

REPUBLIQUE DU SENEGAL

UNIVERSITE CHEIKH ANTA DIOP DE DAKAR



Gm. 5003

ECOLE SUPERIEURE POLYTECHNIQUE

CENTRE DE THIES

DEPARTEMENT GENIE MECANIQUE

OPTION ELECTROMECHANIQUE

**ETUDE D'IMPLANTATION D'UNE CLIMATISATION
CENTRALISEE A LA GOUVERNANCE DE
SAINT LOUIS**

Projet de Fin d'Etudes

En vue de l'obtention du Diplôme d'Ingénieur de Conception

En Génie Mécanique

Option Electromécanique

Présenté par : Monsieur Bassirou DIOP

: Monsieur Abdoul Aziz TOURE

Directeur interne : Monsieur Youssouf MANDIANG

Co-Directeurs : Monsieur Alassane DIENE

: Monsieur M. Khalifa SIBY

Juillet 2004

○ *Remerciements*

Nous tenons à remercier:

- Allah Le Tout Puissant de nous avoir donné la santé et les moyens de réaliser ce travail en toute quiétude.
- Monsieur le gouverneur de la région de Saint Louis d'avoir bien voulu confier ce projet aux étudiants de l'Ecole Supérieure Polytechnique dans le cadre de leur Projet de Fin d'Etudes.
- Monsieur Youssouf MANDIANG Professeur à l'Ecole Supérieure Polytechnique, Chef du département Génie Mécanique d'avoir bien voulu accepter d'être notre directeur de projet. Il n'a ménagé aucun effort pour l'aboutissement de ce travail.
- Monsieur Alassane DIENE Professeur à l'Ecole Supérieure Polytechnique pour la confiance qu'il a placée en nous en nous confiant ce projet. En effet il a toujours répondu présent et nous a assisté sans relâche en toutes circonstances.
- Monsieur Khalifa SIBY Professeur à l'Ecole Supérieure Polytechnique pour son assistance sans faille et sa persévérance dans les conseils qu'il nous donnait.
- Monsieur Gaskel GNINGUE Professeur à l'Ecole Supérieure Polytechnique pour son assistance.
- L'ensemble des gens qui de près ou de loin ont participé à l'aboutissement de ce projet. Permettez nous de nous réserver de les citer de peur d'en omettre quelques uns.

Dédicaces Abdoul Aziz TOURE

Je dédie ce travail à :

- ✓ Ma mère pour son affection ses prières et toute l'attention qu'elle porte en moi. Elle a toujours été ma source de motivation et mon désir d'aller plus loin et de donner le meilleur de moi-même.
- ✓ Mon père pour ses prières et ses conseils. Je lui suis reconnaissant pour m'avoir inculquer des valeurs tel que se battre dans la vie quoiqu'il en coûte pour mériter ce qu'on obtient.
- ✓ L'ensemble de mes frères et sœurs que j'aime beaucoup.
- ✓ Mon ami Bassirou DIOP pour avoir accepter de supporter mes états d'âmes pendant tout le travail
- ✓ L'ensemble de mes amis et mes promotionnaires.

Dédicaces Bassirou DIOP

Je dédie ce travail à :

- ✓ Mes parents pour leur affection de leur encouragement qui m'ont toujours poussé à aller plus loin dans la bonne direction.
- ✓ Mon frère CHEIKH DIOP pour le soutien qu'il m'a toujours apporté depuis notre enfance.
- ✓ L'ensemble de mes frères et sœurs. Particulièrement à mon neveu Cheikh Baba SYLLA que DIEU guide ses pas.
- ✓ Mon frère et ami Abdoul Aziz TOURE pour avoir essayé de me comprendre pendant tout le travail.
- ✓ L'ensemble des talibés mourides et particulièrement les membres du Dara Ahloul minane.
- ✓ Tous mes amis et promotionnaires.

Sommaire

L'Ecole Supérieure Polytechnique forme des ingénieurs de conception recrutés à partir des tests de niveau DUES pour les étudiants de MP et PC ou sélectionnés sur dossiers pour les DUT. Ceux-ci en fin de formation sont appelés à réaliser un projet de fin d'études (PFE) ; document à travers lequel l'étudiant met en application les connaissances acquises durant leur cursus. Notre travail consiste à réaliser une étude détaillée pour l'implantation d'une climatisation centrale à la gouvernance de Saint Louis.

Sur directives du président de la république, le gouverneur de la région de Saint Louis a contacté l'Ecole Supérieure Polytechnique pour une étude concernant la climatisation des appartements du président, du premier ministre et de la salle d'accueil de la gouvernance de Saint Louis. Lors des visites effectuées au niveau du site nous avons constaté que les deux systèmes de climatisation semi centralisée existants sont dans un état vétuste et les réaménagements faits au niveau du bâtiment sans tenir compte de la puissance des installations ont beaucoup affecté leur rendement. Ainsi, sur demande du gouverneur, il nous a été confié de reprendre l'étude de l'ensemble des paramètres climatiques des différents locaux afin de remplacer les systèmes de climatisation semi centralisée existants par un système centralisé dont les caractéristiques (puissance et débit) permettent de réaliser des conditions de confort adéquates.

Pour ce faire, nous avons réalisé cette étude en un ensemble d'étapes chronologiques. Nous avons procédé d'abord à l'évaluation du bilan thermique des locaux. De ce bilan thermique nous en avons déduit les débits à envoyer dans chaque local pour vaincre sa charge thermique. De même ce bilan thermique a permis de calculer la puissance de La centrale de conditionnement d'air à mettre sur place. La centrale est isolée pour réduire les bruits et les risques d'apports thermiques au niveau des locaux. La distribution de cet air conditionné dans les locaux est assurée par un réseau de gaines que nous avons conçu. Cette distribution suit une régulation que nous avons mis sur place pour avoir au niveau des locaux les conditions de confort à tout moment de leur utilisation. Nous avons enfin fait l'estimation financière du projet pour en déduire les moyens à mettre en œuvre (investissement initial) pour sa réalisation.

Table des matières

	PAGES
INTRODUCTION GENERALE	1
GENERALITES	2
1 PROPRIETES DE L' AIR SEC	2
2 PROPRIETES DE L' AIR HUMIDE	4
3 L'ENVIRONNEMENT INTERIEUR	7
3.1 LES CONDITIONS PHYSIOLOGIQUES	7
3.2 LES ECHANGES PAR CONVECTION	7
3.3 LES ECHANGES PAR RAYONNEMENT	8
3.4 LES ECHANGES PAR EVAPORATION	8
4 L'ENVIRONNEMENT EXTERIEUR	9
4.1 LA TEMPERATURE SECHE	9
4.2 LA TEMPERATURE HUMIDE ET LE DEGRE	
HYGROMETRIQUE	11
4.3 LE RAYONNEMENT SOLAIRE	11
Chap. I : BILAN THERMIQUE	14
I LES HYPOTHESES DE TRAVAIL POUR LES CALCULS DES CHARGES	14
1 APPORTS DUS AUX OCCUPANTS	14
2 APPORTS DUS AUX ECLAIRAGES	15
3 APPORTSDUS AUX CONDUITES INTERNES	16
4 APPORTS DUS AUX MACHINES ELECTRIQUES	18
5 APPORTS DUS AUX INFILTRATIONS D' AIR EXTERIEUR	19

6 APPORTS DUS AUX VITRAGES	20
7 APPORTS DUS AUX PAROIS EXTERIEURES	23
II CALCUL DES CHARGES THERMIQUES DANS LES LOCAUX	25
1 APPARTEMENT PREMIER MINISTRE	25
a°) CHARGES THERMIQUES ZONE 1 ET 2	25
b°) CHARGES THERMIQUES ZONE 3	27
c°) CHARGES THERMIQUES ZONE 4	28
d°) CHARGES THERMIQUES ZONE 5	30
2 APPARTEMENT PRESIDENT	32
a °) CHARGES THERMIQUES ZONE 1	32
b °) CHARGES THERMIQUES ZONE 2	35
c °) CHARGES THERMIQUES ZONE 3	36
d °) CHARGES THERMIQUES ZONE 4	38
e °) CHARGES THERMIQUES ZONE 5	39
3 SALLE DE SEJOUR	41
Chap.II : DISTRIBUTION DE L'AIR DANS LES LOCAUX	46
I CALCUL DU DEBIT D'AIR DANS LES DIFFERENTS LOCAUX	48
1 DEBIT D'AIR DANS L' APPARTEMENT PREMIER MINISTRE	49
2 DEBIT D'AIR DANS L' APPARTEMENT PRESIDENT	49
3 DEBIT D'AIR DANS LA SALLE DE SEJOUR	49
II ETUDE DU RESEAU DE DISTRIBUTION DE L'AIR SOUFFLE	49
1 LES PERTES DE CHARGE REGULIERES	50
2 EVALUATION DES PERTES DE CHARGES SINGULIERES	52

3 CALCUL DE LA PRESSION AUX POINTS LES PLUS	53
DEFAVORISES AU NIVEAU DU CIRCUIT	
4 DIMENSIONNEMENT DU VENTILATEUR DE SOUFFLAGE	53
5 CHOIX DU MOTEUR ENTRAINANT LE VENTILATEUR DE	53
SOUFFLAGE	
III ETUDE DU RESEAU DE REPRISE DE L'AIR SOUFFLE DANS	54
LES CONDUITES	
1 LES PERTES DE CHARGE REGULIERES	55
2 LES PERTES DE CHARGES SINGULIERES	57
3 CALCUL DE LA PRESSION AUX POINTS LES PLUS	58
DEFAVORISES AU NIVEAU DU CIRCUIT	
4 DIMENSIONNEMENT DU VENTILATEUR DE REPRISE	58
5 CHOIX DU MOTEUR ENTRAINANT LE VENTILATEUR	58
DE REPRISE	
Chap.III : ANALYSE ET DIMENSIONNEMENT DES APPAREILS	59
I DIMENSIONNEMENT DES APPAREILS	59
1 DEFINITION	59
2 CLASSIFICATION DES EQUIPEMENTS	59
3 CLASSIFICATION DES PROCEDES	60
a°) PROCEDES DE CLIMATISATION A AIR TOTAL	60
b°) PROCEDES DE CLIMATISATION A EAU PULSEE	61
c°) PROCEDES DE CLIMATISATION MIXTES (AIR ET EAU)	61
4 SYSTEMES A UN CONDUIT ET A DEBIT D'AIR VARIABLE	62
a°) PRINCIPE	62

b°) CLASSIFICATION	63
5 CALCUL DES CARACTERISTIQUES DU SYSTEMES	67
a°) DEFINITIONS	67
b°) LES GRANDEURS CARACTERISTIQUES	68
c°) CALCULS	68
II ANALYSE DE FONCTIONNEMENT DES INSTALLATIONS	72
FRIGORIFIQUES	
1 BILAN DU DETENDEUR	74
2 BILAN DE L'EVAPORATEUR	74
3 BILAN DU COMPRESSEUR	74
4 BILAN DU CONDENSEUR	75
Chap.IV : LA REGULATION	76
I LA REGULATION DES MOTEURS ASYNCHRONES	76
1 PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DU MOTEUR	76
ASYNCHRONE TRIPHASE	
2 SCHEMA SIMPLIFIE DU MOTEUR ASYNCHRONE TRIPHASE	76
3 VITESSE DE GLISSEMENT	77
4 LE BILAN DES PUISSANCES	77
5 LE RENDEMENT GLOBAL DU MOTEUR	78
6 LE CAHIER DES CHARGES POUR LA REGULATION	78
DES MOTEURS	
II REGULATION DU DEBIT DES VENTILATEURS	82
Chap. V : ESTIMATION FINANCIERE	83
I COUT DE LA TUYAUTERIE	83
I.1COUT TOTAL DE LA TUYAUTERIE DE DISTRIBUTION	84

I .2 COUT TOTAL DE LA TUYAUTERIE DE REPRISE	85
I .3 COUT DES ACCESSOIRES	86
II. COUT DE LA REGULATION ET DES APPAREILS ANNEXES	87
III COUT DU SYSTEME DE PRODUCTION D’AIR CONDITIONNE	87
IV COUT TOTAL DE L’INSTALLATION	87
CONCLUSION GENERALE	88

Liste des tableaux

pages

<u>TAB</u> LEAU I : CONSTITUTION DE L' AIR SEC	2
<u>TAB</u> LEAU II : RELEVES DES TEMPERATURES AU SENEGAL	10
<u>TAB</u> LEAU III : LES RELEVES METEOROLOGIQUES AU SENEGAL	12
<u>TAB</u> LEAU IV : INFILTRATION D' AIR EXTERIEUR	19
<u>TAB</u> LEAU V : COEFFICIENT D' ALTITUDE ET DE TROUBLE	22

ANNEXES

<u>TAB</u> LEAU VI : APPORTS THERMIQUES PAR ENSOLEILLEMENT	IV
<u>TAB</u> LEAU VII : PERIODE DE FLUX MAX APPARTEMENT PRESIDENT	V
<u>TAB</u> LEAU VIII : APPORTS THERMIQUES PAR ENSOLEILLEMENT	VIII
<u>TAB</u> LEAU IX: LE FLUX D'ENSOLEILLEMENT MAX APPARTEMENT	IX
1 ^{ER} MINISTRE ET SALLE D' ACCUEIL	
<u>TAB</u> LEAU X : COEFFICIENT DE CORRECTION DES DEBITS	XVI
<u>TAB</u> LEAU XI: COEFFICIENTS DE PERTES DE CHARGES SINGULIERES	XVI
POUR LES COUDES	
<u>TAB</u> LEAU XII : COEF DE PERTE DE CHARGES SINGULIERES POUR LES	XVII
CONFLUENTS	
<u>TAB</u> LEAU XIII : COEF DE PERTE DE CHARGES SINGULIERES POUR LES TES	XVII
<u>TAB</u> LEAU XIV : COEFFICIENT LINEIQUE D'EMISSION DES TUYAUTERIES	XIX
CALORIFUGEES	

Liste des figures	Pages
<u>FIG. 1</u> : VARIATION ANNUELLE DE LA TEMPERATURE	10
<u>FIG 2</u> : RAYONNEMENT SOLAIRE INCIDENT	11
<u>FIG.3</u> : VARIATION DE LA RADIATION ANNUELLE	13
<u>FIG.4</u> TRANSFERT THERMIQUE À TRAVERS UN TUBE CALORIFUGE	16
<u>FIG.5</u> : APPORT DE FLUX DANS UN LOCAL A TRAVERS UN VITRAGE	20
<u>FIG.6</u> : FLUX D'ENSOLEILLEMENT	21
<u>FIG.7</u> : VARIATION DU COEF D'ALTITUDE	22
<u>FIG.8</u> : APPORT THERMIQUE A TRAVERS UNE PAROI	23
<u>FIG.9</u> LES DIFFERENTS APPORTS DE CHALEUR DANS UN LOCAL	45
<u>FIG.10</u> DIFFERENTS EQUIPEMENTS D'UN SYSTEME DE CLIMATISATION	60
<u>FIG.11</u> : SCHEMA GENERAL DU TRAITEMENT D'AIR DANS LE CAS D'UN SYSTEME A DEBIT D'AIR VARIABLE	65
<u>FIG. 12</u> : SCHEMA GENERAL D'UN TRAITEMENT D'AIR	67
<u>FIG13</u> : REPRESENTATION DU CYCLE DE TRAITEMENT DE L'AIR CONDITIONNE	71
<u>FIG.14</u> : CYCLE DE FONCTIONNEMENT DE L'INSTALLATION	73
<u>FIG.15</u> : SCHEMA EQUIVALENT D'UN MOTEUR ASYNCHRONE	76

<u>FIG.16</u> : ARBRE DES PUISSANCES	77
<u>FIG.17</u> : REGULATION DES MOTEURS	79
<u>FIG.18</u> : SCHEMA DE PUISSANCE	79
<u>FIG.19</u> : GRAFCET DE NIVEAU 2	80
<u>FIG.20</u> : SCHEMA ELECTRIQUE EQUIVALENT	81

MOTS CLES

Air : Milieu gazeux que nous respirons. Il contient de la vapeur d'eau, du gaz carbonique et des gaz rares.

Air conditionné : Air amené à une température et un degré hygrométrique donnés à l'aide d'un climatiseur ou d'un conditionneur d'air.

Air neuf : Air pris à l'air libre pour une oxygénation appropriée des locaux à climatiser.

Air recyclé : air repris pour être réintroduit au niveau des locaux.

Air repris : air extrait des locaux et qui sera partiellement recyclé et l'autre partie rejetée à l'air extérieur.

Apports thermiques : Somme de toutes les sources thermiques responsables du réchauffement d'un bâtiment.

Armoire de climatisation : terme couramment utilisé pour désigner les centrales autonomes de conditionnement d'air.

Climatiseur : appareil servant à climatiser l'air de l'habitable.

Compresseur : Elément moteur de l'installation frigorifique. Il aspire les vapeurs formées dans l'évaporateur à une pression telle que le fluide puisse se liquéfier à la température du condenseur.

Condenseur : Echangeur thermique dont la fonction est d'évacuer les calories.

Conditionnement d'air : Expression utilisée par les professionnels pour désigner le traitement d'air industriel.

C.O.S.T.I.C : Comité Scientifiques et Techniques des Industries Climatiques.

Degré hygrométrique : il exprime la quantité d'eau contenue dans l'air à une température donnée par rapport à la quantité maximale que cet air peut contenir à la même température

Détendeur : Organe dont la fonction est de faire chuter la pression du fluide frigorigène donc la température.

Détente adiabatique : détente d'un fluide s'effectuant sans échange de chaleur avec le milieu environnant.

Diffuseur : Bouche d'alimentation habituellement disposée au plafond ou à une hauteur donnée de forme généralement circulaire rectangulaire ou carrée.

D.T.U : Documents Techniques Unifiés.

Evaporateur : Echangeur de chaleur dans lequel le fluide frigorigène est vaporisé par la chaleur extraite de la substance à refroidir.

Filtre : Appareil à travers lequel on fait passer un liquide pour le débarrasser des particules solides qui s'y trouvent.

Fluide frigorigène : Fluide assurant le transfert de chaleur.

Pressostat : Appareil de fonctionnement automatique, électrique ou pneumatique servant au démarrage et à l'arrêt d'une pompe en fonction d'une plage de refoulement donnée.

Système centralisé : Système destiné aux installations frigorifiques et à la climatisation de grands volumes.

Thermostat : Instrument à commande électrique qui règle le fonctionnement d'un appareil de chauffage ou de refroidissement en répondant aux changements de température. C'est un appareil de régulation servant à maintenir une température sensiblement constante dans un local.

Ventilation : Renouvellement, par des moyens naturels ou artificiels, de l'air contenue dans un local

Ventilateur : Appareil produisant un flux d'air au moyen de pales fixées au moyeu d'une hélice. Il existe une grande variété de ventilateurs.

Liste des symboles

M_{as} : masse molaire de l'air sec

ρ_{as} : masse volumique de l'air sec

v_{as} : volume massique de l'air sec

C_{as} : capacité thermique massique de l'air sec

H_{as} : enthalpie totale de l'air sec

h_{as} : enthalpie massique de l'air sec

$P_1 = P_{as}$: pression partielle de l'air sec contenu dans l'air humide

$P_2 = P_v$: pression partielle de vapeur d'eau contenue dans l'air humide

ϕ : L'humidité relative ou le degré hygrométrique

C_{as} : Capacité thermique massique de l'air sec (1.005kJ/kgas)

C_v : Capacité thermique massique de la vapeur (1.96 kJ/kgas)

L_v : chaleur latente de vaporisation de l'eau à 0°C (2490 kJ/kg)

Q_c : échange de chaleur par convection [W]

W : vitesse de l'air ambiant [m/s]

θ_a : température sèche de l'air ambiant [°C]

35 : température moyenne résultante entre la peau et les vêtements [°C]

θ_{rm} : température radiante moyenne des parois.

P_{VS} : pression de vapeur saturante à la température 35°C (5621)

P_v : pression de vapeur de l'air ambiant

$\Phi_{éc}$: flux du à l'éclairage

M : coefficient de correction

maj. : majoration du flux par le rayonnement des supports généralement 20%.

W_a : puissance électrique réellement installée

Φ : apports dus aux tuyauteries internes en [W]

h_i : coef de convection du fluide dans la tuyauterie dans notre cas eau chaude [W/m²°C]

h_e : coef de convection du milieu environnant sur la tuyauterie [W/m²°C]

θ_{im} : température moyenne à l'intérieur de la conduite

θ_e : température moyenne du milieu dans le quel se trouve la conduite

λ_m : conductivité thermique du matériau de la conduite

λ_{cal} : conductivité thermique de l'isolation de la conduite

k : coefficient linéique d'émission des tuyauteries calorifugées (W/m)

L : longueur de la tuyauterie (m)

T_e : température du milieu ambiant en °K

T_{im} : température moyenne de du fluide s'écoulant dans la tuyauterie en °K

q_{mas} : débit d'infiltration de l'air dans le local (kgas/s)

h_e : enthalpie du milieu ambiant (kJ/kgas)

h_i : enthalpie du milieu intérieur (kJ/kgas)

e : épaisseur de l'atmosphère

λ : la latitude du milieu

Q : apports dus aux vitrages (W)

K_1 : coefficient d'encadrement métallique (1.17)

S : surface du vitrage (m^2)

F : facteur solaire pour des vitrages ordinaires non protégés

Coef (alt.) : coefficient variant suivant l'altitude à laquelle se trouve le lieu considéré (76m) et des conditions de trouble

Φ'' : flux solaire incident sur la surface considérée (W)

i : angle d'incidence du rayonnement solaire

h_e : coefficient d'échange superficiel extérieur en $W/m^2 \cdot ^\circ C$

λ_m : conductivité thermique du matériau constituant la paroi extérieure du local

q_{mas} : débit massique de l'air soufflé dans le local à climatiser [kgas/s]

h_s : enthalpie spécifique constante de l'air soufflé [J/kgas]

h_i : enthalpie spécifique constante de l'air du local [J/kgas]

Ho: « charges » du local [watt].

H : enthalpie

mh : quantité d'humidité contenue dans l'air humide

q_{mas} : le débit masse d'air sec entrant dans l'appareil [kg/s]

h : enthalpie spécifique de l'air [J/kg_{as}]

r ou Γ : la teneur en humidité ou humidité spécifique de l'air [kg/kg_{as}]

M : quantité d'humidité apportée au extraite par heure dans l'appareil en [kg/s]

i : Angle d'évolution d'un traitement d'air

le rapport caractéristique j

q_{man} : débit masse d'air neuf à admettre

q_{mas} : débit masse d'air à souffler dans les locaux

q_{mrc} : débit masse d'air à recyclé

h_{rc} : enthalpie massique d'air recyclé

h_{m} : enthalpie massique du mélange d'air neuf et d'air recyclé

Γ_{m} : humidité absolue du mélange d'air neuf et d'air recyclé

h_{an} : enthalpie massique d'air neuf

T_{an} : taux de renouvellement d'air neuf

P_{f} : puissance frigorifique utile (KW)

Ω_{g} : vitesse de glissement (rad/s)

Ω_{s} : vitesse de synchronisme (rad/s)

Ω : vitesse du rotor (rad/s)

g : Le glissement

P_{tr} : puissance totale transmis au rotor

P_{u} : puissance utile, puissance disponible à l'arbre du moteur

P_o : le point de fonctionnement nominal du ventilateur

S_1, S_2, S_3 : interrupteurs de départ cycle dans les différents locaux

S_1 : interrupteur situé dans l'appartement premier ministre

S_2 : interrupteur situé dans l'appartement du Président

S_3 : interrupteur situé dans la salle de séjour

Soit KA_0 : le contacteur auxiliaire associé à l'étape 0

Soit KA_1 le contacteur auxiliaire associé à l'étape 1

Soit KA_2 le contacteur auxiliaire associé à l'étape 2

P_e : pression effective du fluide

P_d : la pression dynamique du fluide

P_t : pression totale aussi appelée énergie volumique du fluide

P_d La pression dynamique

V_m : vitesse moyenne de l'air dans la section considérée

ρ : masse volumique de l'air

ε La hauteur des aspérités

H_L : pertes de charge régulières en Pa

j : pertes de charge par unité de longueur lues sur les tables (Pa/m)

Λ : coefficient de perte de charge unitaire

Re : nombre de Reynolds qui permet de caractériser l'écoulement

D : diamètre de la conduite considérée

ε/D : rugosité relative de la conduite

ν : viscosité cinématique de l'air à la température donnée (m^2/s)

Q_v : le débit volumique dans le tronçon considéré (m^3/s)

H_S : pertes de charges singulières en Pa

ξ : coefficient de perte de charge singulière

a : coefficient de correction donné par le tableau IX des annexes

D_e : diamètre équivalent (m)

INTRODUCTION GENERALE

En 1902, un ingénieur américain met au point un système pour refroidir un local fermé. Son invention parviendra quelques années plus tard en Europe pour un usage industriel, avec l'apparition des premières chambres froides. L'utilisation de cette invention pour le bien-être des personnes avec le terme "climatisation" n'est que très récente, et c'est vers le début des années 60 qu'elle a fait ses premiers pas. La climatisation, définie comme étant un système permettant de maintenir l'atmosphère d'un milieu à une pression, un degré d'humidité et une température choisis, est de nos jours devenue un équipement incontournable, gage de bien être dans nos locaux et de confort sans égal. Elle participe à un habitat plus sain et plus agréable à vivre.

