire.



Figure V.3 : L'effet du film protecteur sur le rayonnement solaire

- Installation de store, volets roulants ou persiennes.



Figure V.4 : Store



Figure V.5 : Volet roulant



Figure V.6 : Persienne

- **Choisir son châssis :**

D'une manière générale l'isolation thermique des profilés PVC et bois est similaire. Le châssis aluminium est très conducteur et nécessite une garniture isolante à l'intérieur dite «à rupteur de ponts thermiques » pour répondre aux exigences thermiques actuelles.

Choisir de préférence :

- Des châssis en bois naturellement résistants (chêne, châtaignier, mélèze, pin Douglas) et surtout d'origine locale.
- Des châssis bois/aluminium car ils ne nécessitent pas d'entretien. Cependant, il faudra s'assurer que les matériaux peuvent être séparés pour leur recyclage en fin de vie.
- Des châssis en aluminium de deuxième fusion. L'aluminium produit à partir de déchets d'aluminium demande 11 fois moins d'énergie que l'aluminium neuf. De plus, l'aluminium a une très longue durée de vie et ne demande pas d'entretien.

- **Rénover des fenêtres existantes :**

Il n'est pas nécessaire de changer systématiquement l'ensemble de fenêtres (ouvrantes et dormantes)

Lors d'un changement de fenêtre, il est possible de :

- Conserver le dormant : rapide et moins coûteuse, cette méthode a toutefois plusieurs inconvénients (diminution de la surface vitrée et création d'un pont thermique et phonique) ;
- Remplacer le dormant : plus coûteux, il apporte une meilleure étanchéité thermique et acoustique à la fenêtre.

Les fenêtres anciennes en bois peuvent durer pendant plusieurs décennies. Il n'est pas toujours nécessaire de les remplacer totalement.

Différentes techniques alternatives d'amélioration thermique sont possibles :

- Le calfeutrement des baies : colmatage des infiltrations d'air avec du mastic, de la pâte à bois ou des joints adhésifs ;
- Le survitrage : pose d'une seconde vitre sur le châssis, côté intérieur, de préférence avec une isolation renforcée ;
- Le double-vitrage de rénovation : remplacement du simple vitrage par un double vitrage (à isolation renforcée) pouvant s'insérer dans les feuillures existantes ;
- La double-fenêtre : juxtaposition d'une deuxième fenêtre performante dans l'épaisseur du mur de façade (12 cm minimum). Cette technique permet de conserver une fenêtre ancienne tout en améliorant fortement l'isolation thermique et acoustique de la paroi.

V.7.4. Etanchéité à l'air et la ventilation :

Mieux un local est isolé, plus les charges et les besoins de refroidissement liés aux défauts d'étanchéité à l'air prennent de l'importance. La « chasse » aux défauts d'étanchéité à l'air doit donc aller de pair avec la recherche d'une bonne isolation des parois.

Parallèlement, il est essentiel d'assurer un bon renouvellement d'air pour des raisons sanitaires et éviter les phénomènes et les risques de condensation qui peuvent être à l'origine de dégradation du local et des matériaux d'isolation.

Les défauts d'étanchéité à l'air ont principalement pour origine :

- Les trappes d'accès aux combles,
- Les menuiseries des parois vitrées et des portes,

- La jointure entre menuiseries (vitres, portes vitrées et portes) et la maçonnerie (mur, sol),
- Les coffres de volets roulants,
- Les passages de gaines et câblages techniques entre les pièces climatisées et les locaux non climatisées (tuyaux, gaines électriques),
- Les prises de courant et interrupteurs.

Les solutions passent en général par l'utilisation de films d'étanchéité et de bandes adhésives permettant la continuité de l'étanchéité.



Figure V.7 : Bande adhésive



Figure V.8 : Film d'étanchéité

Conclusion :

Pour faire notre choix de système, il faut se baser sur le contrôle de la température et l'humidité relative qui doivent être contrôlées à cause de la chaleur permanente qui influe sur le rendement physiologique de l'humain et réduit son aptitude au travail, et c'est pour cela qu'il faut concevoir un système de climatisation permettant le maintien du confort des occupants.