Notre travail de fin d'études porte sur la climatisation de quelques locaux (appartement premier ministre, appartement président et salle de séjour) de la gouvernance de Saint Louis. Cette gouvernance ex palais de l'AOF est sans nul doute un patrimoine historique très important. Sur directive du Président de La République de réhabiliter la climatisation dans les différents locaux (appartement premier ministre' appartement président et salle de séjour) de la gouvernance, le gouverneur de Saint Louis nous a contacté pour qu'une étude détaillée soit faite. La réalisation de cette étude s'effectuera en un ensemble d'étapes :

- Visites des lieux et inventaire du matériel existant.
- Reconstitution des plans des différents locaux à climatiser
- Etude du projet proprement dite

L'étude du projet proprement dit se fera suivant cinq chapitres précédés des généralités sur la climatisation. La section généralités permet d'imprégner le lecteur des notions essentielles à la compréhension d'un projet de climatisation. Les cinq chapitres évoqués dans ce travail sont :

- ✓ Bilan thermique
- ✓ Distribution de l'air dans les locaux
- ✓ Analyse et dimensionnement des appareils
- ✓ La régulation
- ✓ L'estimation financière

GENERALITES

L'air atmosphérique est le facteur essentiel de notre environnement extérieur et intérieur. Il est composé d'un certain nombre de gaz, d'humidité, de poussière et de bactéries. C'est l'air humide pollué. Cet air humide est un mélange d'air sec et d'humidité. L'humidité contenue dans cet air est généralement considérée comme de la vapeur d'eau.

1 PROPRIETES DE L'AIR SEC

L'air sec peut être considéré comme un gaz parfait. On peut donc utiliser l'équation des gaz parfaits pour déterminer ses paramètres. Les différentes caractéristiques de l'air sec sont :

- Sa masse molaire M_{as}
- Sa masse volumique ρ_{as}
- Son volume massique v_{as}
- Sa capacité thermique massique C_{as}
- Son enthalpie totale H_{as} et son enthalpie massique h_{as}

Masse molaire de l'air M_{as} :

L'air sec est constitué d'un ensemble d'éléments donnés au tableau I :

Constituants	Masse Molaire (g/mol)	Composition Volumique %
Azote (N_2)	28	78.09
Oxygène (O_2)	32	20.84
Gaz carbonique (CO_2)	44	0.03
Oxyde de carbone (CO)	28	
Anhydride sulfureux (SO_2)	64	
Anhydride sulfurique (SO_3)	80	
Argon (A)	40	0.93
Xénon (Xe)		traces
Krypton (Kr)		
Hélium		
etc.		

Tableau I : Constitution de l'air sec

La masse molaire d'un gaz est la masse de 22.4 litres de ce gaz considéré à 0°C et à la pression atmosphérique normale 1.013 bar sur son nombre de mole. Elle vaut 29 g/mol pour l'air sec et son symbole est Mas.

Masse volumique de l'air sec :

Elle est définie comme la masse rapportée au volume occupé par l'air. Elle est déterminée à partir de l'équation (1).

$$\rho_{as} = \frac{m_{as}}{V} \quad (1)$$

En appliquant la loi des gaz parfait on obtient :

$$P_{as} V = nRT \Rightarrow P_{as} V = \frac{m_{as}}{M} RT \Rightarrow P_{as} = \rho_{as} \frac{R}{M} T \quad (2)$$

$$\rho_{as} = \frac{P_{as}}{287T} \quad \text{avec} \quad T = \theta + 273 \quad \text{en kelvin}$$

Le volume massique de l'air sec :

Le volume massique de l'air sec v_{as} est le volume occupé par l'unité de masse d'air sec. Il est donc l'inverse de la masse volumique ρ_{as} .

$$v_{as} = \frac{287T}{P_{as}} \quad (m^3/kg) \quad (3)$$

Capacité thermique massique de l'air sec :

C'est la quantité de chaleur qu'il faut fournir à l'unité de masse d'air sec pour élever sa température de 1°C. Elle est définie par la relation (4)

$$C_{as} = \frac{\Delta H}{m_{as} \Delta \theta} \quad \left(\frac{J}{kg \cdot ^\circ C} \right) \quad (4)$$

Dans l'intervalle [-10°C ; 100°C] $C_{as} = 1.005 kJ/kg \cdot ^\circ C$. Dans les études de climatisation nous allons utiliser C_{as} constant car nous sommes dans l'intervalle mentionné ci haut.

Enthalpie de l'air humide :

L'enthalpie H_{as} de l'air sec est définie comme la quantité d'énergie thermique totale que contient une masse m_{as} d'air sec lorsqu'elle est à une température θ . la quantité d'énergie

thermique contenue dans 1kg d'air sec est appelée l'enthalpie massique de l'air sec et est noté h_{as} . Elle est donnée par la relation (5).

$$h_{as} = \frac{H_{as}}{m_{as}} \quad (5)$$

2 PROPRIETES DE L'AIR HUMIDE :

L'air humide est constitué d'air sec et d'humidité qui, dans le cas de notre étude sera considéré comme étant constitué uniquement de vapeur d'eau. Donc les paramètres de l'air humide sont la combinaison des paramètres de l'air sec que nous venons de voir et de la vapeur d'eau.

Des relations suivantes (6) et (7) :

$$P_1 V = \frac{m_1}{M_1} RT \quad (6)$$

$$P_2 V = \frac{m_2}{M_2} RT \quad (7)$$

$$\text{On en déduit : } (P_1 + P_2)V = \left(\frac{m_1}{M_1} + \frac{m_2}{M_2} \right) RT \quad (8)$$

avec :

- $P_1 = P_{as}$: pression partielle de l'air sec contenu dans l'air humide
- $P_2 = P_v$: pression partielle de vapeur d'eau contenue dans l'air humide

En assimilant la vapeur d'eau à un gaz et en appliquant la loi des gaz parfaits on obtient :

$$p_v = 462 \frac{m_v}{V} T \quad (9)$$

En climatisation nous évoluerons toujours dans le domaine $P_v < P_{vs}$ à une température donnée avec P_{vs} la pression de vapeur saturante. Elle est définie comme étant la pression maximale pour que l'eau liquide et la vapeur d'eau soient en équilibre. Les différents paramètres qui caractérisent l'air humide sont :

- La teneur en eau ou en humidité absolue r en kg/kgas
- L'humidité relative ou le degré hygrométrique ϕ
- La masse volumique de l'air humide en kg/m³
- Le volume massique en m³/kg
- L'enthalpie totale ou son enthalpie spécifique respectivement en kJ et en kJ/kg

La teneur en humidité absolue :

En climatisation la connaissance de la teneur en humidité est un paramètre important. Elle représente le rapport de la masse de vapeur (masse totale d'humidité) sur la masse d'air sec. Elle est généralement considérée comme constante dans une étude de climatisation. Dans notre travail nous allons la noter r ou Γ .

$$r = \frac{m_v}{m_{as}} \quad (10)$$

Avec les équations des gaz précédemment établies on obtient :

$$r = 0.622 \frac{P_v}{P - P_v} \left(\frac{\text{kg}}{\text{kgas}} \right) \quad (11)$$

L'humidité relative ou degré hygrométrique :

La teneur en humidité absolue ne peut pas être mesurée de façon simple. Elle se calcule ou se lit à partir d'un diagramme d'air humide. Pour avoir un meilleur aperçu sur l'humidité absolue on introduit la notion d'humidité relative qui est facilement mesurable. Le degré hygrométrique est le rapport de la pression partielle de vapeur contenue dans l'air humide à la température θ considérée à la pression de vapeur saturante à la même température θ .

Le degré hygrométrique $\varphi = \frac{P_{v\theta}}{P_{vs\theta}} \quad (12)$

L'expression de la teneur en humidité absolue devient donc :

$$r = 0.622 \frac{\varphi P_{vs}}{P - \varphi P_{vs}} \quad (13)$$

Masse volumique de l'air humide :

La masse volumique de l'air humide est la somme des masses volumiques d'air sec et de vapeur d'eau composant cet air humide. Nous le notons ρ .

$$\rho = \frac{m_{as} + m_v}{V} \Rightarrow \rho = \frac{P_{as}}{287T} + \frac{P_v}{462T} \quad (14)$$

Puisque $P_{as} = P - P_v$ et $P_v = \varphi \times P_{vs}$ on obtient finalement :

$$\rho = \frac{P}{287 T} - 1.32 \cdot 10^{-3} \frac{\varphi P_{vs}}{T} \quad (15)$$

P : la pression totale de l'air humide

Volume spécifique de l'air humide :

Le volume spécifique de l'air humide est le volume d'air humide qui contient une unité de masse d'air sec.

$$g = \frac{V}{m_{as}} \Rightarrow g = 462 (0.622 + r) \frac{T}{p} \quad (\text{m}^3/\text{kg}_{as}) \quad (16)$$

Enthalpie de l'air humide :

L'enthalpie d'un air humide est égale à la somme des enthalpies de l'air sec et de la vapeur d'eau qu'elle contient. Son symbole est H.

$$H = m_{as} h_{as} + m_v h_v = m_{as} C_{as} \theta + m_v (C_v \theta + L_v) \quad (17)$$

$$H = m_{as} \left(C_{as} \theta + \frac{m_v}{m_{as}} (C_v \theta + L_v) \right) \quad \text{or} \quad h = \frac{H}{m_{as}} \Rightarrow$$

$$h = C_{as} \theta + \frac{m_v}{m_{as}} (C_v \theta + L_v) = C_{as} \theta + r (C_v \theta + L_v)$$

$$h = \theta + r (1.96 \theta + 2490) \quad (\text{kJ/kg}_{as}) \quad (18)$$

Cas : Capacité thermique massique de l'air sec (1.005 kJ/kgas)

Cv : Capacité thermique massique de la vapeur (1.96 kJ/kgas)

Lv : chaleur latente de vaporisation de l'eau à 0°C (2490 kJ/kg)

L'enthalpie massique de l'air humide est l'enthalpie d'une quantité d'air humide qui contient l'unité de masse d'air sec. Son symbole est h. Elle est donnée par la relation (18)

NB : Dans la suite de toute notre étude, nous nous référons au diagramme de l'air humide se trouvant dans la partie annexe pour la détermination des caractéristiques d'un air humide donné.

3 L'ENVIRONNEMENT INTERIEUR

L'environnement intérieur est l'ensemble des facteurs physiques, physiologiques, biologiques et psychologiques susceptibles d'avoir un effet direct ou indirect immédiat ou à terme, sur les individus et leurs activités à l'intérieur du local. La connaissance de ces facteurs permet de déterminer les conditions de base du climat à l'intérieur du local.

3.1 LES CONDITIONS PHYSIOLOGIQUES

L'appréciation du confort dans un local ne se limite pas seulement à la connaissance de la température intérieure du local. La sensation de confort dépend essentiellement des facteurs suivants :

- La température résultante du local
- L'humidité de l'air
- La ventilation du local
- La vêtue et l'activité de l'individu
- Le niveau du bruit
- La pureté de l'air dans le local
- L'éclairage, la couleur

Un individu qui se trouve dans un local à besoin d'échanger de l'énergie sous différentes formes pour rester en équilibre (métabolisme). Les différents échanges que le corps humain fait avec le milieu environnant sont :

- Les échanges par convection
- Les échanges par rayonnement
- Les échanges par évaporation
- Les échanges par conduction généralement négligés

3.2 LES ECHANGES PAR CONVECTION :

La quantité de chaleur échangée par convection entre un individu normalement habillé et son milieu environnant est donnée par la relation :

$$Q_C = 15 \sqrt{W} (35 - \theta_a) \dots [W] \quad (19)$$

Q_C : échange de chaleur par convection [W]

W : vitesse de l'air ambiant [m/s]

θ_a : température sèche de l'air ambiant [°C]

35 : température moyenne résultante entre la peau et les vêtements [°C]

Par l'exploitation de la formule (19) nous pouvons dire que ces échanges sont d'autant plus importantes que la vitesse de l'air est élevée et que l'écart de température à savoir $(35 - \theta_a)$ est grande. Ces échanges représentent 26% du total des échanges calorifiques.

3.3 LES ECHANGES PAR RAYONNEMENT :

Les échanges par rayonnement se font entre le corps humain et les parois qui l'entourent. La quantité de chaleur échangée par rayonnement entre un individu et les parois l'environnant est donnée par la relation :

$$Q_r = 7 (35 - \theta_{rm}) \quad (20)$$

θ_{rm} : température radiante moyenne des parois.

Ces échanges représentent 42% du total des échanges calorifiques.

3.4 LES ECHANGES PAR EVAPORATION :

Les échanges par évaporation se font par respiration et par sudation. La quantité maximale de chaleur qu'un individu peut évacuer par ce type d'échange est donnée par la relation :

$$Q_v = 0.19 W^{0.4} (5621 - P_v) \quad [W] \quad (21)$$

P_{VS} : pression de vapeur saturante à la température 35°C (5621)

P_v : pression de vapeur de l'air ambiant

Or $P_v = \phi P_{VS}$. En remplaçant dans l'équation nous obtenons finalement :

$$Q_v = 0.19 W^{0.4} P_{VS(35^\circ C)} (1 - \phi) \quad [W] \quad (22)$$

Ces échanges représentent 32% des échanges calorifiques du corps.

4 L'ENVIRONNEMENT EXTERIEUR

L'environnement extérieur est l'ensemble des facteurs climatiques, chimiques et biologiques susceptibles d'avoir une influence directe ou indirecte, immédiate ou à terme, sur le milieu dans lequel nous vivons. L'étude de l'environnement extérieur permet en particulier de fixer les conditions de base extérieures qui seront l'un des points de départ pour déterminer la puissance des installations de climatisation. Dans notre étude nous allons nous intéresser aux caractéristiques du climat tropical car c'est celui qui sévit à Saint Louis.

Le climat tropical a les caractéristiques suivantes :

- Température moyenne annuelle $\theta_m > 25^\circ\text{C}$
- Degré hygrométrique moyen annuel $\varphi > 50\%$
- Une teneur en humidité $r > 15\text{g/kgas}$
- De faibles variations diurnes ou annuelles de la température.

Les facteurs climatiques qui influent directement notre environnement sont principalement au nombre de trois :

- La température sèche de l'air extérieur
- La température humide ou le degré hygrométrique
- Le rayonnement solaire

4.1 LA TEMPERATURE SECHE :

La température sèche de l'air humide est celle qu'indiquerait un thermomètre plongé dans cet air. Elle est une donnée fondamentale du calcul des charges de climatisation. Nous avons pu collecter des données indiquant la variation de la température au niveau du Sénégal en fonction des périodes de l'année. Il faut noter que les températures prises sont les températures moyennes mensuelles. Dans les calculs de climatisation il faut utiliser les températures moyennes pour ne pas surdimensionner les installations de climatisation. En effet la température sèche maximale n'est atteinte qu'en une seule journée dans l'année. Les températures sèches en un lieu sont influencées par les facteurs climatiques à savoir :

- La latitude du lieu considéré
- L'altitude du lieu considéré
- L'ensoleillement
- Les considérations géographiques que sont les vents, la proximité de la mer, de lac, les montagnes.

Les relevés qui ont été faits montrent que la température sèche varie de façon presque sinusoïdale en un endroit donné.

Pour notre pays le Sénégal qui se situe à 14.48LN et 16.57 LO et sur une altitude de 76m les données météorologiques donnent les valeurs mentionnées au tableau II. La représentation sous Excel nous donne les lois de variation de la température en fonction des périodes de l'année conformément à ce que nous avons avancé.

Mois	Janv.	Fevr	Mars	Avril	Mai	Juin	Juillet	Août	Sept	Oct.	Nov.	Dec	An
Temp. Max	31.5	31.7	33.2	32.6	32.5	33.1	31.6	30.5	31.1	32.5	33.5	31.1	32.1
Temp. Min	15	16	16.7	17.6	19.2	21.8	23	22.7	22.5	21.8	18.6	15.5	19.2

Tableau II : relevés des températures au SENEGAL

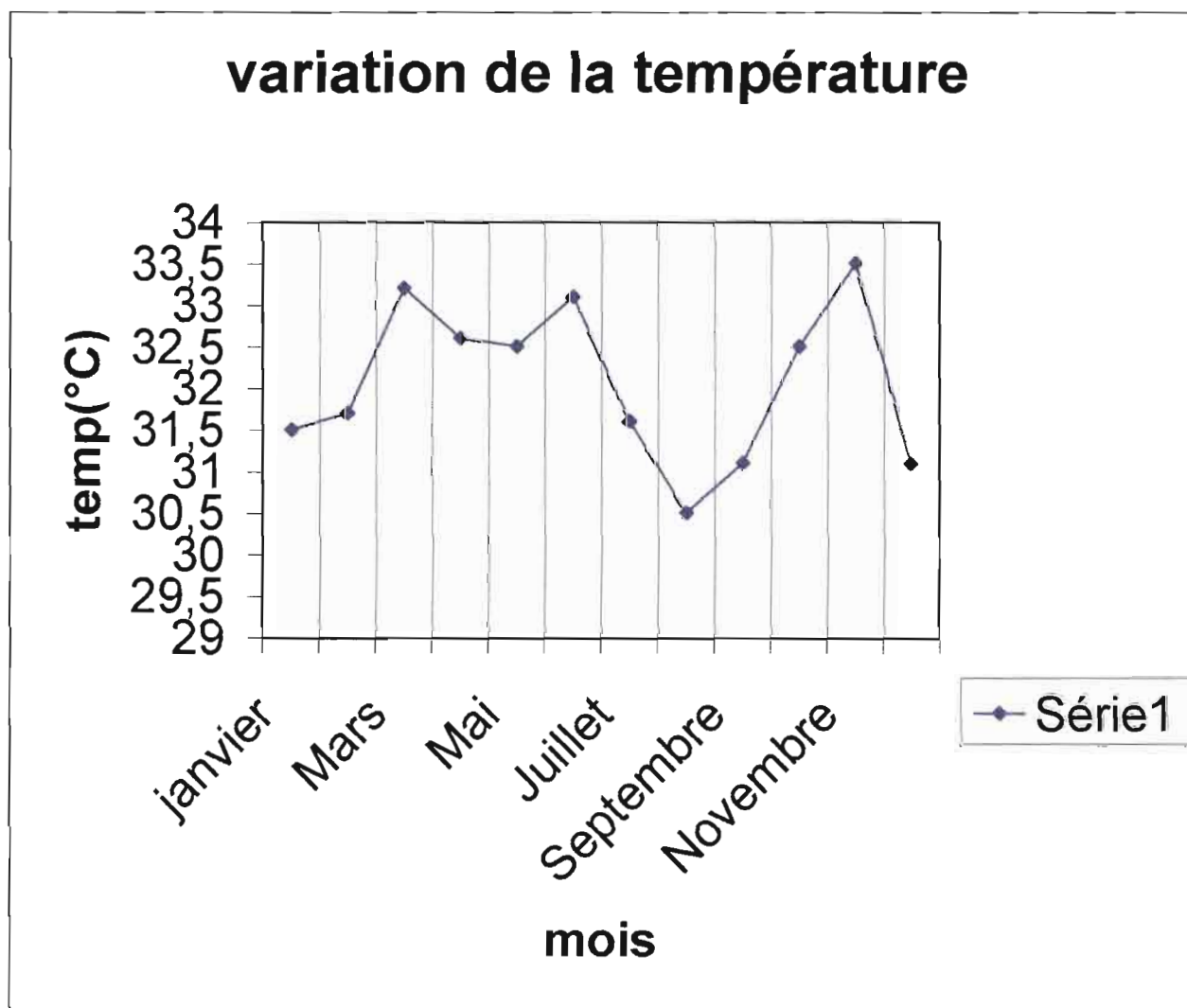


fig. 1: Variation annuelle de la température

4.2 LA TEMPÉRATURE HUMIDE ET LE DEGRÉ HYGROMÉTRIQUE:

La température humide prend une importance considérable en climatisation puisqu'elle influence de façon directe le degré hygrométrique des locaux à conditionner. Cette température est étroitement liée à la température sèche extérieure. On constate que la température extérieure suit sensiblement les mêmes variations diurnes que la température sèche extérieure. Par contre le degré hygrométrique suit des variations inverses.

4.3 LE RAYONNEMENT SOLAIRE :

Le rayonnement solaire constitue l'un des éléments les plus importants dans le calcul des charges de climatisation. Le soleil peut être considéré comme un corps noir à une température de 6000 à 7000 K. La valeur de l'énergie rayonnante maximale en dehors de l'atmosphère est donnée par la relation de Stefan – BOLTZMANN :

$$\Phi'' = 5.7 \times 10^{-8} T^4 \quad \left(\frac{W}{m^2} \right) \quad (23)$$

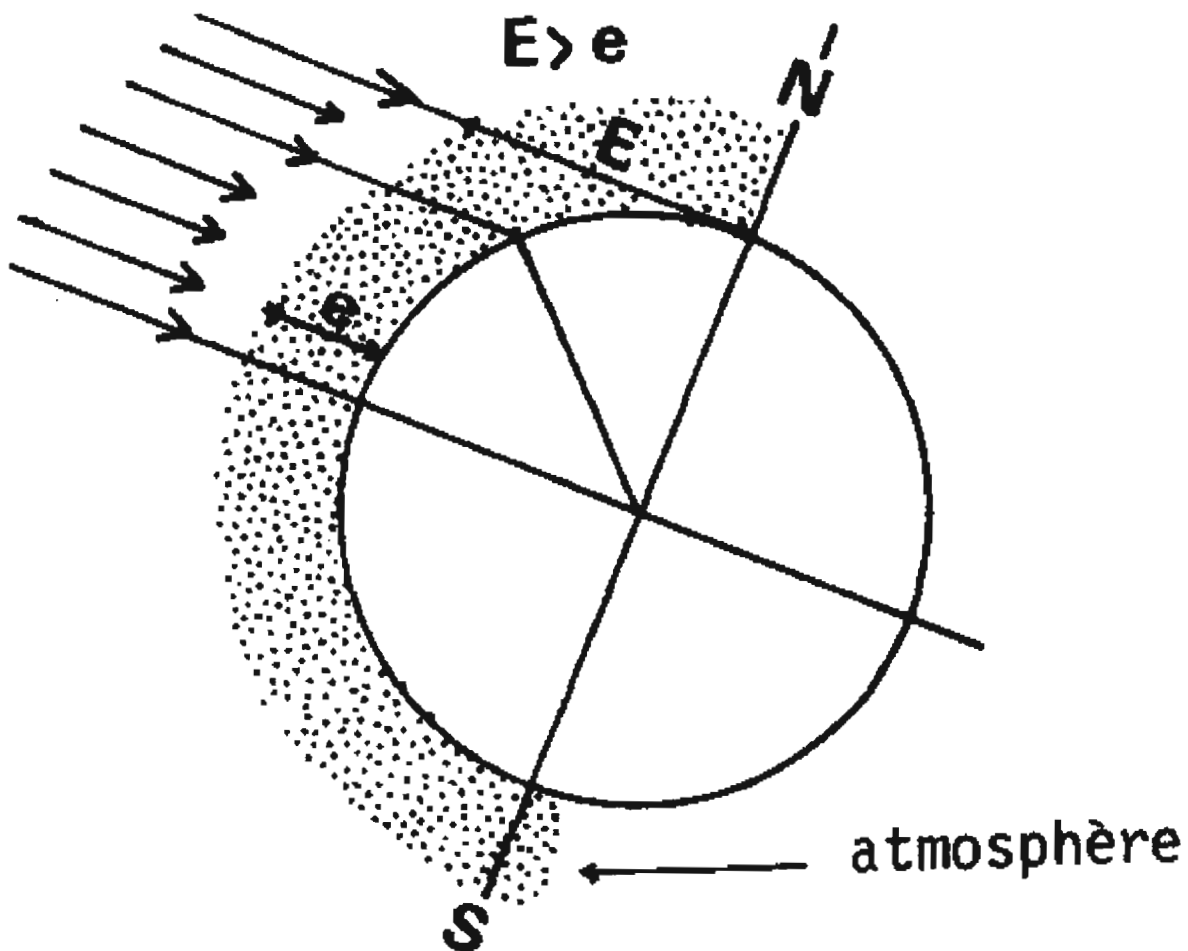


fig. 2 : Rayonnement solaire incident

Le flux de radiation journalier est donné par les relevés météorologiques de même que le nombre d'heures d'insolation. En faisant le rapport de ce flux par le nombre d'heures d'insolation nous en déduisons les flux horaires moyens. La représentation de la courbe permet d'avoir un aperçu sur les lois de variation de ce flux en fonction des périodes.

Tableau III : Les relevés météorologiques au Sénégal

Mois	Humidité (%)	heures d'insolation (h/j)	radiation MJ/m ² .jour	Flux horaire Moyen W/m ²
janvier	48	8,4	18,4	608,4656085
février	52	9,2	21,2	640,0966184
Mars	51	10,4	24,7	659,7222222
Avril	56	10,4	26,3	702,457265
Mai	66	9,9	24,6	690,2356902
Juin	71	9	23	709,8765432
Juillet	76	7,6	20,8	760,2339181
Août	84	5,7	18,2	886,9395712
Septembre	86	7,1	19,9	778,5602504
Octobre	80	8,4	20,5	677,9100529
Novembre	69	8,9	19,5	608,6142322
Décembre	55	7,8	17,1	608,974359
Année	66	8,6	21,2	684,754522

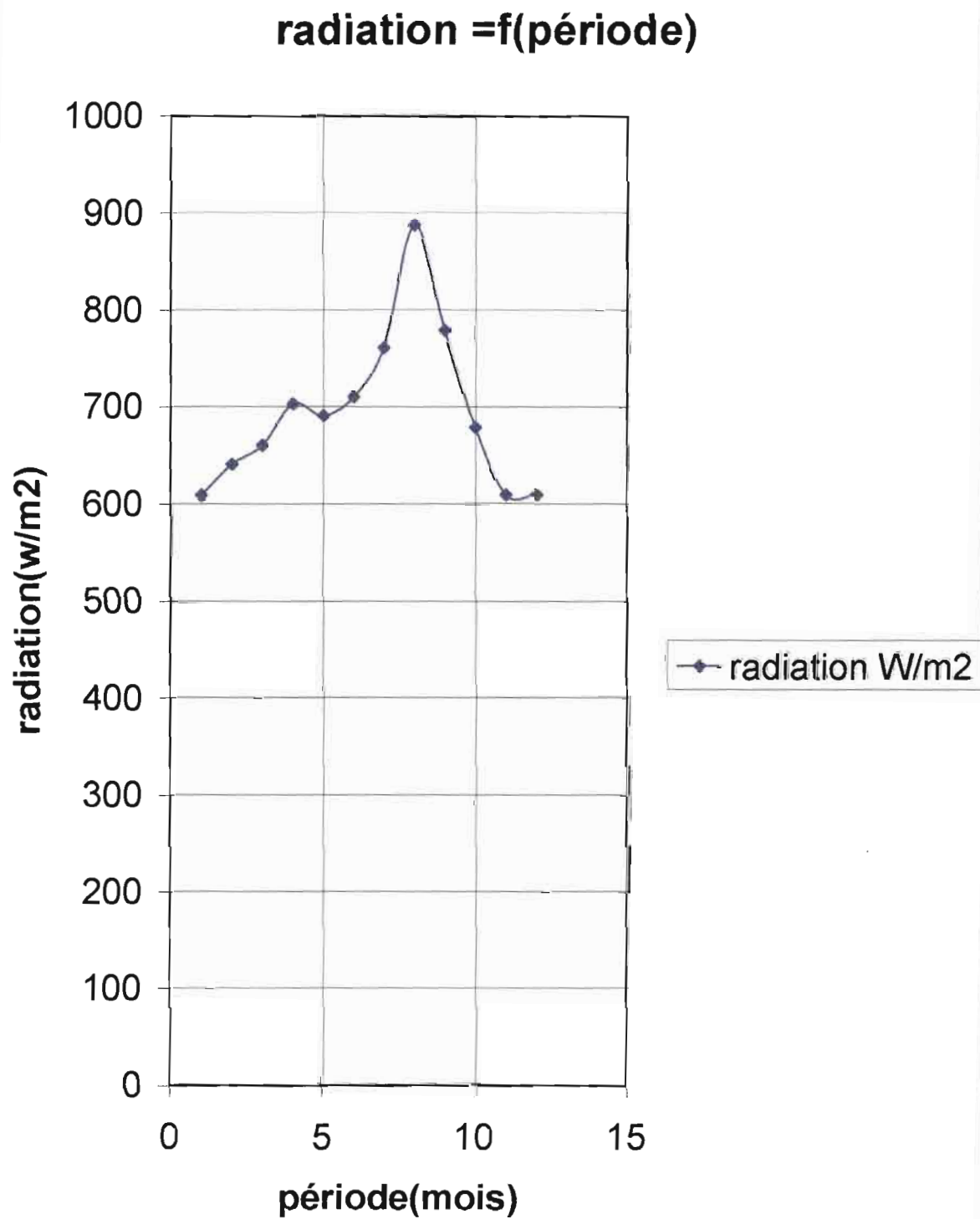


fig.3 : Variation de la radiation annuelle

Chap. I : BILAN THERMIQUE

L'évaluation des charges de climatisation d'un local à conditionner se fait à partir de l'identification des différentes sources possibles. Ces charges peuvent être classées en deux catégories : les charges dues à l'environnement intérieur et les charges dues à l'environnement extérieur. Les charges totales de climatisation résultent de la sommation des charges au niveau des différents appartements.

Les charges internes sont :

- Les charges dues aux occupants
- Les charges dues aux éclairages
- Les charges dues aux tuyauteries et conduites internes
- Les charges dues aux machines électriques

Les charges extérieures de climatisation sont constituées :

- des charges dues aux infiltrations d'air extérieur
- des charges dues au rayonnement sur les vitrages
- des charges dues à la transmission à travers les parois extérieures
- des charges dues aux phénomènes d'ombrage des bâtiments voisins

I LES HYPOTHESES DE TRAVAIL SUR LES CALCULS DES CHARGES

1 APPORTS DUS AUX OCCUPANTS

L'homme peut être assimilé à un générateur thermique. Pour maintenir la température du corps $37 \pm 0.8^{\circ}\text{C}$ l'être humain a besoin d'échanger de l'énergie avec son milieu environnant. Cet échange varie en fonction de l'activité de la personne. Dans le cadre de ce projet nous considérons que les hommes habitant les locaux effectuent généralement des travaux de bureau (type d'activité modéré). La valeur admise pour éviter d'utiliser les formules établies (ce qui mène généralement à des calculs complexes) est de 145 W par expérience pour un homme effectuant un travail modéré ce qui est valable dans notre étude. Cette valeur sera affectée du coefficient 0.8 si l'occupant des lieux est une femme ou de 0.7 si l'occupant est un enfant. En imposant les conditions internes du local nous en déduisons les apports d'humidité dus aux occupants. Le nombre d'occupants dans chaque local est déterminé de concert avec les maîtres d'œuvre du projet.

Les conditions internes du local sont imposées à partir des enjeux du confort thermique. Les conditions internes sont choisies de telle sorte que nous puissions nous trouver dans le polygone de confort hygrothermique.

2 APPORTS DUS AUX ECLAIRAGES

Les luminaires utilisés dégagent de la chaleur qui est transmise au local par rayonnement et par convection. La quantité de chaleur dégagée par les luminaires dépend essentiellement du type de luminaires utilisés et de sa puissance nominale. Les luminaires utilisés dans les différents locaux à climatiser (appartement Président, appartement premier ministre et salon d'accueil) sont de type à incandescence. L'énergie rayonnée par ce type d'éclairage correspond à 80% de l'énergie dissipée sous forme de chaleur dans le local. Les luminaires n'étant pas encastrés on utilise une majoration (majoration de 20%) qui tient compte de l'énergie dégagée par les supports. En effet les supports absorbant une partie de l'énergie dégagée par les luminaires voient leur température augmenter progressivement (phénomène d'inertie). Les supports cèdent au local de la chaleur sous forme de rayonnement. De même cette énergie réellement dissipée est affectée d'un facteur de correction notée **M** qui tient compte :

- Du type d'éclairage (luminaire à incandescence ou à fluorescence)
- Du temps écoulée après l'allumage de l'éclairage (jusqu'à l'heure solaire où s'effectuent les calculs)
- Du type de construction (lourde, moyenne, légère)
- De la durée de totale de l'allumage
- De la durée de fonctionnement de l'installation de climatisation

Les calculs se font sur le mois d'Août à 16h (voir tableau VIII de l'annexe) pour l'appartement du premier ministre et de la salle d'accueil et du mois de juin à 8h pour l'appartement du Président (voir tableau VII en annexe). Nous considérons que les luminaires sont allumées depuis 7h et ne s'éteignent qu'à 00h ce qui correspond à une durée de l'éclairage de 17h et d'un temps écoulés depuis l'éclairage de 8h. La construction étant de type moyenne, nous obtenons un coefficient **M** de **0.82** pour la salle de séjour et l'appartement du premier ministre et un coefficient **M** de **0.67** pour l'appartement du Président. La charge due aux éclairages est donnée par la relation (1.1)

$$\Phi_{éc} = MW_a (1 + maj) \quad (1.1)$$

$\Phi_{éc}$: flux du à l'éclairage

M : coefficient de correction

maj. : majoration du flux par le rayonnement des supports généralement 20%.

W_a : puissance électrique réellement installée

3 APPORTS DUS AUX TUYAUTERIES ET CONDUITES INTERNES

Les tuyauteries d'eau chaude entraînent par déperdition des apports thermiques dans le local où elles sont placées. Ces tuyauteries peuvent traverser le local pour des raisons de servitude. L'eau chaude contenue dans ces tuyauteries est à une température généralement comprise entre [60 ; 80°C]. Ces tuyauteries sont généralement isolées thermiquement. Le calcul des apports dus aux tuyauteries est généralement fait à partir des schémas de plomberie du local.

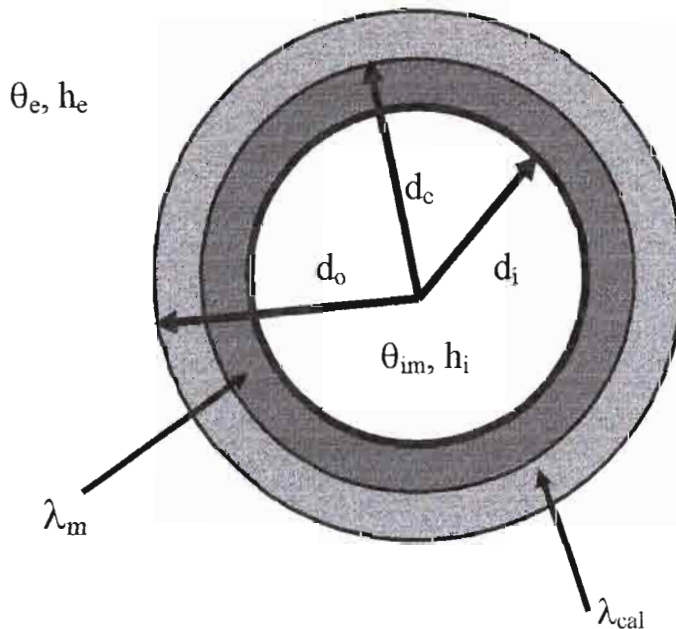


fig.4 transfert thermique à travers un tube calorifugé

Le flux total cédé au local par déperdition des tuyauteries est donné par la relation (1.2):

$$\Phi (W) = \frac{\pi L (\theta_{im} - \theta_e)}{\frac{1}{h_i d_i} + \frac{1}{2\lambda_m} \ln \left(\frac{d_e}{d_i} \right) + \frac{1}{2\lambda_{cal}} \ln \left(\frac{d_o}{d_e} \right) + \frac{1}{h_e d_o}} \quad (1.2)$$

Φ : apports dus aux tuyauteries internes en [W]

h_i : coef de convection du fluide dans la tuyauterie dans notre cas eau chaude [W/m²°C]

h_e : coef de convection du milieu environnant sur la tuyauterie [W/m²°C]

θ_{im} : température moyenne à l'intérieur de la conduite

θ_e : température moyenne du milieu dans le quel se trouve la conduite

λ_m : conductivité thermique du matériau de la conduite

λ_{cal} : conductivité thermique de l'isolation de la conduite

De façon plus pratique le flux peut être calculé par l'application de la formule (1.3) où le facteur k est donné par le tableau VII à partir de la connaissance des différences de températures entre l'eau chaude et la température ambiante et l'épaisseur de l'isolation.

$$Q(W) = kL \quad (1.3)$$

k : coefficient linéique d'émission des tuyauteries calorifugées (W/m)

L : longueur de la tuyauterie (m)

La détermination de la longueur des tuyauteries est effectuée grâce aux schémas de plomberie (distribution d'eau chaude).

Pour déterminer l'épaisseur (e) de l'isolation nous considérons que l'épaisseur choisie est telle que le transfert de flux est maximal ($\frac{\partial \Phi}{\partial e} = 0$) pour ne pas sous estimer la quantité de flux apportée au local par déperdition des tuyauteries.

Nous savons que $d_o = d_e + 2e$

$$\Phi(W) = \frac{\pi L (\theta_{im} - \theta_e)}{\frac{1}{h_i d_i} + \frac{1}{2\lambda_m} \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right) + \frac{1}{2\lambda_{cal}} \ln\left(1 + \frac{2e}{d_e}\right) + \frac{1}{h_e (d_e + 2e)}} \quad (1.4)$$

Si nous posons $K = \pi L (\theta_{im} - \theta_e)$ et

$$K' = \frac{1}{h_i d_i} + \frac{1}{2\lambda_m} \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right) \quad \text{nous obtenons finalement l'équation (1.5)}$$

$$\Phi(W) = \frac{K}{K' + \frac{1}{2\lambda_{cal}} \ln\left(1 + \frac{2e}{d_e}\right) + \frac{1}{h_e d_e \left(1 + \frac{2e}{d_e}\right)}} \quad (1.5)$$

En posant $X = \frac{2e}{d_e}$ et en dérivant l'expression ci-dessus par rapport à X nous

$$\text{obtenons } \frac{\partial \Phi}{\partial X} = \frac{\frac{1}{2\lambda_{cal}(X+1)} - \frac{1}{h_e d_e (X+1)^2}}{\left(K' + \frac{1}{2\lambda_{cal}} \ln(1+X) + \frac{1}{h_e d_e (X+1)} \right)^2} \quad (1.6)$$

$$\text{On en déduit pour } \frac{\partial \Phi}{\partial X} = 0 \quad X = \frac{2\lambda_{cal}}{h_e d_e} - 1 \quad (1.7)$$

En définitif nous obtenons une épaisseur optimale que nous considérerons comme celle de l'isolation utilisée.

$$e_{opt} = \frac{\lambda_{cal}}{h_e} - \frac{d_e}{2} \quad (1.8)$$

Les tubes sont dans de l'air ambiant de vitesse inférieure à 5m/s. Nous utilisons la formule empirique (1.9) qui donne la valeur du coefficient d'échanges extérieur.

$$h_e = 6 + 4W \left(\frac{T_{se}}{T_e} \right) \quad (1.9)$$

En considérant l'hypothèse des tubes moyennement isolés la température sur la paroi extérieure (T_{se}) est donnée par l'expression empirique suivante :

$$T_{se} = T_e + \frac{T_{im} - T_e}{10} \quad (1.10)$$

Avec $T_{im} = \theta_{im} + 273$ et $T_e = \theta_e + 273$

T_e : température du milieu ambiant en °K

T_{im} : température moyenne de du fluide s'écoulant dans la tuyauterie en °K

$h_e = 12 \text{ W/m}^2\text{°C}$ ce qui donne une épaisseur $e_{opt} = 19 \text{ mm}$ soit $e_{opt} = 2\text{cm}$

4 APPORTS DUS AUX MACHINES ELECTRIQUES

Les machines électriques rencontrées (ou susceptibles d'être rencontrées) dans les locaux à climatiser dégagent une certaine quantité de chaleur. Généralement ces machines apportent une certaine quantité d'humidité dans l'ambiance du local.

Dans ce projet les machines présentes dans les locaux (ordinateur, imprimante, réfrigérateur, machine comptable et sèche cheveux) ont un apport en humidité très faible.

5 APPORTS DUS AUX INFILTRATIONS D'AIR

En s'infiltrant dans le local par l'intermédiaire des ouvertures (portes et fenêtres) ou par défaut d'étanchéités, l'air humide extérieur provoque des variations d'enthalpie et d'humidité. Les conditions extérieures sont définies à partir du choix de la journée de flux maximale (mois et heure) alors que les conditions internes sont imposées par le cahier des charges. Le flux apporté aux locaux par les infiltrations est donné par la relation (1.11)

$$\Phi = q_{\text{mas}} (h_e - h_i) \quad (1.11)$$

q_{mas} : débit d'infiltration de l'air dans le local (kgas/s)

h_e : enthalpie du milieu ambiant (kJ/kgas)

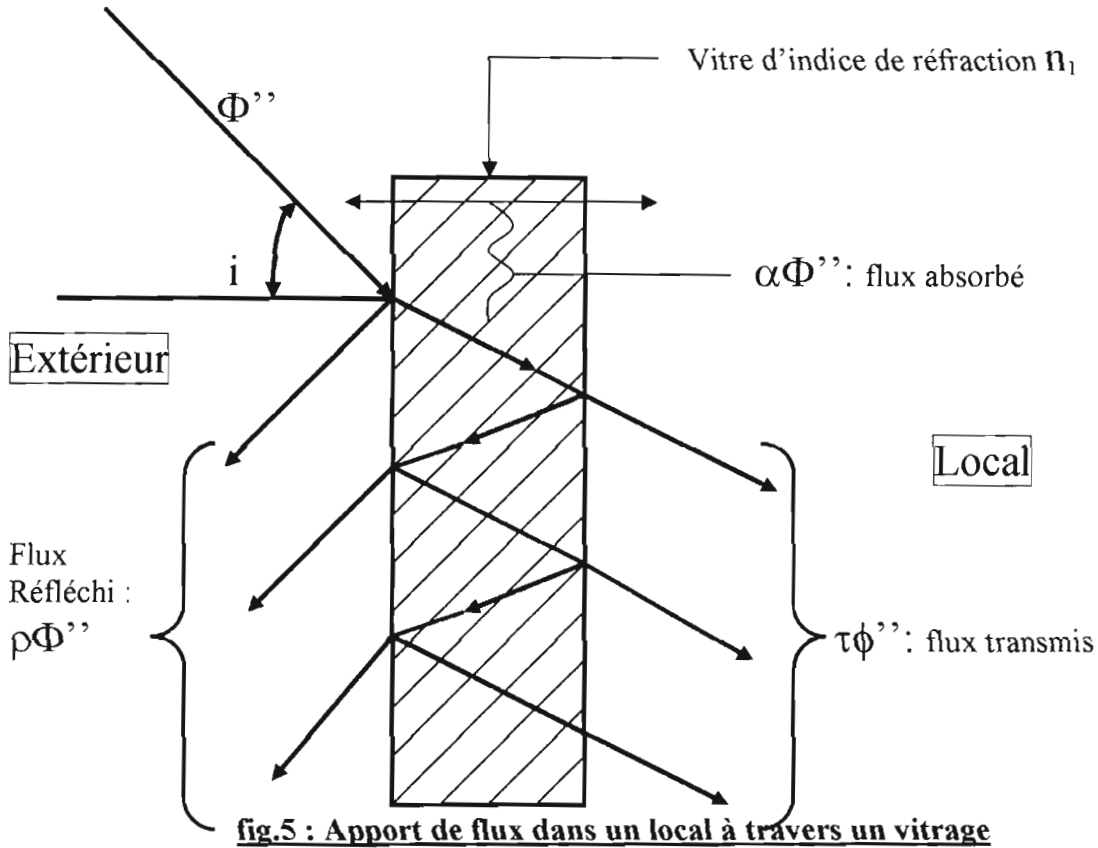
h_i : enthalpie du milieu intérieur (kJ/kgas)

Les conditions de base à l'intérieur et à l'extérieur du local étant connues nous en déduisons les valeurs des enthalpies (h_e et h_i). Le débit en masse d'infiltration q_{mas} est par expérience donné en fonction du nombre de parois extérieures ayant des ouvertures.

Nombre de parois extérieures ayant des ouvertures	Débit masse (q_{mas}) (kg/h.m ³ de local)
1	1.1
2	1.8
3	2.2
4	2.5

Tableau IV : Infiltration d'air extérieur

6 APPORTS DUS AUX VITRAGES



Lorsqu'un flux solaire arrive sur un vitrage :

- Une partie ($\rho\Phi''$) est réfléchi
- Une autre partie ($\alpha\Phi''$) est absorbée par le vitrage
- La partie restante ($\tau\Phi''$) est transmis au local

α , ρ et τ SONT les facteurs respectifs d'absorption de réflexion et de transmission

De la relation (1.12).

$$\Phi'' = \rho\Phi'' + \alpha\Phi'' + \tau\Phi'' = (\alpha + \rho + \tau)\Phi'' \quad (1.12)$$

on en déduit $\alpha + \rho + \tau = 1$

La valeur de ces facteurs est obtenue à partir de la connaissance de l'indice de réfraction du vitrage. Cependant 39% du flux absorbé par le vitrage est par la suite cédé au local sous forme de rayonnement. En définitif, le flux total cédé au local à travers le vitrage est la résultante du flux réellement transmis ($\tau\Phi''$) et du flux transmis par le vitrage sous forme de rayonnement (39% $\alpha\Phi''$). La valeur du flux est donnée par la relation (1.13)

$$\varphi = (\tau + 0.39\alpha)\Phi'' \quad (1.13)$$

Ces apports représentent en général 50 à 80% des charges totales des locaux à climatiser. Le calcul pouvant s'avérer très complexe nous utiliserons les valeurs mentionnées dans les tableaux VI et VII (en annexe) pour l'évaluation du flux à travers un vitrage donné en fonction de son orientation.

Dans le cas de notre étude l'encadrement des vitrages est en châssis métallique donc les valeurs du tableau sont multipliées par un facteur de correction noté coefficient d'encadrement métallique dont la valeur est de $\frac{100}{85} = 1.17$.

L'intensité du flux solaire varie suivant :

- La latitude du milieu considéré (elle est de 14.57° L.N dans notre étude).
- Le moment considéré
- L'orientation de la surface vitrée

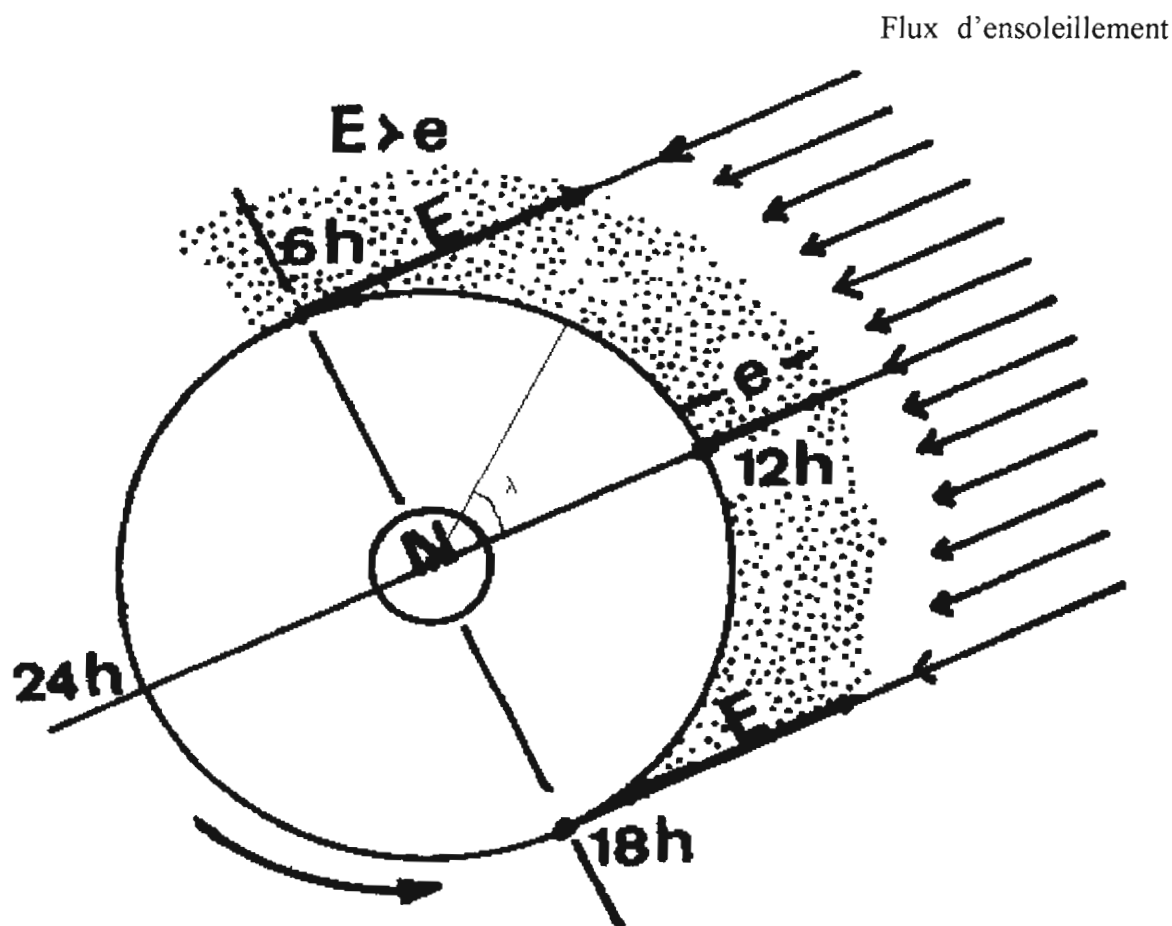


Fig.6 : flux d'ensoleillement

e : épaisseur de l'atmosphère

λ : la latitude du milieu

La connaissance du flux incident (Φ'') ne suffit pas pour estimer avec exactitude le flux réellement transmis au niveau du local. Le flux réellement transmis est donnée par :

$$Q(W) = k_1 S F \text{coef}(\text{alt}) \Phi'' \quad (1.14)$$

Q : apports dus aux vitrages (W)

K_1 : coefficient d'encadrement métallique (1.17)

S : surface du vitrage (m^2)

F : facteur solaire pour des vitrages ordinaires non protégés

Coef (alt.) : coefficient variant suivant l'altitude à laquelle se trouve le lieu considéré (76m) et des conditions de trouble

Φ'' : flux solaire incident sur la surface considérée (W)

Le coefficient d'altitude est donné par le **tableau V** ci dessous pour un climat clair

Altitude (m)	0	500	1000	1500	2000
coef	0,96	1,04	1,08	1,1	1,13

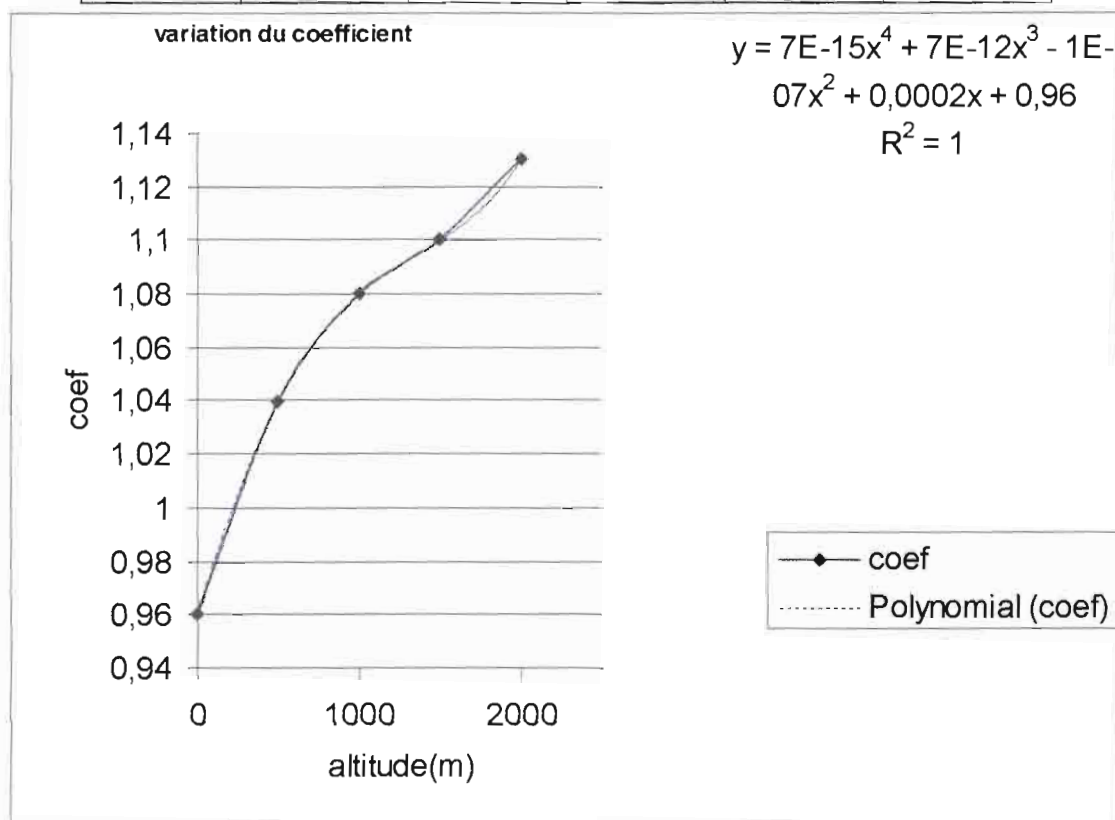


fig.7 : variation du coef d'altitude

A une altitude de 76m nous en déduisons un coefficient d'altitude et de trouble de 0.974625706

Pour le facteur solaire nous avons considéré celui de la glace absorbante couleur grise d'épaisseur 8mm .