Parmi toutes les CTA cités en chapitre II, nous avons opté pour la CTA double flux qui permet toutes les combinaisons possibles entre la reprise d'air, l'air neuf, l'air rejeté et l'air

traité suivant la configuration. Cette CTA est pourvu d'un ventilateur, et d'un échangeur, qui croise le flux d'air chaud (neuf) et le flux d'air froid (extrait), mais sans les mélanger, et qui assure une récupération de chaleur par échange entre ces deux airs (près de 90%).

Et pour les unités intérieures on propose de placer des bouches d'introduction et d'évacuation équipées d'un registre de réglage de débit permettant un équilibrage de la distribution d'air et en plus installer des extracteurs d'air au-dessus des machines à haut dégagement de chaleur afin de l'évacuer sans toucher au process de conditionnement d'air.

Conclusion générale :

La climatisation est primordiale dans les ateliers industriels, elle est présente de plus en plus dans l'industrie vu ce qu'elle assure comme confort personnel ce qui influe sur la qualité du produit, par contre elle consomme énormément d'énergie.

Installer un système de climatisation nécessite une grande connaissance et maîtrise techniques ainsi la disponibilité de données considérées comme conditions de base du confort thermique à atteindre.

Après la définition de toutes les caractéristiques du local à climatiser, comme les différents paramètres climatiques, géométriques, l'orientation, l'enveloppe 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 en utilisant les multiples formules afin d'évaluer la puissance frigorifique de l'installation.

D'après l'étude qu'on a réalisée, la puissance nécessaire pour répondre aux exigences frigorifiques du local est de 5188331.056 W (5188.33 kW). Donc, on a cité différentes perspectives ou mesures permettant considérablement la réduction de cette puissance, avec l'utilisation de matériaux à forte résistance thermique et la mise en place de protections sur les façades. Ces mesures réduisent essentiellement les gains dus au rayonnement solaire et minimisent au maximum l'infiltration par les étanchéités (portes et fenêtres) de l'air extérieur vers l'intérieur du local ainsi restreindre la consommation énergétique.

Enfin, la relation local-installation-occupant représente une donnée importante, dans laquelle l'architecte, le frigoriste et le maître de l'ouvrage ont chacun un rôle à jouer pour obtenir le confort intérieur et une consommation énergétique totale minimale.

Références bibliographique

- [1] André Dupuis, Climatisation, Histoire, 110 ans de climatisation.
- [2] Philippe Nunes Climatisation douce, article dans Climatisation (7) revue de presse environnement MAI 2008
- [3] BRESSMAN, C. and Mathlouthi, M. (1994). Thermodynamic activity of water and sucrose and the stability of crystalline sugar. Zuckerind 119:652 – 658.
- [4] Duminil Maxime, « air humide » Technique de l'ingénieur B2230, 1992.
- [5] Mémoire fin d'étude " Etude de la climatisation d'un bloc opératoire " enregistré le 03/06/1995.
- [6] Alain Degiovani, Transmission de l'énergie thermique, Technique de l'ingénieur BE 8200.
- [7] Yves Tanno. Transfert thermique, Ecole des mines Nancy 2011.
- [8] El Habib Benessaraoui, Jean-Pierre Ndontonm. Efficacité énergétique de la climatisation en région tropicale, conception des nouveaux bâtiments tome 1, Institut de l'énergie et de l'environnement de la francophonie IEPF, Canada.
- [9] Eugene Dumétriou-Valcea, Isolation thermique des constructions en Algérie. Ecole technique d'architecture et d'urbanisme.
- [10] M. Notarianni, J.R. Murat, Les salles blanches: des réalisations délicates où prime la maîtrise d'œuvre. Nouvelle technologie (2000), 288-296
- [11] Maxime, Dminil. Air humide. Technique d'ingénieur, B2230 ; 2003.
- [12] Ministère de l'habitat, document technique réglementaire (D.T.R. C 3-4), réglementation thermique des bâtiments d'habitation-règles de calcul des apports calorifiques des bâtiments, centre national d'études et de recherches intégrées du bâtiment 1998.
- [13] G.P. Tchaikovski A.V Putko, Chauffage et ventilation dans les bâtiments Editeur, Khabarovsk 2003.
- [14] E.G. Malayaviva, Les déperditions thermiques dans les bâtiments, Moscou, Avoca-presse 2007.