7 APPORTS DUS AUX PAROIS EXTERIEURES

Ces apports résultent de la différence de température entre le local à climatiser et du milieu environnant mais aussi du rayonnement solaire sur les parois. Lorsqu'un flux solaire atteint une paroi opaque une partie de son flux est absorbée par la paroi ce qui a pour conséquence d'élever la température superficielle de la paroi.

Nous pouvons donc en déduire la relation (1.15)

$$\alpha\Phi'' = h_e \Delta\theta \quad (1.15)$$

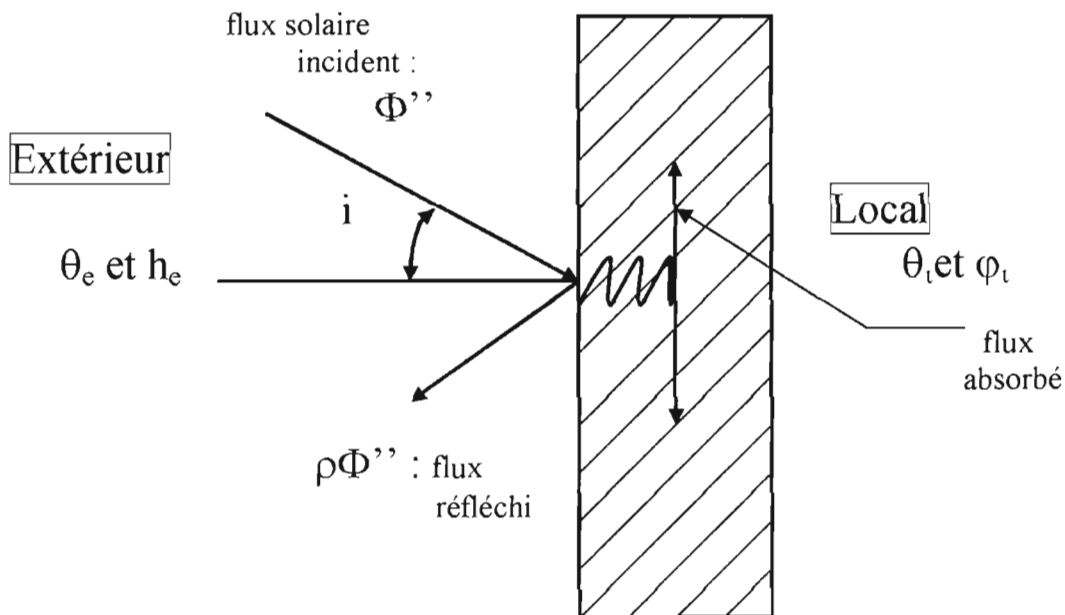


fig.8 : apport thermique à travers une paroi

i : angle d'incidence du rayonnement solaire

h_e : coefficient d'échange superficiel extérieur en $W/m^2\text{°C}$

Des données météorologiques que nous avons reçu la vitesse moyenne du vent dans le mois

d'Août est égale à $\frac{104 \times 1000}{24 \times 3600} = 1.2 \text{ m/s}$ (104 Km/jour)

Cette vitesse étant inférieure à 4m/s nous pouvons donc utiliser les valeurs recommandées par le D.T.U à savoir :

- ✓ $h_e = 16.7 \text{ W/m}^2\text{°C}$ pour les parois verticales
- ✓ $h_e = 19.4 \text{ W/m}^2\text{°C}$ pour les parois horizontales

Le coefficient global de transfert thermique est donné par la relation (1.16)

$$k = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{e}{\lambda_m} + \frac{1}{h_e}} \quad (1.16)$$

λ_m : conductivité thermique du matériau constituant la paroi extérieure du local.

L'épaisseur des différents murs a été obtenue par mesure. La conductivité thermique d'une brique pleine $\lambda_m = 3 \text{ W/m}^\circ\text{C}$. Nous allons travailler avec ce type de matériau comme éléments constituant la paroi. L'épaisseur des parois de l'appartement est de 24 cm. Les données des différents paramètres relatifs aux parois externes s'établissent ainsi :

$\lambda_m = 3$	$1/\lambda_m = 0,33333333$
$h_e = 19,4$	$1/h_e = 0,05154639$
$h_i = 17$	$1/h_i = 0,05882353$
$e = 0,24$	$e/\lambda_m = 0,08$

Le coefficient global d'échange thermique des parois externes est le suivant :

$$K = 5,25293068 \text{ (W/m}^2\text{K)}$$

II CALCUL DES CHARGES THERMIQUES

1 APPARTEMENT PREMIER MINISTRE :

L'appartement du premier ministre est constitué d'un ensemble de locaux que nous appelons zones (voir schéma de l'appartement premier ministre en annexe). La charge thermique totale dans cet appartement est obtenue par l'addition des différentes charges dans les différentes zones. Pour chaque zone, nous allons évaluer les charges internes et externes auxquelles elle est soumise. Le calcul des différents types d'apports dans chaque zone est effectué en conformité avec les différentes hypothèses que nous avons mentionnées ci-dessus. Les conditions de base sont les suivantes :

θ_i	φ_i	θ_e	φ_e
24°C	53%	30,5°C	84%

$$\left\{ \begin{array}{l} \theta_e = 30,5^\circ C \\ \varphi_e = 84\% \end{array} \right. \Rightarrow h_e = 91 \text{ kJ / kgas}$$

a°) CHARGES THERMIQUES ZONE 1 ET 2

Apports dus aux occupants

type d'apport	nombre d'occupants	coefficient d'occupation	coef d'inertie C	type d'activité	apport d'enthalpie par occupant	apport d'humidité par occupant	charge [W] ou [g/h]
enthalpie	10	1	0,65	modéré	145	----	942,5
humidité	10	1	1	modéré	-----	88	880

Apports dus aux éclairages

numéro de la zone	type éclairage	puissance unitaire (W)	Nbre de luminaire (W)	puissance totale	coefficient M	coef de correction	charge [W]
1	L.I.N.E	60	9	540	0,88	1,2	570,24
2	L.I.N.E	60	8	480	0,88	1,2	506,88
Total							1077,12

L.I.N.E : luminaires à incandescence non encastrés

Apports dus aux machines électriques

type de matériel	ordinateur	Machines comptables	imprimantes	Réfrigérateur de 200l	Apport Total [W]
Apports unitaires[W]	600	120	110	175	
Nbre d'appareils	3	1	1	1	
Apports totaux [W]	1800	120	110	175	2205

Apports dus aux infiltrations d'air extérieur

type d'apports	débit massique q_{mas} (kg/h.m ³)	volume du local (m ³)	enthalpie extérieure h_e (kJ/kgas)	enthalpie interne h_i (kJ/kgas)	humidité relative à l'extérieur w_1	humidité relative à l'intérieur w_2	charge [W] ou en [mg/h]
enthalpie	1,8	248,2816	91	49	-----	-----	5213,9136
humidité	1,8	248,2816	-----	-----	0,01	0,0234	5988,552192

Apports dus aux vitrages

Orientation	Aire (m ²)	coef d'enca-drement K_1	facteur solaire F	le flux max Φ'' (W/m ²)	coef d'altitude (coefalt)	charge [W]
ouest	5,922	1,17	0,6	34	0,974625706	137,759734
Total						137,759734

Apports dus à la transmission à travers les parois extérieures

Orientation	Facteur d'absorption	Type de construction	Aire (m ²)	coefficient k (w/m°C)	Ecart virtuel de température $\Delta\theta_{evcorr}$	charges [W]
Est	0,7	moyenne	26,08	5,25293068	10	958,975025
ouest	0,7	moyenne	26,08	5,25293068	29,9	2867,33533
sud	0,7	moyenne	8,76	5,25293068	17,6	566,913089
Total						4393,22344

Les charges totales climatiques (thermiques et d'humidité) dans les deux zones obtenues à partir de l'addition des différents types d'apports sont les suivantes :

ΣH_{o1}	13969,5168	[W]
ΣM_{o1}	6868,55219	mg/h

b°) CHARGES THERMIQUES ZONE 3

Apports dus aux occupants

type d'apport	nombre d'occupants	coefficient d'occupation	coef d'inertie C	type d'activité	apport d'enthalpie par occupant	apport d'humidité par occupant	charge [W] ou [g/h]
enthalpie	2	1	0,65	modéré	145	----	188,5
humidité	2	1	1	modéré	-----	88	176

Apports dus aux éclairages

numéro de la zone	type éclairage	puissance unitaire	Nbre de luminaires	puissance totale	coefficient M	coef de correction	charge [W]
3	L.I.N.E	60	10	600	0,88	1,2	633,6

Apports dus aux infiltrations d'air extérieur

type d'apports	débit massique q_{mas} (kg/h.m ³)	Volume du local (m ³)	enthalpie extérieure h_e (kj/kgas)	enthalpie interne h_i (kj/kgas)	humidité relative à l'extérieur w_1	humidité relative à l'intérieur w_2	charge [W] ou en [g/h]
enthalpie	1,8	157,0144	91	49	-----	-----	3297,3024
humidité	1,8	157,0144	-----	-----	0,01	0,0234	3787,187328

Apports dus à la transmission à travers les parois extérieures

Orientation	Facteur d'absorption	Type de construction	Aire (m ²)	coefficient k (w/m°C)	Ecart virtuel de température $\Delta\theta_{evcorr}$	charges [W]
Est	0,7	moyenne	28,24	5,25293068	10	1038,39934
ouest	0,7	moyenne	22,24	5,25293068	29,9	2445,15098
Total						3483,55032

Les charges totales dans la zone 3 :

$$\begin{aligned}\Sigma H_{O2} &= 7602,95272 \quad [W] \\ \Sigma M_{O2} &= 3963,18733 \quad g/h\end{aligned}$$

c°) CHARGES THERMIQUES ZONE 4

Apports dus aux occupants

type d'apport	nombre d'occupants	coefficient d'occupation	coef d'inertie C	type d'activité	apport d'enthalpie par occupant	apport d'humidité par occupant	charge [W] ou [g/h]
enthalpie	2	1	0,65	modéré	145	-----	188,5
humidité	2	1	1	modéré	-----	88	176

Apports dus aux éclairages

numéro de la zone	type éclairage	puissance unitaire	Nbre de luminaires	puissance totale	coefficient M	coef de correction	charge [W]
4	L.I.N.E	60	1	60	0,88	1,2	63,36

Apports dus aux tuyauteries et conduites internes

diamètre DN	épaisseur e_{opt}	L	$\Delta\theta$	k	Apports
26,9 DN20	2 cm	10	58	15,0666667	150,6666667

Apports dus aux machines électriques

type de matériel	Sèche-cheveux	Apport Total [W]
Apports unitaires [W]	500	
Nbre d'appareils	1	
Apports totaux [W]	500	500

Apports dus aux infiltrations d'air extérieur

type d'apports	débit massique Q_{mas} (kg/h.m ³)	Volume du local (m ³)	enthalpie extérieure h_e (kJ/kgas)	enthalpie interne h_i (kJ/kgas)	humidité relative à l'extérieur w_1	humidité relative à l'intérieur w_2	charge [W] ou en [g/h]
enthalpie	1,8	54,102	91	49	-----	-----	1136,142
humidité	1,8	54,102	-----	-----	0,01	0,0234	1304,94024

Apports dus à la transmission à travers les parois extérieures

Orientation	Facteur d'absorption	type de construction	Aire (m ²)	coefficient k (w/m°C)	Ecart virtuel de température $\Delta\theta_{evcorr}$	charges [W]
Est	0,7	moyenne	28,24	5,25293068	10	1038,39934
nord	0,7	moyenne	22,24	5,25293068	11	899,553874
Total						1937,95321

Les charges totales dans la zone 4 :

ΣH_{o3}	3882,37188	[W]
$\Sigma M_{o3} =$	1392,94024	g/h

d°) CHARGES THERMIQUES ZONE 5

Apports dus aux occupants

type d'apport	nombre d'occupants	coefficient d'occupation	coef d'inertie C	type d'activité	apport d'enthalpie par occupant	apport d'humidité par occupant	charge [W] ou [g/h]
enthalpie	1	1	0,65	modéré	145	----	94,25
humidité	1	1	1	modéré	-----	88	88

Apports dus aux éclairages

numéro de la zone	type éclairage	puissance unitaire	Nbre de luminaires	puissance totale	coefficient M	coef de correction	charge [W]
4	L.I.N.E	60	1	60	0,88	1,2	63,36

Apports dus aux infiltrations d'air extérieur

type d'apports	débit massique q_{mas} (kg/h.m ³)	volume du local (m ³)	enthalpie extérieure h_e (kJ/kgas)	enthalpie interne h_i (kj/kgas)	humidité relative à l'extérieur w_1	humidité relative à l'intérieur w_2	charge [W] ou en [g/h]
enthalpie	1,8	54,102	91	49	-----	-----	1136,142
humidité	1,8	54,102	-----	-----	0,01	0,0234	1304,94024

Apports dus aux vitrages

orientation	Aire (m ²)	coef d'enca-drement K_1	facteur solaire F	le flux max F'' (W/m ²)	coef d'altitude (coefalt)	charge [W]
Est	3,9444	1,17	0,6	494,31	0,974625706	1333,99844

Apports dus à la transmission à travers les parois extérieures

Orientation	Facteur d'absorption	type de construction	Aire (m ²)	coefficient k (w/m°C)	Ecart virtuel de température $\Delta\theta_{evcorr}$	charges [W]
Est	0,7	moyenne	15,04	5,25293068	10	553,028542
Total						553,028542

Les charges totales dans la zone5 :

$$\begin{aligned}\Sigma H_{o4} &= 1846,78054 \text{ [W]} \\ \Sigma M_{o4} &= 1392,94024 \text{ g/h}\end{aligned}$$

En définitif les charges thermiques au niveau de l'appartement du premier ministre s'élèvent à :

$$\begin{aligned}\Sigma H_{opm} &= 27301,62 \text{ [W]} \\ \Sigma M_{opm} &= 13617,62 \text{ g/h}\end{aligned}$$

2 APPARTEMENT PRESIDENT

Les procédures utilisées pour calculer les apports thermiques au niveau de l'appartement du premier ministre seront reconduites avec les mêmes hypothèses. A l'instar de l'appartement du premier ministre l'appartement du Président est composé d'un ensemble de locaux (que nous appelons zones ; différent de zone thermique). La charge thermique équivalente dans cet appartement est la résultante des charges dans chaque zone.

Les calculs effectués (voir annexe tableau VIII) ont permis de montrer que flux est maximal pour cet appartement au mois de juin à 8h. Les conditions de base à cette période de l'année sont données par les services météorologiques. Les conditions internes du local sont celles précédemment fixées. Ces valeurs sont :

θ_i	φ_i	θ_e	φ_e
24°C	53%	33,1	71%

$$\left\{ \begin{array}{l} \theta_e = 33,1^\circ \text{C} \\ \varphi_e = 71\% \end{array} \right. \Rightarrow h_e = 91 \text{ kJ / kgas}$$

a°) CHARGES THERMIQUES ZONE 1

Apports dus aux occupants

Dans cet appartement le nombre d'occupants est assez restreint.

type d'apport	nombre d'occupants	coefficient d'occupation	coef d'inertie C	type d'activité	apport d'enthalpie par occupant	apport d'humidité par occupant	charge [W] ou [g/h]
enthalpie	4	1	0,65	modéré	145	----	377
humidité	4	1	1	modéré	-----	88	352

Apports dus aux éclairages

numéro de la zone	type éclairage	puissance unitaire	Nbre de luminaires	puissance totale	coefficient M	coef de correction	charge [W]
1	L.I.N.E	60	16	960	0,67	1,2	771,84
Total							771,84

Apports dus aux machines électriques :

Type de matériel	ordinateur	Machines comptables	Réfrigérateur de 200L	imprimantes	Apport Total [W]
Apports unitaires [W]	600	120	175	110	
Nbre d'appareils	3	1	1	1	
Apports totaux [W]	1800	120	175	110	2205

Apports dus aux infiltrations d'air extérieur

type d'apports	débit massique q_{mas} (kg/h.m ³)	volume du local (m ³)	enthalpie extérieure h_e (kJ/kgas)	enthalpie interne h_i (kJ/kgas)	humidité relative à l'extérieur w_1	humidité relative à l'intérieur w_2	charge [W] ou en [g/h]
enthalpie	1,8	472,4148	91	41,5	-----	-----	9920,7108
humidité	1,8	472,4148	-----	-----	0,01	0,0234	11394,645

Apports dus aux vitrages

Ces apports sont beaucoup plus importants dans cet appartement que dans les autres locaux. Les valeurs du flux solaire sont données par le tableau suivant :

Orientation	Aire (m ²)	coef d'enca- drement K ₁	facteur solaire F	le flux max Φ"(W/m ₂)	coef d'altitude	charge [W]
Est	26,48	1,17	0,6	494,31	0,974625706	8955,55182
ouest	5,9904	1,17	0,6	35,371	0,974625706	144,969999
sud	4,5	1,17	0,6	35,371	0,974625706	108,901742
Total						9209,42356

Apports dus à la transmission à travers les parois extérieures

Orientation	Facteur d'absorption	Type de construction	Aire (m ²)	coefficient k (w/m°C)	Ecart virtuel de température Δθ _{evcorr}	charges [W]
Est	0,7	moyenne	8	5,25293068	10	294,164118
ouest	0,7	moyenne	19,7496	5,25293068	29,9	2171,34685
sud	0,7	moyenne	35,08	5,25293068	17,6	2270,241
TOTAL						4735,75196

Les charges totales dans la zone 1 :

ΣH _{o1}	27219,7263	[W]
ΣM _{o1}	11746,645	g/h

b°) CHARGES THERMIQUES ZONE 2

Apports dus aux occupants

type d'apport	nombre d'occupants	coefficient d'occupation	coef d'inertie C	type d'activité	apport d'enthalpie par occupant	apport d'humidité par occupant	charge [W] ou [g/h]
enthalpie	4	0,3	0,65	modéré	145	----	113,1
humidité	4	0,3	1	modéré	-----	88	105,6

Apports dus aux éclairages

numéro de la zone	type d'éclairage	puissance unitaire	Nbre de luminaires	puissance totale	coefficient M	coef de correction	charge [W]
2	L.I.N.E	60	4	240	0,67	1,2	192,96
Total							192,96

Apports dus aux infiltrations d'air extérieur

type d'apports	débit massique Q_{mas} (kg/h.m ³)	volume du local (m ³)	enthalpie extérieure h_e (kJ/kgas)	enthalpie interne h_i (kJ/kgas)	humidité relative à l'extérieur w_1	humidité relative à l'intérieur w_2	charge [W] ou en [g/h]
enthalpie	1,8	83,385	91	49	-----	-----	1751,085
humidité	1,8	83,385	-----	-----	0,01	0,0234	2011,2462

Apports dus aux vitrages

Orientation	Aire (m ²)	coef d'enca-drement K_1	facteur solaire F	le flux max Φ'' (W/m ₂)	coef d'altitude	charge [W]
Ouest	11,88	1,17	0,6	35,371	0,974625706	287,500598
Nord	5,88	1,17	0,6	110,84	0,974625706	445,911648
Total						733,412247

Apports dus à la transmission à travers les parois extérieures

Orientation	Facteur d'absorption	Type de construction	Aire (m ²)	coefficient k (w/m°C)	Ecart virtuel de température $\Delta\theta_{evcorr}$	charges [W]
ouest	0,7	moyenne	10,6524	5,25293068	29,9	1171,16575
Nord	0,7	moyenne	9,81	5,25293068	11	396,790625
TOTAL						1567,95638

Les charges totales dans la zone 2 :

ΣH_{o2}	4358,51362	[W]
ΣM_{o2}	2116,8462	g/h

c°) CHARGES THERMIQUES ZONE3

Apports dus aux occupants

type d'apport	nombre d'occupants	coefficient d'occupation	coef d'inertie C	type d'activité	apport d'enthalpie par occupant	apport d'humidité par occupant	charge [W] ou [g/h]
enthalpie	2	1	0,65	modéré	145	----	188,5
humidité	2	1	1	modéré	-----	88	176

Apports dus aux éclairages

numéro de la zone	type d'éclairage	puissance unitaire	Nbre de luminaires	puissance totale	coefficient M	coef de correction	charge [W]
3	L.I.N.E	60	14	840	0,67	1,2	675,36
Total							675,36

Apports dus aux infiltrations d'air extérieur

type d'apports	débit massique q_{mas} (kg/h.m ³)	volume du local (m ³)	enthalpie extérieure h_e (kJ/kgas)	enthalpie interne h_i (kJ/kgas)	humidité relative à l'extérieur w_1	humidité relative à l'intérieur w_2	charge [W] ou en [g/h]
enthalpie	1,8	238,68	91	49	-----	-----	5012,28
humidité	1,8	238,68	-----	-----	0,01	0,0234	5756,9616

Apports dus à la transmission à travers les parois extérieures

Orientation	Facteur d'absorption	Type de construction	Aire (m ²)	coefficient k (w/m°C)	Ecart virtuel de température $\Delta\theta_{\text{evcorr}}$	charges [W]
Nord	0,7	moyenne	28,08	5,25293068	11	1135,76766
TOTAL						1135,76766

Les charges totales dans la zone 3 :

ΣH_{o3}	7011,90766	[W]
ΣM_{o3}	5932,9616	g/h

d°) CHARGES THERMIQUES ZONE4

Apports dus aux occupants

type d'apport	nombre d'occupants	coefficient d'occupation	coef d'inertie C	type d'activité	apport d'enthalpie par occupant	apport d'humidité par occupant	charge [W] ou [g/h]
enthalpie	1	0,6	0,65	modéré	145	----	56,55
humidité	1	0,6	1	modéré	-----	88	52,8

Apports dus aux éclairages

numéro de la zone	type d'éclairage	puissance unitaire	Nbre de luminaires	puissance totale	coefficient M	coef de correction	charge [W]
2	L.I.N.E	60	4	240	0,67	1,2	192,96
Total							192,96

Apports dus aux infiltrations d'air extérieur

type d'apports	débit massique q_{mas} (kg/h.m ³)	volume du local (m ³)	enthalpie extérieure h_e (kJ/kgas)	enthalpie interne h_i (kJ/kgas)	humidité relative à l'extérieur w_1	humidité relative à l'intérieur w_2	charge [W] ou en [g/h]
enthalpie	1,8	31,296	91	49	-----	-----	657,216
humidité	1,8	31,296	-----	-----	0,01	0,0234	754,85952

Apports dus aux vitrages

Orientation	Aire (m ²)	coef d'enca-drement K_1	facteur solaire F	le flux max Φ "(W/m ₂)	coef d'altitude	charge [W]
Ouest	11,88	1,17	0,6	35,371	0,974625706	287,500598
Nord	5,88	1,17	0,6	110,84	0,974625706	445,911648
Total						733,412247

Apports dus à la transmission à travers les parois extérieures

Orientation	Facteur d'absorption	Type de construction	Aire (m ²)	coefficient k (w/m°C)	Ecart virtuel de température $\Delta\theta_{evcorr}$	charges [W]
Est	0,7	moyenne	9,78	5,25293068	10	359,615635
TOTAL						359,615635

Les charges totales dans la zone 4 :

ΣH_{o4}	1266,34163	[W]
ΣM_{o4}	807,65952	g/h

e°) CHARGES THERMIQUES ZONE 5

Apports dus aux occupants

type d'apport	nombre d'occupants	coefficient d'occupation	coef d'inertie C	type d'activité	apport d'enthalpie par occupant	apport d'humidité par occupant	charge [W] ou [g/h]
enthalpie	1	1	0,65	modéré	145	----	94,25
humidité	1	1	1	modéré	-----	88	88

Apports dus aux éclairages

numéro de la zone	type d'éclairage	puissance unitaire	Nbre de luminaires	puissance totale	coefficient M	coef de correction	charge [W]
5	L.I.N.E	60	1	60	0,67	1,2	48,24
Total							48,24

Apports dus aux tuyauteries et conduites internes

diamètre DN	épaisseur e_{opt}	L	$\Delta\theta$	k	Apports
26,9 DN20	2 cm	12	58	15,0666667	180,8

Apports dus aux machines électriques

type de matériel	Sèche-cheveux	Apport Total [W]
Apports unitaires [W]	500	
Nbre d'appareils	1	
Apports totaux [W]	500	500

Apports dus aux infiltrations d'air extérieur

type d'apports	débit massique q_{mas} (kg/h.m ³)	volume du local (m ³)	enthalpie extérieure h_e (kJ/kgas)	enthalpie interne h_i (kJ/kgas)	humidité relative à l'extérieur w_1	humidité relative à l'intérieur w_2	charge [W] ou en [g/h]
enthalpie	1,8	58,9408	91	49	-----	-----	1237,7568
humidité	1,8	58,9408	-----	-----	0,01	0,0234	1421,6521

Apports dus aux parois extérieures

Orientation	Facteur d'absorption	Type de construction	Aire (m ²)	coefficient k (w/m°C)	Ecart virtuel de température $\Delta\theta_{\text{evcorr}}$	charges [W]
Est	0,7	moyenne	28,24	5,25293068	10	1038,39934
nord	0,7	moyenne	22,24	5,25293068	11	899,553874
Total						1937,95321

Les charges totales dans la zone 5 :

ΣH_{o5}	3999,00001	[W]
ΣM_{o5}	1509,6521	g/h

En conclusion nous obtenons pour l'appartement du Président une charge totale :

ΣH_{op}	43855,5	[W]
ΣM_{op}	22113,8	g/h

3 Salle de séjour

Les conditions de base utilisées dans l'évaluation des charges thermiques de la salle de séjour sont les mêmes que celles de l'appartement du premier ministre car ces deux locaux ont la même orientation du vitrage donc le même moment de flux maximal (voir évaluation des charges thermiques dans l'appartement du premier ministre).

Apports dus aux occupants

De part sa physionomie cette salle est habilitée à recevoir plusieurs personnes à la fois. En fonction du nombre de places disponibles (fauteuils et chaises) nous évaluerons les charges thermiques dues aux occupants dans ce local avec un effectif de 12 personnes présentes à la fois. L'évaluation de ces charges sera faite sur la base des mêmes hypothèses que celles précédemment utilisées.

Les valeurs des apports dus aux occupants sont mentionnées dans le tableau ci-dessous.

type d'apport	nombre d'occupants	coefficient d'occupation	coef d'inertie C	type d'activité	apport d'enthalpie par occupant	apport d'humidité par occupant	charge [W] ou [g/h]
enthalpie	12	1	0,65	modéré	145	----	1131
humidité	12	1	1	modéré	-----	88	1056

Apports dus aux éclairages

En reconduisant les mêmes hypothèses qui nous ont permis de calculer les apports dus aux éclairages dans les appartements du premier ministre et du Président nous obtenons les valeurs mentionnées dans le tableau ci-dessous.

type d'éclairage	puissance unitaire	Nbre de luminaires	puissance totale	coefficient M	coef de correction	charge [W]
L.I.N.E	60	17	1020	0,88	1,2	1077,12
TOTAL						1077,12

Apports dus aux machines électriques

Les valeurs des apports dus aux machines électriques qui se trouvent dans ce local sont données au tableau ci-dessous.

type de matériel	Ordinateur	Machines comptables	Réfrigérateur de 200L	Imprimantes	Apport Total [W]
Apports unitaires [W]	600	120	175	110	
Nbre d'appareils	3	1	1	1	
Apports totaux [W]	1800	120	175	110	1605

Apports dus aux infiltrations d'air extérieur

Les valeurs des apports dus aux infiltrations d'air extérieur dans le local sont données au tableau ci-dessous. Seulement le nombre d'ouvertures présentes sur les parois extérieures est plus important. Ce qui nous donne un débit masse d'infiltration d'air extérieur de 2.2kg/hm^3 de local. Les conditions de base à l'extérieur sont donc identiques à celles de l'appartement du premier ministre. Ces conditions nous ont été données par la météo sur une moyenne de 30 ans. Les conditions internes étant partout les mêmes nous obtenons les résultats dans le tableau suivant.

type d'apports	débit massique Q_{mas} (kg/h. m ³)	volume du local (m ³)	enthalpie extérieure h_e (kJ/kgas)	enthalpie interne h_i (kJ/kgas)	humidité relative à l'extérieu $r w_1$	humidité relative à l'intérieur w_2	charge [W] ou en [mg/h]
enthalpie	2,2	300,664	91	49	-----	-----	7717,0427
humidité	2,2	300,664	-----	-----	0,01	0,0234	8863,5747

Apports dus aux vitrages

Contrairement à l'appartement du Président la salle d'accueil ne comporte pas beaucoup de vitrages. Les apports du aux vitrages dans ce local sont consignés dans le tableau suivant.

orientation	Aire (m ²)	coef d'enca drement K ₁	coef de cor rection N	le flux max Φ''(W/m ₂)	coef d'altitude	charge [W]
Est	6,096	1,17	0,6	34	0,974625706	141,807385
ouest	7,9872	1,17	0,6	516	0,974625706	2819,80603
Total						2961,61342

Apports dus aux parois extérieures

Les données de base concernant les épaisseurs des murs utilisées et les natures des matériaux sont les mêmes. Nous considérons que l'ensemble des murs ont la même constitution. Puisque nous avons retrouvé sur place des épaisseurs sensiblement identiques nous considérons dans le calcul l'épaisseur de 24 cm pour une conductibilité thermique identique à celui des murs des autres appartements. Ces données sont :

$$\lambda_m = 3 \quad 1/\lambda_m = 0,333333333$$

$$h_e = 19,4 \quad 1/h_e = 0,051546392$$

$$h_i = 17 \quad 1/h_i = 0,058823529$$

$$e = 0,24 \quad e/\lambda_m = 0,08$$

$$K = 5,252930683 (\text{W/m}^2\text{°C})$$

Orientation	Facteur d'absorption	type de construction	Aire (m ²)	coefficient k (w/m ² °C)	Ecart virtuel de température Δθ _{evcorr}	charges [W]
Est	0,7	moyenne	37,6	5,25293068	10	1382,57136
ouest	0,7	moyenne	35,008	5,25293068	29,9	3848,91392
TOTAL						5231,48528

La charge totale dans la salle d'accueil est :

ΣH _{Os}	19723,3	[W]
ΣM _{Os}	9919,57	g/h

Le bilan global des charges thermiques pour l'ensemble des locaux (appartement premier ministre appartement Président et salon d'accueil) s'établit ainsi :

ΣH_o	90880.4	[W]
ΣM_o	45651	g/h

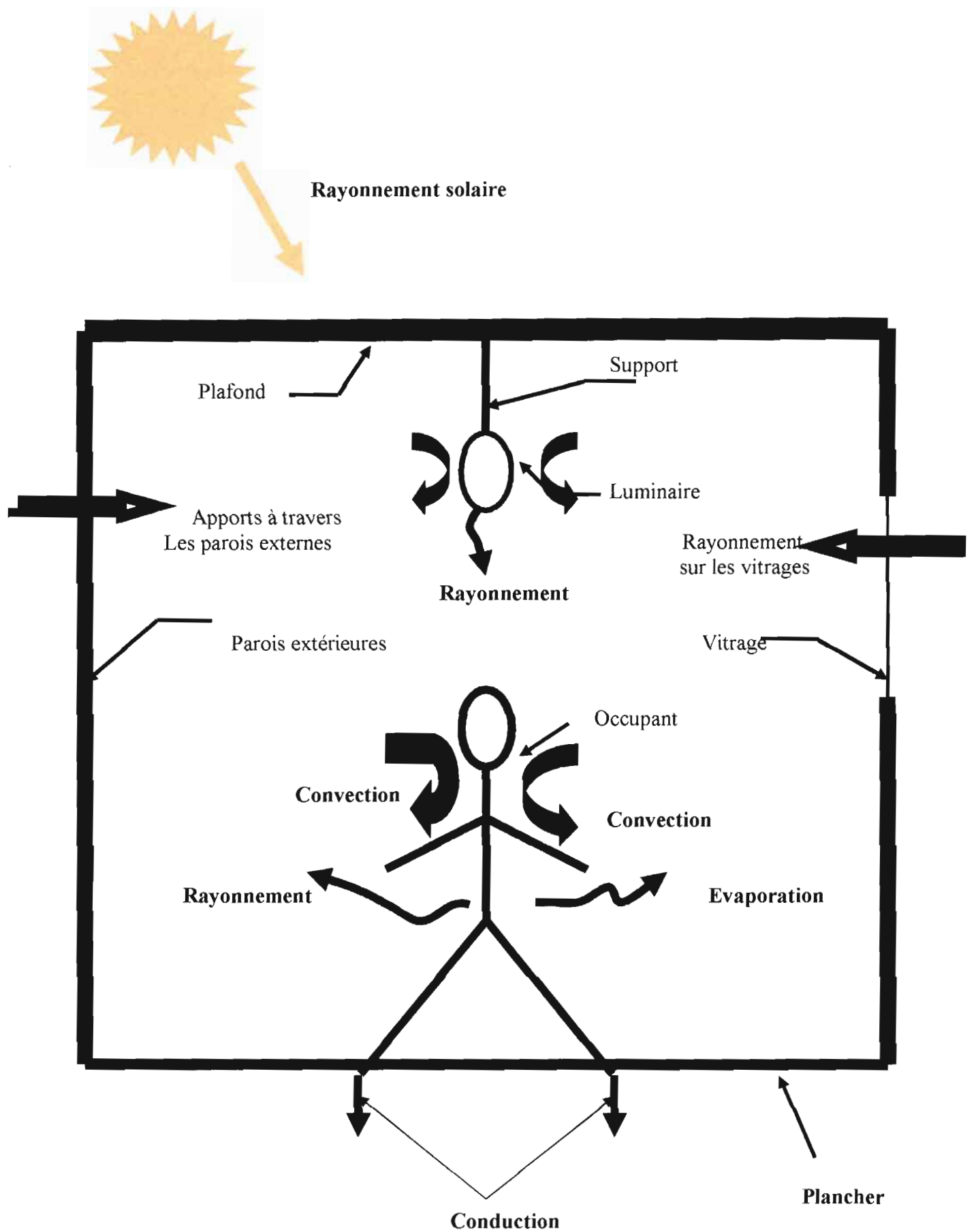


Fig.9 les différents apports de chaleur dans un local

ChapII : DISTRIBUTION DE L'AIR DANS LES LOCAUX

Le calcul du bilan thermique nous a permis de déterminer le débit en masse d'air sec à envoyer dans chacune des zones des différents locaux. Pour distribuer l'air conditionné dans un local d'une façon continue il est nécessaire de prévoir :

- des ventilateurs
- des conduites de distribution
- des clapets de réglage ou de sécurité
- des filtres
- des bouches de soufflage et de reprise d'air

En aéraulique la pression totale d'un fluide en écoulement est donnée par :

$$P_t = P_e + P_d \quad (2.1)$$

P_e : pression effective du fluide

P_d : la pression dynamique du fluide

P_t : pression totale aussi appelée énergie volumique du fluide

La pression dynamique du fluide est déterminée à partir de la connaissance de la vitesse moyenne de l'air dans la section droite de l'écoulement considéré et de la masse volumique de l'air. Elle est donnée par la relation (2.2).

$$P_d = \frac{V_m^2}{2} \rho \quad (2.2)$$

V_m : vitesse moyenne de l'air dans la section considérée

ρ : masse volumique de l'air

A partir des visites effectuées sur le site et des plans des locaux dont nous disposons nous proposons d'installer la centrale de traitement d'air isolé des lieux à climatiser pour réduire les bruits mais aussi les apports de chaleurs dus aux échauffements des machines électriques. L'air ainsi traité est amené dans les locaux à climatiser par l'intermédiaire des gaines. Aussi bien pour le réseau de distribution d'air conditionné que pour le réseau de reprise la tuyauterie utilisée est en acier galvanique. La hauteur des aspérités pour ce type de tuyauterie est $\varepsilon = 0.1\text{mm}$. Les diamètres des différentes conduites sont déterminés à partir de la connaissance du débit en volume dans les différents tronçons du réseau de distribution et du réseau de reprise. Les longueurs des différentes conduites sont relevées sur les schémas des différents

appartements et de l'estimation de la distance qui sépare l'emplacement de la centrale de traitement d'air et des différents locaux à climatiser. Les conditions internes des locaux sont fixées à une température de 24°C différent de 15°C (Conditions dans lesquelles les tables ont été réalisées par le COSTIC) donc les diamètres des différents tronçons sont corrigés pour pouvoir utiliser les tableaux proposés par le C.O.S.T.I.C. Le calcul du nombre de Reynolds nous a permis de caractériser le type d'écoulement pour déterminer les pertes de charge réparties des conduits rugueux (nombre de Reynolds supérieur à 2300). Nous nous sommes rendus compte que les écoulements considérés sont turbulents. Les pertes de charges régulières sont données par les relations (2.3) et (2.4):

$$H_L = j \times L \Rightarrow j = \frac{H_L}{L} \quad (2.3)$$

$$H_L = \Lambda \frac{L}{D} \times \frac{V_m^2}{2} \rho \Rightarrow j = \Lambda \frac{1}{D} \times \frac{V_m^2}{2} \rho \quad (2.4)$$

$$q_V = \Pi \frac{D^2}{4} V_m \Rightarrow j = 0.81 \rho \Lambda \frac{q_v^2}{D} \quad (2.5)$$

$$Re = \frac{V_m D}{\nu} \quad (2.6)$$

$$\Lambda = f\left(\frac{\varepsilon}{D}, Re\right) \quad (2.7)$$

H_L : pertes de charge régulières en Pa

j : pertes de charge par unité de longueur lues sur les tables (Pa/m)

Λ : coefficient de perte de charge unitaire

Re : nombre de Reynolds qui permet de caractériser l'écoulement

D : diamètre de la conduite considérée

ε/D : rugosité relative de la conduite

ν : viscosité cinématique de l'air à la température donnée (m^2/s)

q_v : le débit volumique dans le tronçon considéré (m^3/s)

Les pertes de charges singulières dues aux changements de direction ou de section sont données par la relation suivante :

$$H_s = \xi \frac{V_m^2}{2} \rho \quad (2.8)$$

H_s : pertes de charges singulières en Pa

ξ : coefficient de perte de charge singulière

Les pertes de charge totales dans les réseaux de distribution et de reprise sont obtenues par la somme des pertes de charge singulières et des pertes de charges régulières. Au niveau du réseau de distribution la détermination de la perte de charge au point le plus défavorisé nous permet de dimensionner le ventilateur de soufflage. Le dimensionnement du ventilateur de reprise est effectué de façon similaire. La lecture des pertes de charges par unité de longueur est faite à partir des paramètres corrigés à savoir q_{ve} et D_e . Le débit fictif (débit à la condition de 15°C et de 101325Pa de pression) q_{ve} est donné par la relation suivante :

$$q_{ve} = a q_v \quad (2.9)$$

a : coefficient de correction donné par le tableau IX des annexes

Nous pouvons donc en déduire que : $D_e = \sqrt{\frac{4q_{ve}}{\Pi V_m}} \quad (2.10)$

D_e : diamètre équivalent (m)

I CALCUL DU DEBIT D'AIR DANS LES DIFFERENTS LOCAUX

Le bilan thermique nous a permis de connaître les charges thermiques à vaincre dans chaque local. En se fixant un écart de soufflage entre la température intérieure du local et la température de l'air à souffler dans le local ($\theta_i - \theta_s$) nous en déduisons les débits d'air destiné à dans chaque local. Pour une climatisation de confort les écarts de soufflage recommandés sont compris dans l'intervalle [8,5°C, 13,5°C]. Dans le cadre de notre étude nous nous fixons un écart de soufflage de 10°C. Le calcul des différents débits à envoyer dans les différents locaux à climatiser est donné par les formules (2.11) et (2.12) :

$$q_{mas} = \frac{\sum H_o}{h_i - h_s} \quad (2.11)$$

$$\Gamma_s \cong \Gamma_i \Rightarrow q_{mas} = \frac{\sum H_o}{\theta_i - \theta_s} \quad (2.12)$$

L'application de ces formules nous permet de déterminer les débits d'air à envoyer dans les différents locaux (appartement du Président, appartement du premier ministre et salle de séjour).

1 DEBIT D'AIR DANS L'APPARTEMENT PREMIER MINISTRE

Locaux	Zone 1et2	Zone3	Zone4	Zone5	Total
Q_{mas}	1,396951677	0,76029527	0,38823719	0,18467805	2,730162192

2 DEBIT D'AIR DANS L'APPARTEMENT PRESIDENT

Locaux	Zone 1	Zone2	Zone3	Zone4	Zone5	Total
Q_{mas}	2,721972633	0,43585136	0,70119077	0,12663416	0,399900001	4,38554893

3 DEBIT D'AIR DANS LA SALLE DE SEJOUR

$$Q_{mas} = 1.972326136 \text{ kgas/s}$$

Ce qui nous donne un débit global de 9.088037253kgas/s

II ETUDE DU RESEAU DE DISTRIBUTION DE L'AIR SOUFFLE

L'étude du réseau de distribution de l'air conditionné se fait sur la base du calcul des différents débits d'air à envoyer dans les différents locaux. Le réseau de distribution (voir en annexe réseau de distribution) que nous avons proposé est conçu en tenant compte de la position des différents bouches de soufflage dans les différents locaux. Les conditions internes sont fixées par le cahier des charges. Avec l'écart de soufflage de 10°C que nous nous sommes fixé nous en déduisons les températures de soufflage et le volume spécifique de l'air soufflé en considérant que cet air a une même humidité relative que l'ambiance du local à climatiser.

$$\begin{cases} \theta_i = 24^\circ\text{C} \\ \phi_i = 53\% \\ \Gamma_i = 0.0098\text{kg/kgas} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \theta_s = 14^\circ\text{C} \\ \Gamma_s = \Gamma_i = 0.0098\text{kg/kgas} \\ V_h = 0.826\text{m}^3/\text{kgas} \end{cases}$$

Les résultats du calcul des différents paramètres du réseau de distribution de l'air conditionné sont consignés sous forme de tableaux.

1 LES PERTES DE CHARGE REGULIERES

tronçons	OA	AB	BC	CD	DE	EF	EG	GH	GI	CJ	JJ1	J1J2	J1K	JL	LM
Q_{mas}	9,088	9,088	4,7025	1,3332	0,945	0,1847	0,7603	0,3801	0,3801	3,3693	1,397	0,6985	0,6985	1,9723	0,9862
Q_v	7,5067	7,5067	3,8843	1,1012	0,7805	0,1525	0,628	0,314	0,314	2,783	1,1539	0,5769	0,5769	1,6291	0,8146
vitesse (m/s)	5	5	5	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
diamètre (mm)	1521,3	1521,3	1094,3	752,24	633,31	279,97	568,06	401,68	401,68	1195,8	770,01	544,48	544,48	914,95	646,97
longueur (m)	25	4,5	8	2,5	1,5	1,5	3,9	1,5	1,5	3,26	0,75	0,2	8,8	3,26	11,74
ε (mm)	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
ε/D	7E-05	7E-05	9E-05	0,0001	0,0002	0,0004	0,0002	0,0002	0,0002	8E-05	0,0001	0,0002	0,0002	0,0001	0,0002
$v (*10^5)$	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Re	507103	507103	364775	150448	126662	55994	113613	80337	80337	239169	154002	108896	108896	182989	129393
Q_{ve}	7,4617	7,4617	3,8609	1,0946	0,7759	0,1516	0,6242	0,3121	0,3121	2,7663	1,147	0,5735	0,5735	1,6194	0,8097
D_e (m)	1,3788	1,3788	0,9918	0,6818	0,574	0,2537	0,5148	0,3641	0,3641	1,0838	0,6979	0,4935	0,4935	0,8292	0,5864
j (Pa/m)	0,12	0,12	0,45	0,13	0,14	0,6	0,25	0,12	0,12	0,16	0,17	0,25	0,25	0,15	0,19
H_L (Pa)	3	0,54	3,6	0,325	0,21	0,9	0,975	0,18	0,18	0,5216	0,1275	0,05	2,2	0,489	2,2306

tronçons	LN	MO	BP	PQ	QR	PS	ST	TU	TX	XV	XW	XY	YZ ₁	YZ ₂
q_{mas}	0,9862	0,9862	4,3855	2,722	1,361	1,6636	1,5369	0,3999	1,137	0,3506	0,3506	0,4359	0,2179	0,2179
q_v	0,8146	0,8146	3,6225	2,2483	1,1242	1,3741	1,2695	0,3303	0,9392	0,2896	0,2896	0,36	0,18	0,18
vitesse (m/s)	3	3	5	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
diamètre (mm)	588,12	588,12	960,69	977,09	690,91	763,86	734,22	374,52	631,51	350,67	350,67	390,99	276,47	276,47
longueur (m)	3,26	3,26	4,5	0,97	4,6	2	2	2	3,26	2,26	2,26	7,2	1,32	1,32
ε (mm)	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
ε/D	0,0002	0,0002	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001	0,0003	0,0002	0,0003	0,0003	0,0003	0,0004	0,0004
$v(*10^5)$	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Re	117625	117625	320229	195419	138182	152773	146843	74903	126303	70134	70134	78198	55294	55294
q_{ve}	0,8097	0,8097	3,6007	2,2349	1,1174	1,3659	1,2619	0,3283	0,9336	0,2879	0,2879	0,3579	0,1789	0,1789
D_e (m)	0,5864	0,5864	0,9578	0,9742	0,6888	0,7616	0,732	0,3734	0,6296	0,3496	0,3496	0,3898	0,2756	0,2756
j (Pa/m)	0,19	0,19	0,3	0,28	0,14	0,13	0,24	0,35	0,18	0,4	0,4	0,35	0,35	0,35
H_L (Pa)	0,6194	0,6194	1,35	0,2716	0,644	0,26	0,48	0,7	0,5868	0,904	0,904	2,52	0,462	0,462

2 EVALUATION DES PERTES DE CHARGES SINGULIERES

Coudes	A	R	U	V	W	Z1	Z2	M	H	I	F	K	N	O
ξ	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
$V^2/2$	12,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5
V_h	0,826	0,826	0,826	0,826	0,826	0,826	0,826	0,826	0,826	0,826	0,826	0,826	0,826	0,826
Hs (Pa)	18,16	6,5375	6,5375	6,5375	6,5375	6,5375	6,5375	6,5375	6,5375	6,5375	6,5375	6,5375	6,5375	6,5375

Tés	B	C	E	G	J	L	P	T	X	Y	S	Q	D	J1
ξ	1	1,4	1	2	1	1	1,25	1	7	2	1	1	1	1
$V^2/2$	12,5	12,5	4,5	4,5	4,5	4,5	12,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5
V_h	0,826	0,826	0,826	0,826	0,826	0,826	0,826	0,826	0,826	0,826	0,826	0,826	0,826	0,826
q_{v2}/q_v	0,5174	0,2835	0,1954	0,5	0,4146	0,5	0,3793	0,7398	0,3083	0,5	0,9239	0,5	0,7088	0,5
A_1/A	0,3988	1,1941	0,8046	0,5	0,5854	0,2073	1,0344	0,2602	0,3083	0,5	0,9239	0,5	0,7088	0,5
Hs (Pa)	15,133	21,186	5,4479	10,896	5,4479	5,4479	18,916	5,4479	38,136	10,896	5,4479	5,4479	5,4479	5,4479

3 CALCUL DE LA PRESSION AUX POINTS LES PLUS DEFAVORISES AU NIVEAU DU CIRCUIT

Points	R	Z ₁	Z ₂	K	H	I	O	N
Patm	101325	101325	101325	101325	101325	101325	101325	101325
ΔH_{tot} (Pa)	70,001	112,74	112,28	83,07	91,639	91,639	99,517	96,667
Pression	101255	101212	101213	101242	101233	101233	101225	101228

4 DIMENSIONNEMENT DU VENTILATEUR DE SOUFFLAGE

Le ventilateur est l'organe qui assure l'écoulement continu de l'air dans les réseaux de distribution et de reprise. C'est une turbomachine entretenant l'écoulement de l'air qui reçoit ainsi en la traversant une énergie mécanique utilisable. Le calcul des pertes de charges jusqu'aux points les plus défavorisés du circuit a été effectué sans tenir compte des pertes au niveau du caisson et des diffuseurs d'air dans les locaux. Le calcul des pertes de charge au niveau de ces éléments peut être très complexe. Ainsi nous prenons comme hypothèse que les pertes de charges qu'ils occasionnent dans le circuit représentent 20% des pertes totales. Pour que l'air puisse arriver dans les locaux avec les conditions de pression désirées le ventilateur devra apporter au fluide une énergie qui équivaut au minimum à l'énergie perdue par l'air dans les tuyauteries de distribution. L'énergie apportée par le ventilateur au fluide est donnée par la relation (2.13) :

$$W_u = \Delta P \times q_{vm} \quad (2.13)$$

ΔP : charge du ventilateur ou pression du ventilateur (Pa)

q_{vm} : débit en volume moyen dans le tronçon considéré (m^3/s)

$$\begin{aligned} \Delta P &= (1 + 20\%) \Delta H_{TotMax} \Rightarrow \\ W_u &= (1 + 20\%) \Delta H_{TotMax} \times q_{vm} \quad (2.14) \end{aligned}$$

$$\Delta P = 135.29 \text{ Pa}$$

$$W_u = 1015.6 \text{ W}$$

5 CHOIX DU MOTEUR ENTRAINANT LE VENTILATEUR DE SOUFFLAGE

Le ventilateur de soufflage est entraîné par un moteur asynchrone. Nous utilisons une marge de sécurité de 20% pour un meilleur entraînement. La puissance du moteur à choisir est donc $W_m = (1+20\%) W_u$. Nous obtenons une puissance de 1218.7W. Les moteurs

asynchrones étant généralement normalisés nous prenons donc un moteur dont la puissance normalisée est plus proche de la puissance calculée tout en étant tout de même supérieure à la valeur trouvée. Nous choisissons donc un moteur de puissance nominale 1.5kW.