- [15] Documents constructeurs, Carrier, Airwell, Technibel, Trane, Ciat, Wesper, France Air.
- [16] Njomo D, Modélisation des variations mensuelles de l'irradiation solaire reçue au Cameroun, Modelling, Simulation and Control, C, AMSE Press, vol. 18, N° 1, 1988 pp.39-64.
- [17] Kemajou A, Confort thermique en situation réelle et mesure d'économies d'énergie dans les bâtiments tertiaires au Cameroun, Thèse de doctorat en Sciences de l'Ingénieur, Génie Energétique, ENSP, Yaoundé, Cameroun, 1995, 256p.
- [18] P. Jardinier, QR. Cegibat, la pratique de la ventilation dans les locaux d'habitation, Editions SEDIT, 1980.
- [19] H.Rietschel et W. Raiss, Traité de chauffage et de climatisation, Traduit de l'allemand par B. Ssockeel, tome 2, Dunod 1982.
- [20] Techniques de l'ingénieur, Techniques du bâtiment : La climatisation les bilans thermiques d'été et d'hiver. 2013. Base documentaire : TIE815DUO : p. ref. article : tba2725. Editions T.I, France, paris 2001.

Annexes

Fenêtres en bois ou en matière synthétique	Fenêtres simples	3
	Fenêtres composées	2.5
	Fenêtres doubles et fenêtres simple avec étanchéité garantie	2
Fenêtres en acier et fenêtres métalliques	Fenêtres simples	1.5
	Fenêtres composées	1.5
	Fenêtres doubles et fenêtres simple avec étanchéité garantie	1.2
Portes intérieures	Sans seuil (non étanches)	4
	Avec seuil (étanches)	1.5
Portes extérieures	Comme les fenêtres si l'exécution est irréprochable	Sinon 6

Annexe A : Perméabilité des joints (a) par mètre de longueur

Rapports de surface	Fenêtre en bois ou en matière synthétique		Fenêtres en acier et fenêtres métalliques		Caractéristique du local
	Portes intérieures		Portes extérieures		
	Étanche	Non étanche	Étanche	Non étanche	
S_A/S_P	< 1.5	< 3	< 2.5	< 6	R = 0.9
S_A/S_P	1.5 9	3 9	2.5 6	6 20	R = 0.7

Annexe B : Caractéristique du local R

S_A : Surface des fenêtres et portes extérieures au vent ;

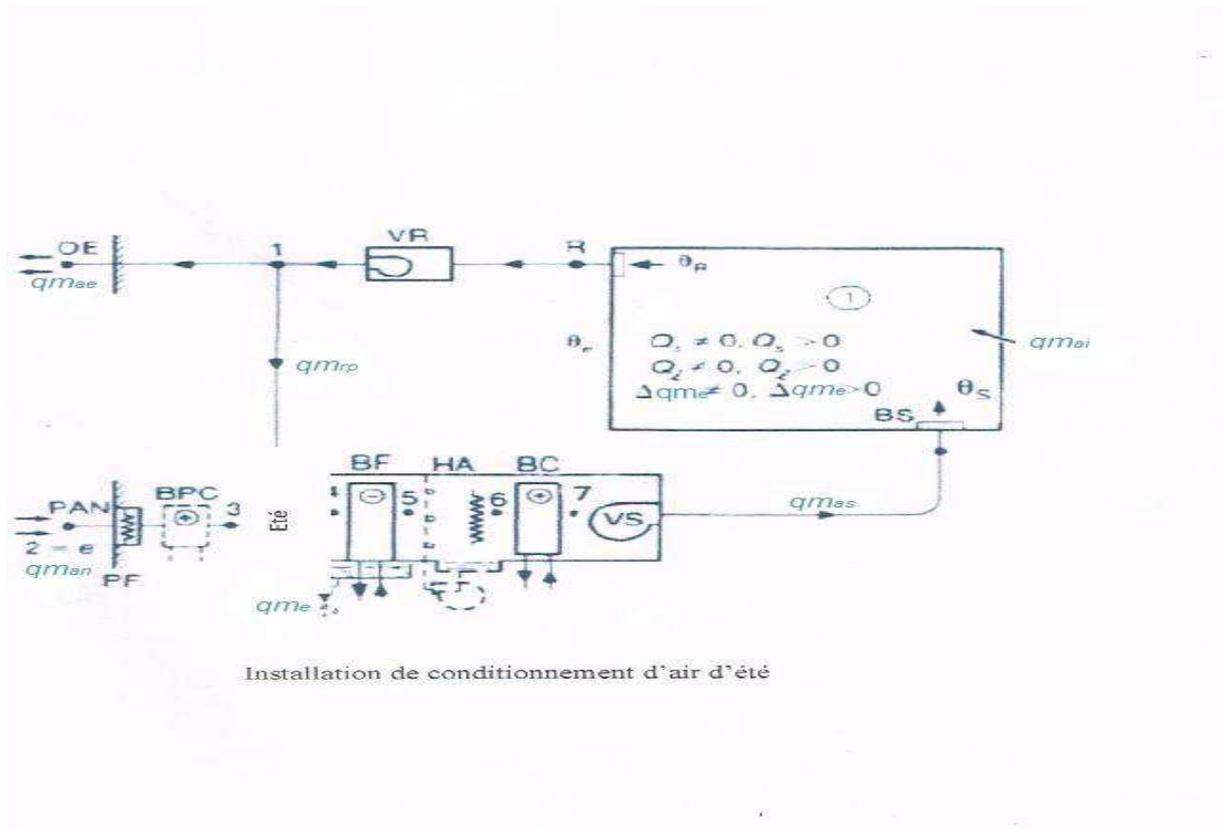
S_P : Surface des ouvertures sous le vent.