III Etude du réseau de reprise de l'air soufflé dans les conduites

Pour éviter qu'il y'ait une surpression ou une dépression au niveau des locaux à climatiser le débit en masse d'air sec soufflé est le même que le débit en masse d'air sec repris. En effet la différence entre le débit en volume de soufflage et le débit en volume de reprise est due au fait que les conditions intérieures du local sont différentes des conditions de soufflage de l'air dans les locaux. Nous supposons dans notre étude que les déperditions thermiques dans les tuyauteries sont négligeables (tuyauterie calorifugée). Ainsi du réseau de reprise jusqu'au caisson nous considérons donc que l'air garde les caractéristiques identiques à ceux du local. Ces caractéristiques étant :

$$\begin{cases} \theta_i = 24^{\circ}\text{C} \\ \varphi_i = 53\% \Rightarrow V_h = 0.893 \\ \Gamma_i = 0.0098\text{kg/k gas} \end{cases}$$

Le calcul des caractéristiques du réseau de reprise se fait de façon identique au calcul des caractéristiques du réseau de distribution. Les résultats sont consignés sous forme de tableaux.

1 LES PERTES DE CHARGE REGULIERES

tronçons	Z_2Z_1	Z_1X	Z_3Z_1	YX_1	ZX_1	X_1U	WU	VU	UR	SR	TR	RQ	PN	ON	NM	QM
Q_{mas}	1,361	2,722	1,361	0,1266	0,3999	0,5265	0,3506	0,3506	1,2277	2,9399	0,2179	4,3855	0,9862	0,9862	1,9723	4,3855
Q_v	1,2154	2,4307	1,2154	0,1131	0,3571	0,4702	0,3131	0,3131	1,0964	2,6253	0,1946	3,9163	0,8806	0,8806	1,7613	3,9163
vitesse (m/s)	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	5	3	3	3	5
diamètre (mm)	760,04	1074,9	760,04	231,84	411,99	472,74	385,75	385,75	721,87	1117,1	304,13	1056,8	646,97	646,97	914,95	1056,8
longueur (m)	2	7,48	2	1,2	1,2	7,02	1,32	1,32	3,5	2,64	2,64	1	7,5	1,3	1	4
ε (mm)	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
ε/D	0,0001	9E-05	0,0001	0,0004	0,0002	0,0002	0,0003	0,0003	0,0001	9E-05	0,0003	9E-05	0,0002	0,0002	0,0001	9E-05
$v (*10^5)$	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Re	152007	214970	152007	46367	82397	94548	77151	77151	144373	223410	60826	352268	129393	129393	182989	352268
Q_{ve}	1,2081	2,4161	1,2081	0,1124	0,355	0,4674	0,3112	0,3112	1,0898	2,6096	0,1934	3,8928	0,8754	0,8754	1,7507	3,8928
D_e (m)	0,7162	1,0129	0,7162	0,2185	0,3882	0,4455	0,3635	0,3635	0,6803	1,0527	0,2866	0,9959	0,6097	0,6097	0,8622	0,9959
j (Pa/m)	0,23	0,15	0,23	0,7	0,35	0,4	0,4	0,4	0,12	0,12	0,4	0,16	0,3	0,3	0,12	0,3
H_L (Pa)	0,46	1,122	0,46	0,84	0,42	2,808	0,528	0,528	0,42	0,3168	1,056	0,16	2,25	0,39	0,12	1,2

tronçons	GE	FE	KH₁	LH₁	IH	JH	H₁H	HD	ED	DC	CB	BA	MC	AB₁	AB₂
Q_{mas}	0,6985	0,6985	0,3882	0,1847	0,3801	0,3801	0,5729	1,3332	1,397	2,7302	9,088	9,088	6,3579	8,7713	0,3167
Q_v	0,5769	0,5769	0,3207	0,1525	0,314	0,314	0,4732	1,1012	1,1539	2,2551	7,5067	7,5067	5,2516	7,2451	0,2616
vitesse (m/s)	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	5	5	5	5
diamètre (mm)	494,96	494,96	369,01	254,51	365,15	365,15	448,27	683,82	699,98	978,56	1785,4	1382,9	1156,7	1358,6	258,16
longueur (m)	4,87	11,39	2,5	2,5	2,02	2,02	4,87	0,5	3,89	0,5	4,5	38,765	4,5	4	5
ε (mm)	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
ε/D	0,0002	0,0002	0,0003	0,0004	0,0003	0,0003	0,0002	0,0001	0,0001	0,0001	6E-05	7E-05	9E-05	7E-05	0,0004
v (*10 ⁵)	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Re	98992	98992	73803	50902	73030	73030	89654	136765	139996	195713	357075	460982	385572	452879	86055
Q_{ve}	0,5735	0,5735	0,3188	0,1516	0,3121	0,3121	0,4704	1,0946	1,147	2,2416	7,4617	7,4617	5,2201	7,2017	0,26
D_e (m)	0,4935	0,4935	0,3679	0,2537	0,3641	0,3641	0,4469	0,6818	0,6979	0,9756	1,78	1,3788	1,1532	1,3546	0,2574
j (Pa/m)	0,25	0,25	0,8	0,6	0,4	0,4	0,35	0,13	0,13	0,18	0,14	0,15	0,26	0,18	1,8
H_L (Pa)	1,2175	2,8475	2	1,5	0,808	0,808	1,7045	0,065	0,5057	0,09	0,63	5,8148	1,17	0,72	9

2 LES PERTES DE CHARGES SINGULIERES

Coudes	B	K	L	I	J	F	G	P	Q	T	Z ₂	Z ₁	S
ξ	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
$V^2/2$	12,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	12,5	4,5	4,5	4,5	4,5
V_h	0,893	0,893	0,893	0,893	0,893	0,893	0,893	0,893	0,893	0,893	0,893	0,893	0,893
Hs (Pa)	16,797	6,047	6,047	6,047	6,047	6,047	6,047	6,047	16,797	6,047	6,047	6,047	6,047

Coudes	Y	Z	W	V	P ₁	N ₁
ξ	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
$V^2/2$	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5
V_h	0,893	0,893	0,893	0,893	0,893	0,893
Hs (Pa)	6,047	6,047	6,047	6,047	6,047	6,047

Tés	A	C	D	E	H	H1	N	R	X	Z ₁	U	X ₁	M
ξ	1,3	5,4	1,2	1,2	1,6	5,4	1,2	2,8	4,4	1,2	1,6	1	2,8
$V^2/2$	12,5	12,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	12,5	4,5	4,5	4,5	4,5	12,5
V_h	0,893	0,893	0,893	0,893	0,893	0,893	0,893	0,893	0,893	0,893	0,893	0,893	0,893
q_{v2}/q_v	0,9652	0,6996	0,5117	0,5	0,4297	0,6777	0,5	0,6704	0,9259	0,5	0,4289	0,2405	0,7457
A_1/A	0,0348	0,3004	0,4883	0,5	0,2851	0,3223	0,5	0,4666	0,4176	0,5	0,2856	0,7595	0,6257
Hs (Pa)	18,197	75,588	6,047	6,047	8,0627	27,212	6,047	39,194	22,172	6,047	8,0627	5,0392	39,194

3 CALCUL DE LA PRESSION AUX POINTS LES PLUS DEFAVORISES AU NIVEAU DU CIRCUIT

chemin	Z _{2_B1}	Z _{2_B2}	Z _{3_B1}	Z _{3_B2}	Y__B ₁	Y__B ₂	Z__B ₁	Z__B ₂
Patm	101325	101325	101325	101325	101325	101325	101325	101325
ΔH _{tot} (Pa)	218,16	226,44	218,16	226,44	191,42	199,7	191,42	199,7
Pression	101107	101099	101107	101099	101134	101125	101134	101125

4 DIMENSIONNEMENT DU VENTILATEUR DE REPRISE

Le rôle du ventilateur de reprise est de permettre un écoulement continu d'une partie du fluide jusqu'au caisson de traitement d'air et rejeter l'autre partie à l'atmosphère. Pour ce faire il doit apporter une énergie nécessaire à l'écoulement du fluide jusqu'aux points les plus défavorisés du réseau. Le calcul des pertes de charges dans le réseau de reprise a été effectué sans tenir compte des pertes au niveau des bouches de reprise. Nous admettons de façon arbitraire que ces pertes représentent 5% des pertes totales au niveau du réseau. En se référant au chemin le plus défavorisé ($\Delta P = 226.44$ Pa) le ventilateur obtenu a les caractéristiques suivantes :

$$\Delta P = (1 + 5\%) \Delta H_{\text{TotMax}} \Rightarrow$$

$$W_u = (1 + 5\%) \Delta H_{\text{TotMax}} \times q_{V_m} \quad (2.15)$$

$$\Delta P = 237.77 \text{ Pa}$$

$$W_u = 1784.8 \text{ W}$$

5 CHOIX DU MOTEUR ENTRAINANT LE VENTILATEUR DE REPRISE

La procédure de choix de moteur pour entraîner le ventilateur de reprise est la même que celle utilisée dans le choix du moteur du ventilateur de soufflage. Nous utilisons une marge de 20%. Nous obtenons un moteur dont la puissance $W_m = 2141.8 \text{ W}$. nous choisissons un moteur de puissance nominale 2.2kW pour assurer ce service.

Pour ce qui est des circuits de commande de ces moteurs nous allons en revenir dans la partie régulation du projet.

Chap.III : ANALYSE ET DIMENSIONNEMENT DES APPAREILS

I DIMENTIONNEMENT DES APPAREILS

1 DEFINITION

Un système de climatisation est l'ensemble du matériel dont les fonctions essentielles sont :

- **De préparer l'air à distribuer** dans les locaux à des caractéristiques bien déterminées (température sèche où humide, l'humidité absolue où relative, la pureté, la vitesse de soufflage, le niveau sonore au niveau de la bouche de soufflage...).
- **De distribuer l'air traité** dans les locaux à climatiser par l'intermédiaire de conduits et d'appareils terminaux.

Un **procédé de climatisation** est défini par le principe de conditionnement de l'air auquel les systèmes de climatisation font appel.

2 CLASSIFICATION DES EQUIPEMENTS

Tout système de climatisation comprend nécessairement les équipements suivants :

- ✓ **EQUIPEMENTS DE TRAITEMENT CENTALISES** : ils préparent les fluides primaires qui sont ensuite distribués aux équipements terminaux.

Ils sont situés dans la centrale pour notre cas, car on est dans le cas d'installations moyennes de climatisation.

Les fluides primaires sont :

- soit de l'air chaud et froid
 - soit de l'eau chaude et glacée
 - soit de l'air et de l'eau simultanément
 - soit en fin un fluide frigorigène
- ✓ **EQUIPEMENTS TERMINAUX** : ils sont toujours situés dans où à proximité des locaux à climatiser ; ils reçoivent les fluides primaires et les utilisent pour préparer l'air à souffler directement dans les locaux. Ces appareils peuvent être très complexes ou composé d'une simple bouche de soufflage.
 - ✓ **EQUIPEMENTS INTERMEDIAIRES ET ACCESSOIRES** : entre les équipements centralisés, les équipements terminaux et les locaux à climatiser, les fluides primaires et l'air soufflé sont distribués par des conduits et des tuyauteries comportant un certain nombre d'accessoires de fonctionnement (clapets d'air, robinets, filtres, etc....).
 - ✓ **EQUIPEMENTS DE REGULATION ET DE SECURITE** : ils comprennent les appareils de mesure, de réglage et de sécurité (thermostats, manostats, régulateurs, détecteurs d'incendie et trappes de désenfumages).

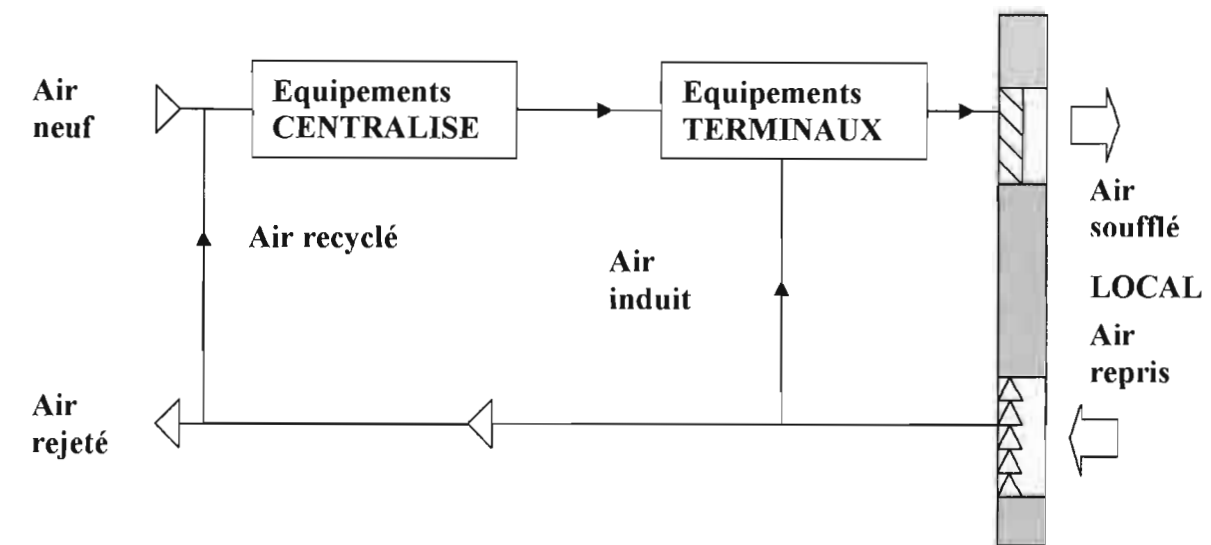


Fig.10 : Différents équipements d'un système de climatisation

3 **CLASSIFICATION DES PROCÉDES**

Pour classer de manière simple et complète l'ensemble des procédés de climatisation actuellement utilisés, nous ferons appel à la nature des fluides primaires distribués aux appareils terminaux.

Deux fluides primaires sont essentiellement utilisés.

Nous distinguerons par conséquent :

- Les procédés faisant uniquement appel à l'air : procédés à air total.
- Les procédés faisant uniquement appel à l'eau : procédés à eau pulsée.
- Les procédés faisant appel à la fois à l'air et à l'eau : procédés mixtes.
- Les procédés faisant appel aux réfrigérants : procédés à détente directe.

a°) **PROCEDES DE CLIMATISATION A AIR TOTAL**

Le seul fluide primaire utilisé ici est l'air conditionné et préparé par les équipements centralisés. Par la manière de distribution on distingue plusieurs types de systèmes :

- **Les systèmes à un seul conduit et à débit d'air constant (DAC).** Ces systèmes distribuent directement l'air primaire aux bouches de soufflage. Exemples :
 - les systèmes compacts (les climatiseurs individuels, les armoires de climatisation).
 - les systèmes dissociés (les systèmes unizones sans réchauffage terminal (au niveau du local) qui se divisent en plusieurs catégories : Centrales de traitement d'air unizones, les Centrales de traitement d'air unizones installées à l'extérieur (Roof top), les centrales unizones avec réchauffage terminal qui travaillent en fonction des saisons (trop cher). Les systèmes multi zones

- **Les systèmes à un seul conduit et à débit d'air variable (DAV) :** pour ce système nous avons une température constante mais un débit variable.
- **Les systèmes à induction :** ces systèmes distribuent par un seul conduit de l'air primaire à des inducteurs de plafond ou d'allège.
- **Les systèmes à deux conduits (dual duct).** Les appareils terminaux sont ici des « boîtes de mélange ». A la sortie de ces boîtes l'air est soufflé directement dans les locaux à température variable mais à débit constant.

b°) **PROCEDES DE CLIMATISATION A EAU PULSEE**

Ici le seul fluide primaire est de l'eau pulsée et préparée par des équipements groupés en centrale. On distingue plusieurs types :

- **Les systèmes à ventilo-convecteurs :** un réseau de tuyauterie distribue de l'eau dans une batterie incorporée dans un appareil terminal appelé **ventilo-convecteur** qui est installé alors dans le local à climatiser.
- **Les systèmes de rafraîchissement des locaux :** ces systèmes ne peuvent pas climatiser totalement les locaux ; ils permettent seulement, et surtout de réduire les charges intérieures par un rafraîchissement localisé.

Ces systèmes ne peuvent être utilisés pour notre cas car demandant des moyens très élevés.

c°) **PROCEDES DE CLIMATISATION MIXTES (AIR ET EAU)**

Les deux fluides primaires sont de l'eau et de l'air qui sont préparés en centrales (centrale d'air primaire et centrale d'eau glacée) et ensuite pulsé et distribué aux appareils terminaux situés dans le local à climatiser. On distingue plusieurs types qui sont différenciés par le type d'appareil terminal :

- **Les systèmes inducteurs à éjecto-convecteurs :** l'air primaire est pulsé à une température qui dépend de la saison dans le caisson de l'éjecto-convecteurs ; par induction, une certaine quantité d'air repris est mélangé à l'air intérieur de l'appareil. L'induction, le mélange, le refroidissement ont pour seul moteur la détente de l'air primaire admis sous une certaine pression dans l'éjecto-convecteurs.
- **Les systèmes à air total avec réchauffage ou refroidissement terminal :** c'est le même procédé que les procédés de climatisation à air : systèmes unizones avec réchauffage terminal, systèmes multi zones avec réchauffage terminal, systèmes DAV avec réchauffage terminal, systèmes à deux conduits avec boîtes de mélange et réchauffage (ou refroidissement) terminal.

Du fait de la distance entre la centrale et les locaux et de leurs grandeurs il est impossible d'utiliser les DAC. Le coût d'installation et d'exploitation étant très élevé pour les systèmes à induction et à deux conduits donc pour notre cas parmi ces types le meilleur est un système **DAV**. Ainsi il permet des économies tant à l'investissement qu'à l'exploitation du fait de la proportionnalité des débits soufflés (donc de l'énergie consommée) aux charges réelles des locaux à climatiser, alors que l'investissement est 30% moins élevé que celui à débit constant en raison de la réduction de puissance des appareils installés en centrale. Il permet aussi une très grande variété d'application grâce à sa souplesse de fonctionnement, à leur régulation et surtout par la possibilité de leur associer d'autres systèmes complémentaires (refroidissement simultané). Il permet aussi une climatisation intégrée.

4 SYSTEMES A UN CONDUIT ET A DEBIT D'AIR VARIABLE

Ils permettent de distribuer et de souffler dans le bâtiment à climatiser **un débit d'air primaire variable** en fonction des charges à compenser à l'intérieur des locaux ; seules la **température et l'humidité** de cet air étant constantes. Par conséquent, l'intérêt du système à débit d'air variable est de ne distribuer dans les locaux que la quantité d'air indispensable et nécessaire pour obtenir les conditions intérieures de température, d'humidité et de ventilation. L'économie d'énergie est maximale.

a°) Principe :

A l'intérieur d'un local dont les charges de climatisation H_o varient d'un moment à un autre, il n'est possible de maintenir constants la température et le degré hygrométrique que si le débit d'air soufflé Q_{mas} est proportionnel aux charges à compenser et si la température et le degré hygrométrique de l'air soufflé sont constants.

En effet, le débit en masse de soufflage Q_{mas} est donné par la relation (3.1)

$$q_{mas} = \frac{H_o}{h_s - h_i} \quad (3.1)$$

q_{mas} : débit massique de l'air soufflé dans le local à climatiser [kgas/s]

h_s : enthalpie spécifique constante de l'air soufflé [J/kgas]

h_i : enthalpie spécifique constante de l'air du local [J/kgas]

H_o : « charges » du local [watt]. Elles peuvent être **positives** s'il s'agit d'apports proprement dits, ou **négatives** s'il s'agit de déperditions.

q_{mas} est donc directement proportionnel à H_o .

Le principe du système à débit variable d'air soufflé est donc d'adapter le débit de soufflage aux charges variables des locaux à climatiser de façon à obtenir des conditions intérieures constantes.

Pour faire varier le débit de soufflage dans les locaux à climatiser, on fait appel soit à des clapets d'air, soit à des **diffuseurs spéciaux** (unités terminales de soufflage) susceptibles de distribuer l'air primaire avec un taux de brassage satisfaisant aussi bien aux grands débits qu'aux très faibles débits.

Selon l'importance des variations de débits dans les réseaux de l'installation, on peut utiliser :

- soit des **ventilateurs de soufflage à débit sensiblement constant** lorsque le débit à assurer dans les réseaux varie dans de faibles proportions.

- soit des **ventilateurs à débit variable** lorsque les variations de débit sont grandes.

Il est aussi possible de réaliser un débit d'air variable dans les locaux à climatiser en soufflant périodiquement des « **trains** » ou « **impulsion d'air** » à débit et température constants. La durée de soufflage de ces impulsions est fonction des charges des locaux. Un registre d'air asservi à un thermostat d'ambiance dirige l'air primaire tantôt vers le diffuseur du local, tantôt vers les conduits de reprise. L'intérêt de ce procédé est d'avoir un débit d'air constant dans les réseaux de soufflage et de reprise de l'installation par conséquent des ventilateurs standard à débit constant.

Les systèmes à un seul conduit et à débit d'air variable peuvent être **utilisés seuls ou en liaison avec d'autres systèmes de climatisation indépendants**. Ainsi, un système à débit d'air variable DAV peut assurer seulement la climatisation des locaux ayant besoin d'un rafraîchissement en toute saison (en raison de leur situation et de leurs charges), alors que la climatisation des autres locaux peuvent être réalisés par un système indépendant à débit d'air constant DAC par exemple.

b°) Classification

On peut classer les différents types de systèmes à débits variable suivant des critères très variés, tels que :

- Le principe de fonctionnement
- Les principes de variations du débit
- Le type de diffuseurs terminaux
- Les applications diverses
- Etc.

Nous retiendrons pour classer ces systèmes le critère de principe de fonctionnement.

Selon ce principe, les principaux systèmes à débits d'air variable et à un seul conduit peuvent se classer en quatre catégories :

- Les systèmes DAV **sans réchauffage terminal**
- Les systèmes DAV **avec réchauffage terminal**
- Les systèmes DAV **à impulsions d'air**
- Les systèmes DAV **associés à un autre système de climatisation indépendant** (trop encombrant pour notre cas)

Le système approprié pour notre cas est le système DAV sans réchauffage terminal.

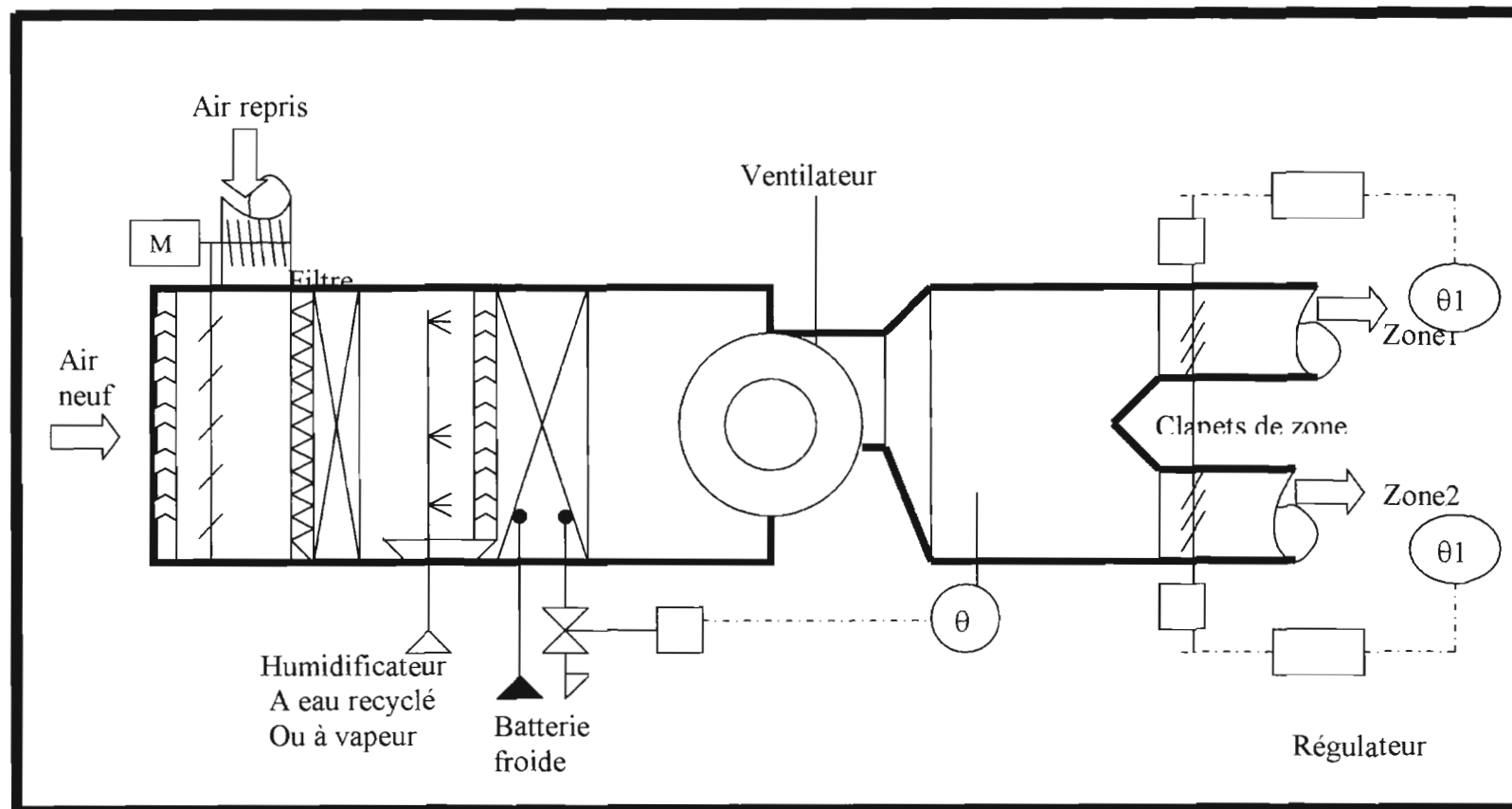


Fig.11 : Schéma général du traitement d'air dans le cas d'un système à débit d'air variable

Les systèmes DAV à débit d'air variable sans réchauffage terminal

C'est le plus simple des systèmes à débit variable. Il permet le rafraîchissement des locaux sans qu'il soit possible de rafraîchir simultanément des zones différentes d'un bâtiment.

○ **Description :**

La centrale comprend :

- Une **centrale de traitement de l'air de type uni zone** qui permet successivement :

Le **mélange** de l'air neuf et d'air recyclé grâce à des clapets motorisés

Le **filtrage** de l'air mélangé

L'**humidification** éventuelle de l'air

Le **refroidissement** de l'air mélangé

- Un **distributeur** de l'air vers les locaux à climatiser grâce à un ventilateur à débit constant ou à débit variable selon l'importance des variations de débit.

Les variations de débit dans les différentes zones ou dans les locaux seront obtenues au moyen de **clapets motorisés** ou de **bouches de soufflage** spéciales (diffuseurs d'air).

- Un **réseau de conduits à basse vitesse** (2 à 6[m/s]) distribuant l'air primaire dans chaque zone.

Le débit d'air dans chaque zone est modulé par des clapets d'air motorisés et asservis à un thermostat de zone ou à un thermostat d'ambiance situé dans un local témoin.

Les clapets peuvent être :

A commande électronique

A commande pneumatique

Ils sont constitués : soit des lames parallèles, soit lames inversées, soit par des lamelles gonflables commandées de façon pneumatique.

L'inconvénient des clapets d'air à lames rigides est d'être bruyants et de « siffler » lorsqu'ils sont presque fermés. D'autre part, ils ne sont pas étanches à fermeture complète.

Seuls les clapets d'air pneumatiques (pneuma valves) ont un fonctionnement satisfaisant : ils permettent un fonctionnement silencieux et un contrôle précis des débit d'air. Alors que les clapets rigides à lames métalliques ne peuvent être utilisés qu'en basse vitesse, les clapets pneumatique peuvent être traversé par de l'air circulant entre 10 et 15[m/s].

- Des **diffuseur d'air terminaux** permettant une répartition correcte de l'air soufflé aussi bien au débit maximal qu'au débit minimal requis.

Les différents types de diffuseurs d'air utilisé dans les installations à débits variables sont les suivants :

Les **diffuseurs d'air à section de soufflage constante** et réglable constitué par des orifices linéaires, circulaires ou rectangulaires.

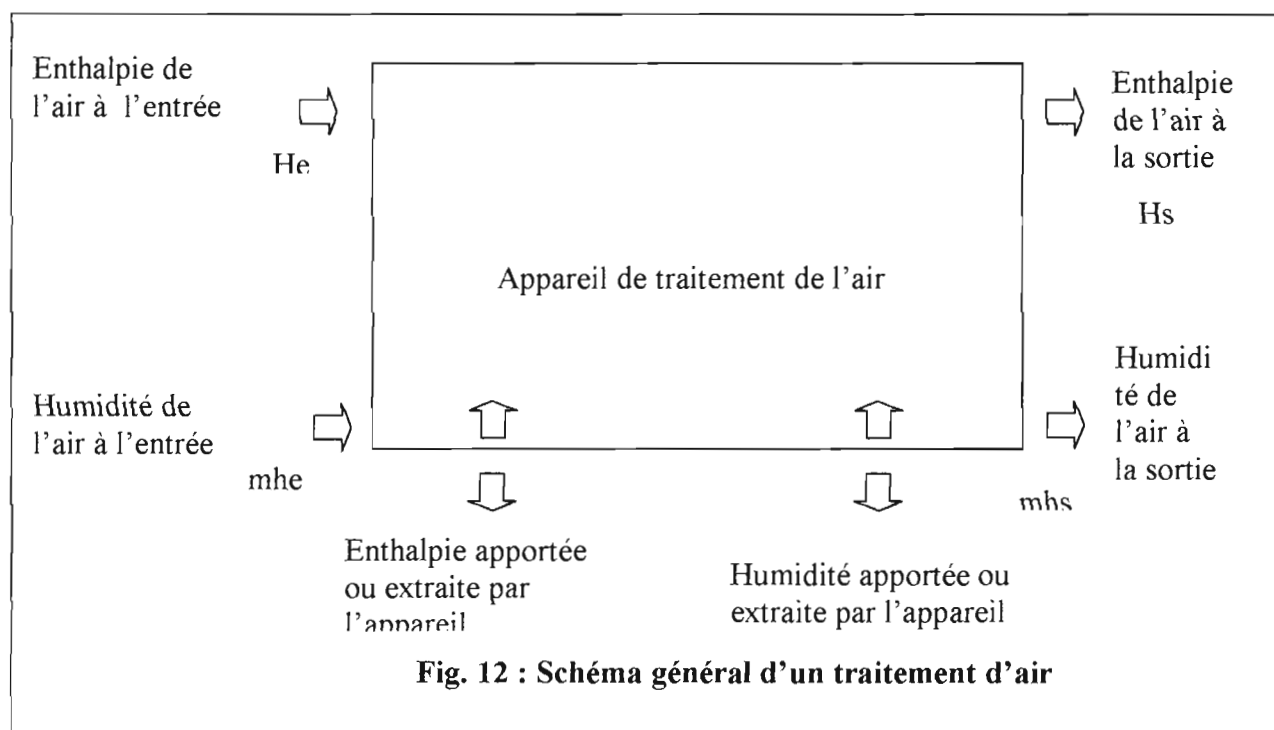
Les **diffuseurs d'air à section de soufflage variable** qui font varier le débit grâce à des clapets. La plupart à commande pneumatique.

La condition essentielle de leur bon fonctionnement est que la pression effective à l'intérieur du réseau de distribution soit sensiblement constante. Cette condition permet d'avoir un débit de soufflage fidèlement asservi.

La commande peut se faire : par action directe sur les ailettes de l'orifice de soufflage, par action sur un clapet d'air métallique immédiatement à l'amont de l'orifice de soufflage, par action sur sifflet pneumatiques intégrés dans le diffuseur.

Le choix d'un diffuseur est un problème délicat, car l'appareil doit présenter en toutes circonstances un certain nombre de propriétés essentielles : une diffusion correcte de l'air quelque soit le débit, avoir un niveau acoustique sonore inférieur d'environ 3[dB] au niveau acoustique ambiant, permettre un réglage de débit.

5 CALCUL DES CARACTERISTIQUES DU SYSTEME



a°) **Définitions** : Si nous faisons le schéma d'un traitement de l'air global, nous admettons la convention suivante :

-Lorsque de l'enthalpie et l'humidité seront fournies au cours d'un traitement d'air, elles constituent un « gain » et seront considérées positivement.

-Et en cas d'extrait elles seront considérées négativement

- H : enthalpie
- mh : quantité d'humidité contenue dans l'air humide
- q_{mas} : le débit masse d'air sec entrant dans l'appareil [kg/s]
- h : enthalpie spécifique de l'air [J/kg_{as}]
- r ou Γ : la teneur en humidité ou humidité spécifique de l'air [kg/kg_{as}]
- $H = h \cdot q_{mas}$ [watt]
- $mh = r \cdot q_{mas}$ [kg/s]
- les indices : e (entrée), s (sortie).
- $H_s = H_e + H$
- $m_h = m_{he} + M$
- M: quantité d'humidité apportée au extraite par heure dans l'appareil en [kg/s]
- $H = q_{mas} (h_s - h_e)$
- $r_s - r_e = \frac{M}{q_{mas}}$
- $M = q_{mas} (r_s - r_e)$

b°) **Les grandeurs caractéristiques**

$$\circ \quad \frac{H}{M} = \frac{h_s - h_e}{r_s - r_e} = i \quad (3.2) \text{ en [kJ/kg].}$$

○ i : Angle d'évolution d'un traitement d'air

$$h_2 - h_4 = h_2 - h_5 \quad (3.3)$$

c°) **CALCULS**

Les calculs sont effectués à partir de la détermination des différentes caractéristiques de l'air traité. Ces caractéristiques à l'intérieur des locaux à climatiser et dans l'air ambiant sont connues. De même les caractéristiques de l'air à souffler sont aussi connues. L'air neuf admis est mélangé à de l'air recyclé avant d'être traité pour être par la suite soufflé au niveau du local. Pour connaître la portion d'air à recycler nous allons déterminer le taux de renouvellement d'air neuf. Le taux de renouvellement d'air neuf est donné par :

$$T_{an} = \frac{q_{man}}{q_{mas}} \quad (3.8)$$

Q_{man} : débit masse d'air neuf à admettre

Q_{mas} : débit masse d'air à souffler dans les locaux.

Détermination du débit d'air neuf

L'air neuf est calculé en fonction du nombre d'occupants des locaux et de leurs besoins individuels en oxygène. En effet l'air conditionné en plus de vaincre les charges thermiques dans les locaux permet d'apporter toute la quantité nécessaire en oxygène dont les occupants ont besoin. Nous déterminons cette quantité d'air neuf au niveau de chaque local et la quantité totale d'air neuf sera la somme.

Débit d'air neuf pour l'appartement Président

Locaux	Zone 1	Zone2	Zone3	Zone4	Zone5	Total
débit d'air neuf par occupant (m^3/h)	25	25	25	25	60	
Nombre d'occupants	4	4	2	1	1	
débit total (m^3/h)	100	100	50	25	60	335

Débit d'air neuf pour l'appartement du Premier ministre

n° du local	Zone 1 et 2	Zone3	Zone4	Zone5	Total
débit d'air neuf par occupant (m^3/h)	25	25	60	25	
Nombre d'occupants	10	2	1	1	
débit total (m^3/h)	250	50	60	25	385

Débit d'air neuf pour la salle de séjour

Locaux	Zone 1	Total
débit d'air neuf par occupant (m^3/h)	25	
Nombre d'occupants	12	
débit total (m^3/h)	300	300

Pour l'ensemble de ces locaux le volume spécifique est le même ($V_h = 0.898$) car nous avons fixé les mêmes conditions internes. Nous en déduisons donc : $q_{man} = 0,316702359$ kgas/s. Ce qui nous donne un taux de renouvellement d'air sec $Tan = 3.5\%$.

Pour connaître les caractéristiques du mélange de l'air neuf avec l'air recyclé nous appliquons la relation selon laquelle la quantité d'enthalpie cédée par l'air neuf est identique à la quantité reçue par l'air recyclé. Ainsi nous obtenons la relation suivante :

$$q_{mrc} h_{rc} + q_{man} h_{an} = q_{mas} h_m \quad (3.9)$$

$$q_{mrc} + q_{man} = q_{mas} \quad (3.10)$$

$$h_m = (1 - Tan) h_{rc} + T_{an} h_{an} \quad (3.11)$$

$$\Gamma_m = (1 - Tan) \Gamma_{rc} + T_{an} \Gamma_{an} \quad (3.12)$$

q_{mrc} : débit masse d'air à recyclé

h_{rc} : enthalpie massique d'air recyclé

h_m : enthalpie massique du mélange d'air neuf et d'air recyclé

Γ_m : humidité absolue du mélange d'air neuf et d'air recyclé

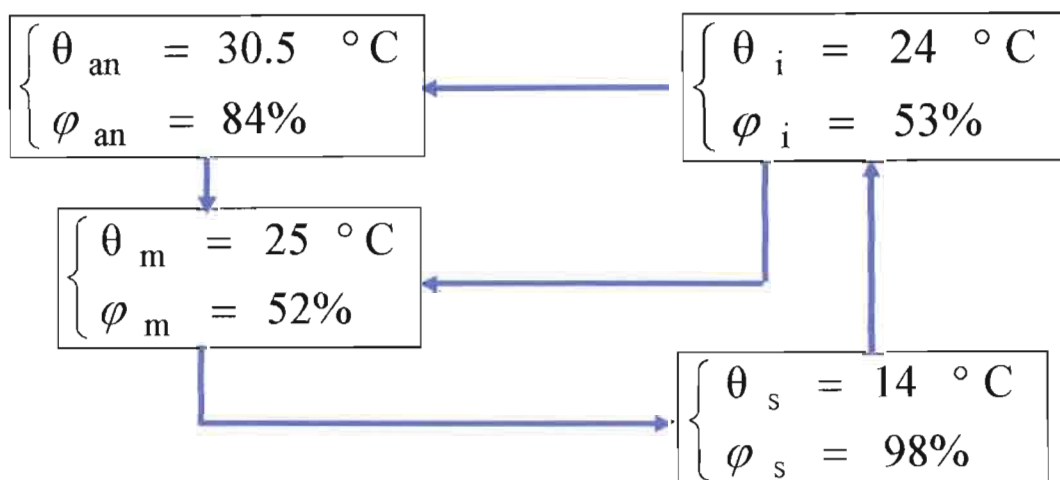
h_{an} : enthalpie massique d'air neuf

Tan : taux de renouvellement d'air neuf

L'application des formules (3.11) et (3.12) nous donne :

$$\begin{cases} h_m = 50.5 \text{ kJ/kgas} \\ \Gamma_m = 0.0105 \text{ kg/kgas} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \theta_m = 25^\circ \text{C} \\ \varphi_m = 52\% \\ Vh_m = 0.858 \end{cases}$$

L'air conditionné suit donc les différentes phases suivantes



la représentation sur un diagramme de ces différents points donne la figure suivante :

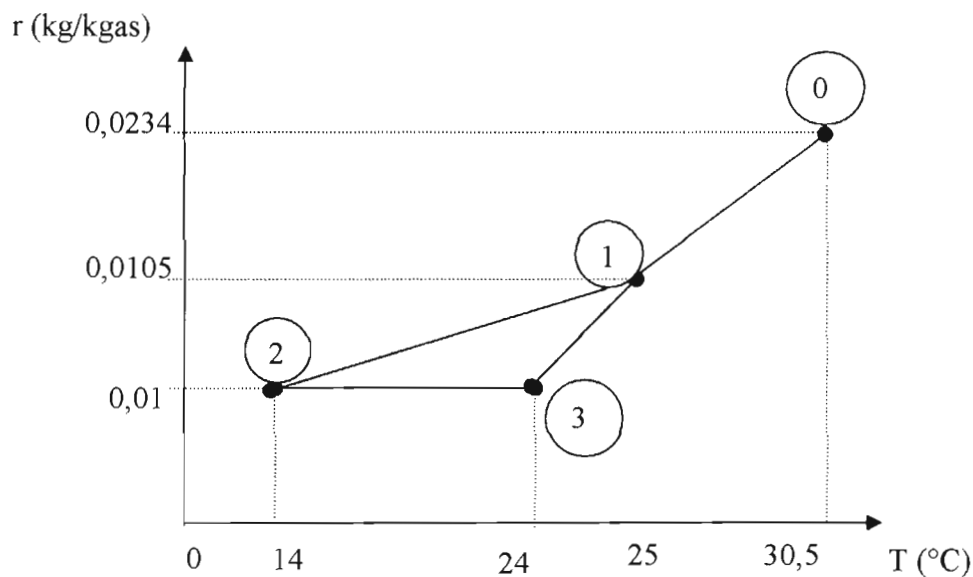


Fig13 : représentation du cycle de traitement de l'air conditionné

Les conditions extérieures de base sont les suivantes:

Enthalpie extérieure	91 kJ/kgas
Température:	30,5 °C
Degré hygrométrique	84 %

Les conditions de base intérieures dans les différents locaux sont les suivantes:

Zone	nombre	Θ_i	ϕ_i	charges [kcal/h]	humidité [kg/h]	r_i ou Γ_i
Appartement 1 ^{er} ministre	1	24	53	27301,62	13,6176	0,02
Appartement président	1	24	53	43855,5	22,1138	0,02
salle accueil	1	24	53	19723,3	9,91957	0,02

Ces charges calculées nous permettent de déterminer le rapport caractéristique j de l'ensemble du système ainsi que l'angle d'évolution i .

Somme charges [W]	Charges kcal/h	Somme humidité	j (kcal/kg)	j (kJ/kg)	i
90880,42	78270,218	45,65099	1714,53496	7166,756121	180°

En récapitulant nous obtenons pour l'ensemble des points du cycle de traitement de l'air conditionné les caractéristiques suivantes :

Etat de l'air	Θ_i (°C)	ϕ_i (%)	h (kJ/kgas)	h (kcal/kgas)	r (g/kgas)	v (m ³ /kgas)
0	30,5	84	91	21,77033493	0,0234	0,09
1	25	52	50,5	12,08133971	0,0105	0,09
2	14	98	39,5	9,449760766	0,01	0,08
3	24	53	49	11,72248804	0,01	0,09

En appliquant la relation (2.11) : $q_{mas} = \frac{H_o}{h_3 - h_2}$ nous obtenons les valeurs suivantes :

	kgas/h	kgas/s
q_{mas}	34438,896	9,56636

La puissance frigorifique utile est donnée par :

$$P_f = q_{mas}(h_m - h_s) \quad (3.13)$$

P_f : puissance frigorifique utile (KW)

Ce qui nous donne finalement une puissance frigorifique :

Puissance	kcal/h	kW
frigorifique P_f	90628,674	105,22996

II ANALYSE DE FONCTIONNEMENT DES INSTALLATIONS FRIGORIFIQUES

Une batterie froide est composée essentiellement :

- Compresseur
- Détendeur
- Evaporateur
- Condenseur

Tracé du cycle fonctionnel

Les hypothèses de traçage sont les suivantes :

-la compression est pure et adiabatique

- le liquide ne subit pas de sous refroidissement dans le condenseur
- la circulation du fluide dans les tuyaux n'engendre pas des pertes de charges

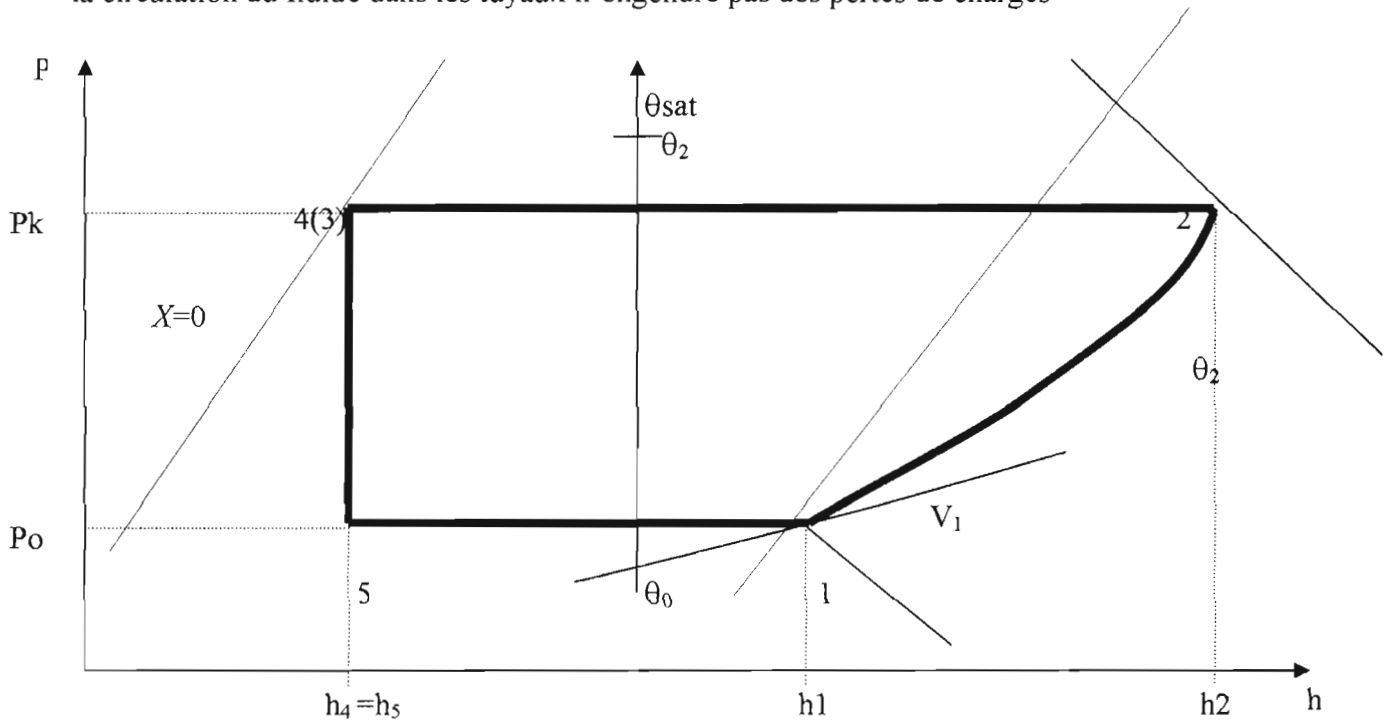


fig.14 cycle de fonctionnement de l'installation

Les conditions de fonctionnement étant définies par :

- Vaporisation : P_o, θ_o
- Condensation : P_k, θ_o
- Vapeur aspirée : $\theta_o, P_o, X=1$

Ceci nous facilite le traçage de P_o et P_k qui sont des isobares.

- En 1 les vapeurs entrant au compresseur sont juste saturées, les caractéristiques de ce point sont $\theta_o, P_o, X=1$ il se trouve à l'intersection de l'isobare isotherme P_o, θ_o et de l'adiabatique S1.
- En position 2 : compression purement adiabatique. En fin de compression la pression est P_k le point 2 sera donc à l'intersection de l'isobare P_k et de S1.
- Le point 4(3) la réchauffe et la condensation du fluide étant isobare. En fin de condensation tout le fluide est à la pression P_k d'où on sera sur la droite $X=0$.
- En 5 la détente est isentropique, le point sera la l'isentropique h_4 . En fin détente la pression est maintenant à P_o donc 5 sera à l'intersection de l'isenthalpe h_4 et l'isobare P_o .

La vaporisation étant isobare et isotherme, le point décrira l'isotherme isobare θ_o, P_o de 5 jusqu'à 1, état du fluide entrée du compresseur.

On a la situation suivante :

- **Compression** : 1 → 2
- **Condensation** : 2 → 4
- **Détente** : 4 → 5
- **Vaporisation** : 5 → 1

Machine à compression simple : Ce dimensionnement sera fait par le constructeur à partir des bilans de puissance des différents équipements.

1 Bilan du détendeur

Le fluide parvient au détendeur à l'état (θ_4 , P_k). Il est alors détendu par laminage à travers une orifice calibrée. Cette détente étant isenthalpe, la variation d'enthalpie est nulle et le bilan énergétique représenté par cette variation aussi ; on a donc :

$$Q = h_4 - h_5 = 0 \text{ kJ/kg} \text{ soit } h_5 = h_4$$

2 Bilan de l'évaporateur

Le fluide injecté à l'évaporateur dans l'état liquide –vapeur de titre X_5 et caractérisée par P_o et θ_o ; il se vaporise de 5 en 1 grâce à l'apport venue de l'extérieur.