Région	Site	Maison d'alignement	Maison isolée
Région à vents normaux	Site protégé	0.24	0.34
	Site découvert	0.41	0.58
	particulièrement découvert Site	0.82	0.84
Région à vents forts	Site protégé	0.41	0.58
	Site découvert	0.60	0.84
	particulièrement découvert Site	0.82	1.13

Annexe C : Caractéristique d'immeuble H

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

Annexe D : Apports dus aux occupants en W (DTR C 3.4)



Annexe E : Installation de conditionnement d'air d'été

Introduction générale

Chapitre I

Généralités sur la

climatisation

Chapitre II

Equipements de la

climatisation

Chapitre III

Règlementation

thermique

Chapitre IV
Caractéristiques du
projet

Chapitre V

Calculs et résultats

Conclusion générale

Liste des figures

Nomenclature

Liste des tableaux

Table des matières

Annexes

Résumé

Élément crucial de l'équipement industriel, la climatisation est désormais un élément incontournable synonyme de bien-être dans les locaux. L'augmentation de la température ainsi que le taux d'humidité relativement élevé se répercute sur le rendement physique du personnel, réduisant leur aptitude au travail, augmentant le taux d'absentéisme et induisant une diminution de la qualité du produit.

Climatiser un atelier de conditionnement de sucre au sein de Cevital, c'est le projet sur lequel notre étude a porté. Il s'agit de réaliser un microclimat intérieur confortable qui soit insensible aux conditions météorologiques extérieures tout comme aux apports de chaleur interne à l'atelier. Notre procédé consiste à analyser, étudier et évaluer les contraintes thermiques et hydriques de l'atelier de conditionnement de sucre.

Nous avons commencé par dresser le bilan thermique, étape instructive préalable à toute conception d'installation de climatisation ou de conditionnement d'air. Cette action nous a amené à identifier et évaluer les charges sensibles, latentes et les charges totales à vaincre ainsi que la quantification du débit d'air neuf à souffler. Quantification qui allait nous permettre d'identifier le débit d'air à souffler (flux primaire) et la puissance frigorifique adéquate à installer.

Abstract

Today air-conditioning has become an essential element of a guarantee welfare in the local, the increase in temperature and relatively humidity influence on the body performance of the staff. All this causes a reduction in the ability at work, increasing absenteeism and reducing product quality.

In fact, our aim is the study of cooling inside the workshop sugar packaging within Cevital, leading to achieve whatever the weather outside and the contribution of internal heat comfortable microclimate inside the workshop. Our process was to analyze, study and evaluate the thermal and water stress in workshop sugar packaging.

In that, it began with the roof heat balance which is an absolutely necessary step, precondition for any installation of air-conditioning or air-conditioning design, which brought us to identify and review sensitive loads, latent and total accrued conquer and quantifying the flow of fresh air to breath, and this past them we have identified the airflow to blow (primary flow) and to install adequate cooling capacity.