La quantité de chaleur absorbée au cours de cette vaporisation représentera donc la production frigorifique massique soit :

$$Q_{om} = h_1 - h_5 \text{ en kJ /kg}$$

3 Bilan du compresseur

Entrant au compresseur à l'état 1 le fluide reçoit du milieu extérieur (moteur de commande) une certaine quantité d'énergie mécanique qui, conjointement avec l'élévation de la pression et de la température augmente son enthalpie ; l'état final de la transformation est le point 2 représentatif de l'état du fluide en fin de compression.

On voit que l'énergie mécanique fournie au fluide pour sa compression a été « absorbée » le fluide et la valeur théorique de ce travail a pour valeur par kilogramme de fluide.

$$W_{th} = h_{2s} - h_1 \quad (3.4)$$

Sa valeur réelle serait

$$W = W_{th} \frac{1}{\eta_i \times \eta_m} \quad (3.5)$$

η_i , η_m représentent respectivement les rendements indiqué et mécanique du compresseur.

4 Bilan du condenseur

Sortant du compresseur à l'état **2** le fluide est admis au condenseur, ou il se désurchauffe puis se condense pour être évacué sous forme liquide à l'état **4** afin de participer à un nouveau cycle.

$$q_{km} = h_4 - h_2 \quad (3.6)$$

D'après le diagramme on a :

$$q_{km} = q_{om} + W \quad (3.7)$$

ChapIV : LA REGULATION

La régulation de l'installation de climatisation constitue l'une des phases les plus difficiles à réaliser. Pour ce faire nous proposons un cahier des charges que nous tenterons par la suite de respecter. L'ensemble des locaux peut ne pas fonctionner en même temps. Tout de même la régulation doit se faire de telle sorte que quiconque entre dans un local puisse en appuyant sur un interrupteur être dans les conditions de confort. La régulation portera sur les moteurs asynchrones utilisés, le débit des ventilateurs, le débit d'air repris, le débit d'air recyclé, le débit d'air neuf à admettre et la pression effective dans le réseau.

I LA REGULATION DES MOTEURS ASYNCHRONES

1 Principe de fonctionnement du moteur asynchrone triphasé

Le moteur asynchrone triphasé est constitué d'une partie fixe appelée stator et d'une partie mobile le rotor. Le stator ou inducteur possède des conducteurs logés dans des encoches et reliés de manière à former un ensemble de trois enroulements équilibrés. Les trois enroulements du stator alimentés en courant alternatif donne naissance à un champ

magnétique tournant à la fréquence $\Omega = \frac{f}{p} \cdot (4.1)$

f: fréquence du réseau qui est de 50 Hz au Sénégal

p : nombre de paires de pôles du moteur

Ce champ variant dans le rotor y donne naissance d'après la loi de Lenz à des courants induits qui s'opposent aux causes qui leur ont donné naissance. Leur résistance aux champs magnétiques étant faible il s'en suit une rotation du rotor.

2 Schéma simplifié du moteur asynchrone triphasé

Le moteur asynchrone peut être assimilé à un transformateur à champ magnétique tournant. Il peut être représenté par le schéma suivant

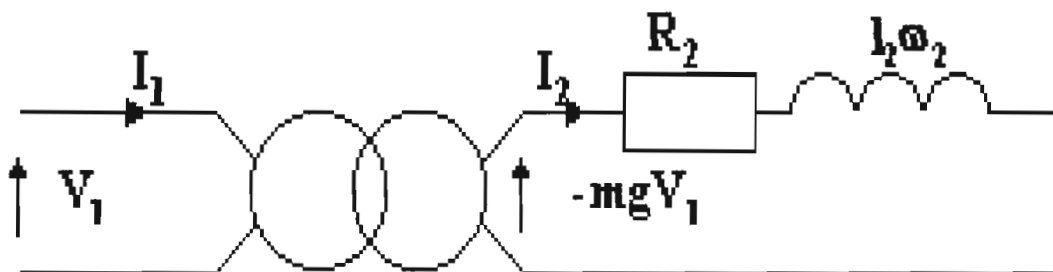


fig.15 : schéma équivalent d'un moteur asynchrone

3 Vitesse de glissement

Le champ magnétique du stator tourne à la vitesse du synchronisme tandis que celui du rotor tourne à une vitesse relativement plus faible. La vitesse de glissement est définie comme la différence entre la vitesse de synchronisme et la vitesse du rotor. Elle est donnée par la relation (4.2) $\Omega_g = \Omega_s - \Omega$ (4.2)

Ω_g : vitesse de glissement (rad/s)

Ω_s : vitesse de synchronisme (rad/s)

Ω : vitesse du rotor (rad/s)

Le glissement est défini comme le rapport de la vitesse de glissement à la vitesse de synchronisme. Son symbole est g .

$$g = \frac{\Omega_s - \Omega}{\Omega_s} = 1 - \frac{\Omega}{\Omega_s} \quad (4.3)$$

4 Le bilan des puissances

La puissance électrique totale absorbée (P_a) n'est pas présente à la sortie de l'arbre du moteur. En effet dans le moteur nous notons des pertes aussi bien au niveau du stator que des pertes au niveau du rotor. Les différentes pertes sont :

- Les pertes fer au niveau du stator (P_{fs})
- Les pertes joules au niveau du stator (P_{js})
- Les pertes joules au niveau du rotor (P_{jr})
- Les pertes fer au niveau du rotor (P_{fr}) généralement négligeables
- Les pertes mécaniques (P_m)

Nous représentons l'arbre des puissances

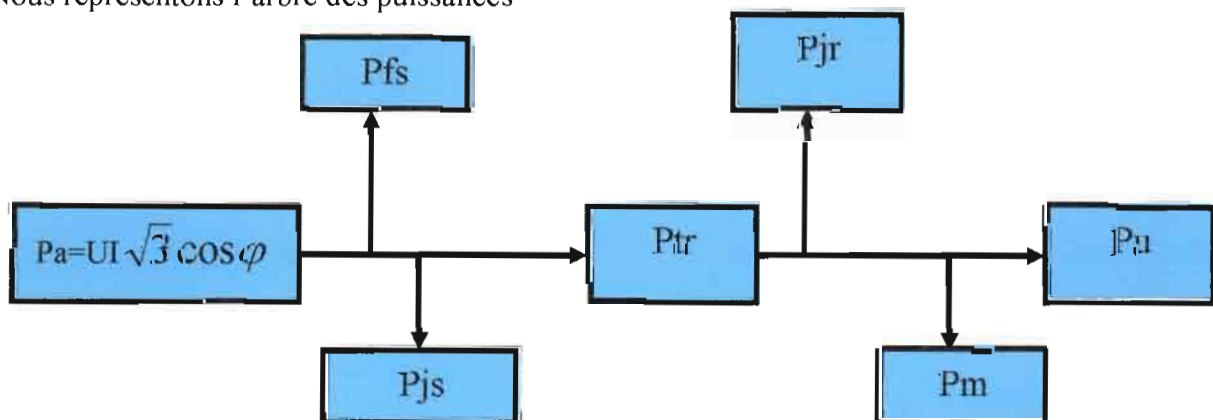


Fig.16 : arbre des puissances

P_{tr} : puissance totale transmise au rotor

Pu : puissance utile, puissance disponible à l'arbre du moteur

5 Le rendement global du moteur

Le rendement global du moteur est le rapport de la puissance utile par la puissance

totale absorbée. Son expression est :
$$\eta = \frac{P_u}{P_a} = \frac{P_a - \sum \text{Pertes}}{P_a} = 1 - \frac{\sum \text{Pertes}}{P_a} \quad (4.4)$$

6 Le cahier des charges pour la régulation des moteurs

Les moteurs utilisés sont des moteurs asynchrones à deux vitesses à enroulements séparés. Le choix de ce type de moteur est guidé par la non constance des charges thermiques dans les locaux. En effet les calculs que nous avons effectués ont tous été basés sur la charge thermique maximale dans les locaux. Les charges thermiques au niveau des locaux vont donc varier entre cette charge maximale et une charge minimale. Lorsque le débit envoyé dans le local correspond à un débit de charge maximal les conditions intérieures du local vont changer. Le but de notre travail étant de fixer les conditions intérieures du local quelque soit la charge du local nous allons donc utiliser des thermostats et des hygromètres qui nous permettront d'envoyer un signal au niveau du clapet motorisé implanté à l'aspiration du ventilateur de soufflage. Ce dernier se ferme partiellement pour diminuer le débit d'air conditionné à admettre dans les locaux. Le débit diminuant la pression effective dans le réseau augmente. Lorsqu'elle atteint une pression maximale $p_{\max}$ le manostat installé sur le réseau envoie un signal au moteur accouplé au ventilateur de soufflage pour qu'il puisse passer de la grande vitesse (GV) à la petite vitesse (PV). Le débit continue cependant à décroître jusqu'à atteindre un débit minimal. Si les conditions intérieures changent de nouveau les thermostats et hygromètres implantés dans les locaux envoient un signal au clapet motorisé pour une augmentation de la valeur de l'ouverture. Le débit admis augmente proportionnellement à l'augmentation de l'ouverture. L'augmentation du débit entraîne la diminution de la pression effective dans le réseau. Lorsque cette pression atteint la pression minimale $p_{\min}$ le manostat excite le moteur pour qu'il passe de PV à GV jusqu'à atteindre le débit maximal et le cycle continue. Les moteurs utilisés sont des moteurs asynchrones à deux vitesses à enroulement séparés pour effectuer ce service.

CARACTERISTIQUES DES MOTEURS UTILISES

Moteur 1 (soufflage) 220/380V

Moteur 2 (reprise) 220/380V

$P_n = 1.5\text{kW}$ $I_n = 3.7\text{ A}$

$P_n = 2.2\text{kW}$ $I_n = 5.2\text{ A}$

$N_{S1} = 1500\text{ tr/min}$; $N_{S2} = 750\text{ tr/min}$

$N_{S1} = 1500\text{ tr/min}$; $N_{S2} = 750\text{ tr/min}$

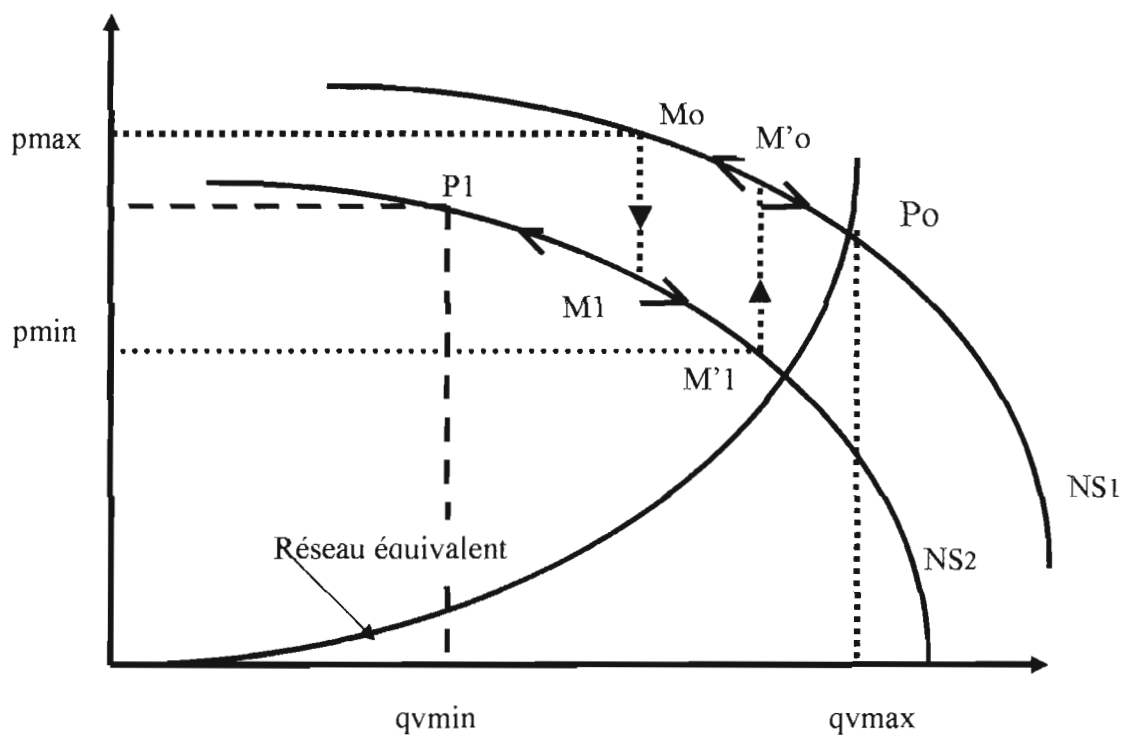


fig.17 : régulation des moteurs

Po : le point de fonctionnement nominal du ventilateur

SCHEMA DE PUISSANCE DU MOTEUR

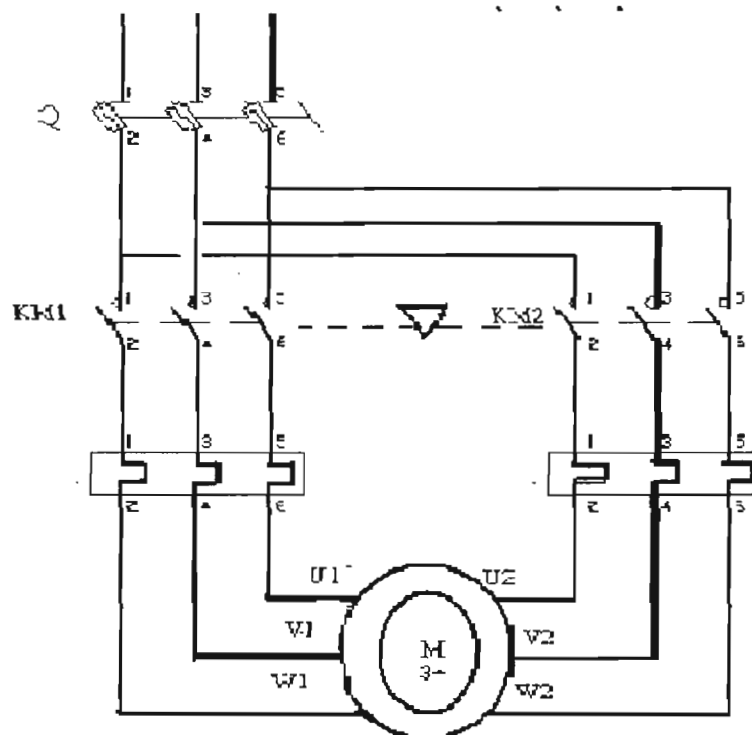


fig.18 : schéma de puissance

La grande vitesse est assurée par le contacteur KM1

La petite vitesse est assurée par le contacteur KM2

p_{max} : capteur de détection de la pression maximale dans le réseau

p_{min} : capteur de détection de la pression minimale dans le réseau

S₁, S₂, S₃ : interrupteurs de départ cycle dans les différents locaux

S₁ : interrupteur situé dans l'appartement premier ministre

S₂ : interrupteur situé dans l'appartement du Président

S₃ : interrupteur situé dans la salle de séjour

Le départ du cycle est obtenu en fermant au moins un des différents interrupteurs

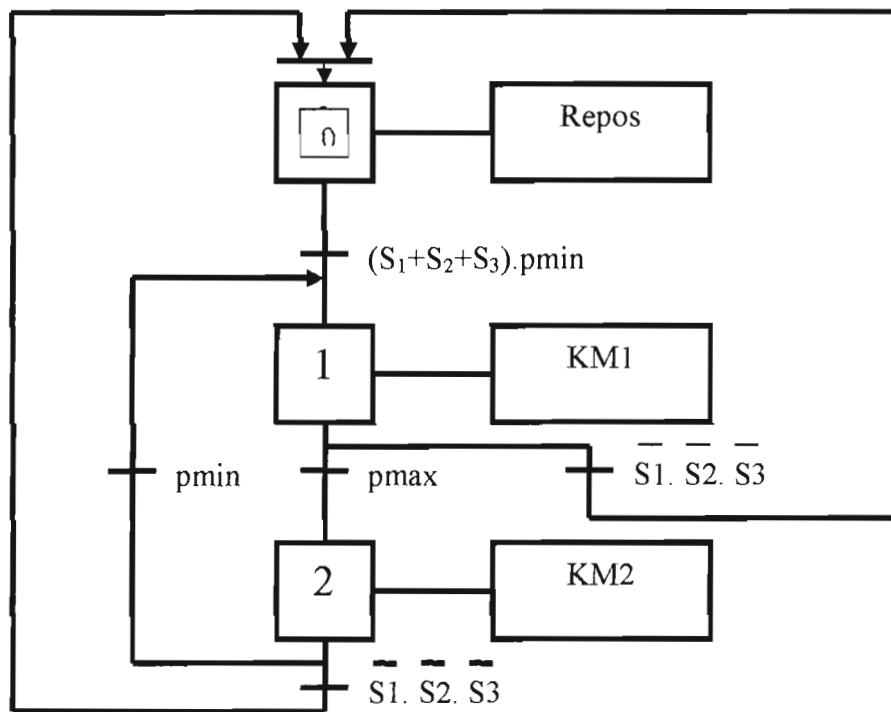


Fig.19 : Grafcet de niveau 2

Soit KA0 le contacteur auxiliaire associé à l'étape 0

Soit KA1 le contacteur auxiliaire associé à l'étape 1

Soit KA2 le contacteur auxiliaire associé à l'étape 2

En écrivant l'équation de fonctionnement du Grafcet nous obtenons les relations suivantes :

$$KA0 = (\overline{S_1} \cdot \overline{S_2} \cdot \overline{S_3} \cdot (ka_{21} + ka_{11}) + ka_{01})$$

$$KA1 = ((S1 + S2 + S3) \cdot p_{min} \cdot ka_{02} + ka_{12}) \cdot \overline{ka_{22}}$$

$$KA2 = (p_{max} ka_{13} + ka_{23}) \cdot \overline{ka_{03}}$$

$$KM1 = ka_{14} \text{ et } KM2 = ka_{24}$$

Nous réalisons aussi un verrouillage électrique entre KM1 et KM2

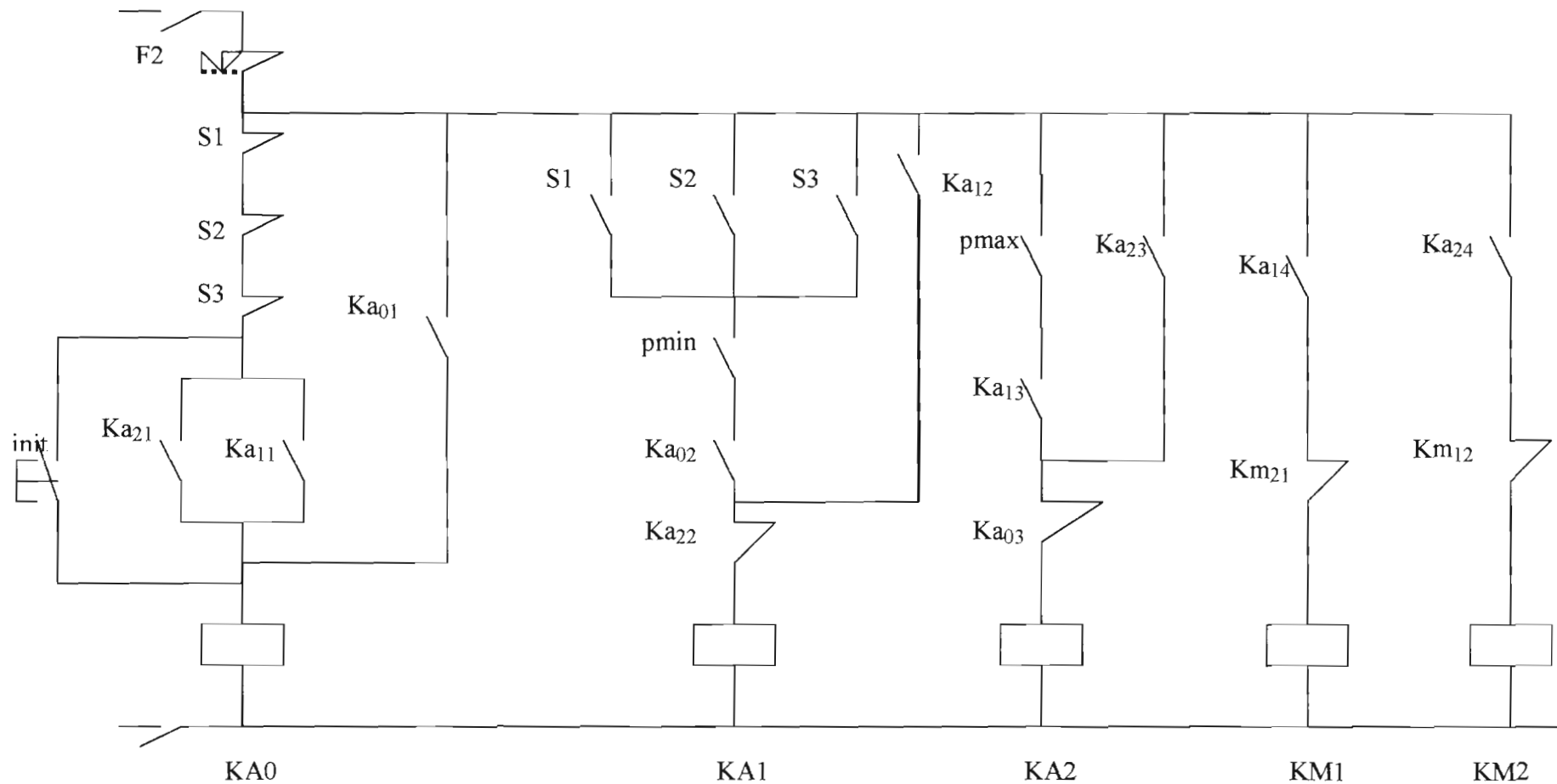


fig.20 : schéma électrique à contacts

le bouton poussoir init permet d'initialiser le système

Km12 et Km21 permettent de réaliser un verrouillage électrique

II Régulation du débit des ventilateurs

Le réglage du débit des ventilateurs et de leur vitesse nécessite une attention particulière. Le réglage de la vitesse est assuré par la régulation des vitesses de rotation des moteurs asynchrones. Pour la régulation des débits des ventilateurs plusieurs méthodes peuvent être utilisées. Les méthodes les plus usuelles sont :

1. Asservissement de l'angle d'inclinaison des pales du ventilateur à un régulateur. Cette méthode permet, par rapport aux besoins en air conditionné pour vaincre les charges dans un local, d'adapter un angle d'ouverture approprié.
2. l'utilisation des clapets motorisés dans la conduite d'aspiration des ventilateurs. Cette méthode, applicable aux ventilateurs dont la puissance est inférieure à 8kW, permet d'assurer une ouverture. Cette ouverture doit être suffisante pour admettre le débit de ventilation nécessaire pour vaincre les charges thermiques.
3. dimensionnement d'un réservoir fortement isolé thermiquement pour le stockage de l'air conditionné. Cette méthode s'accompagne de l'utilisation de thermostats de régulation qui permet de suivre la température au niveau du réservoir pour arrêter le système quand cette température atteint un certain seuil.
4. utilisation de variateur électronique de vitesse. Cette méthode consiste par rapport à un débit de ventilation désiré d'adapter la vitesse de rotation du moteur.

De toutes ces solutions possibles nous choisissons d'utiliser des clapets motorisés dans la conduite d'aspiration. Les puissances des ventilateurs que nous avons calculées sont dans le domaine où cette méthode donne des résultats probants. Les thermostats et hygromètres situés au niveau des locaux à climatiser permettent d'envoyer des signaux aux clapets motorisés pour adapter leur ouverture aux débits de ventilation dont nous avons besoin. Au niveau des conduites d'admission d'air neuf, d'air recyclé et d'air repris sont placés aussi des clapets motorisés pour une meilleure régulation.

La fermeture d'un interrupteur permet de caller l'ensemble des clapets motorisés situés dans le réseau à des ouvertures adéquates.

ChapV : ESTIMATION FINANCIERE

Cette partie de l'étude permet d'estimer les moyens à mettre en œuvres pour la réalisation du projet. L'étude de l'estimation des coûts s'effectuera sans tenir compte du coût de main d'œuvre. Ce coût sera établi lors de la phase de réalisation du projet.

Cette étude financière sera faite sur la base des prix standard au niveau du marché. Pour ce qui concerne les diamètres des tuyauteries nous prenons le prix des diamètres normalisés dont la valeur est plus proche de celle trouvée dans les calculs. Chacune des parties de l'installation (distribution, production d'air conditionné, la régulation, les moto ventilateurs) nécessite un coût et le coût total de l'installation sera la somme des coûts élémentaires.

Nous procéderons à l'évaluation financière des différentes parties de l'installation :

- coût de la tuyauterie de distribution et de reprise
- coût de la régulation et des appareils annexes
- coût du système de production d'air conditionné
- coût total de l'installation

I. LE COUT TOTAL DE LA TUYAUTERIE

Les diamètres de tuyauteries normalisés sont vendus dans le commerce. Les diamètres calculés sont donc convertis en diamètres normalisés pour ne pas avoir à faire des commandes spécifiques au niveau des constructeurs ce qui engendrerait des coûts supplémentaires. Néanmoins pour la reconversion nous utilisons le diamètre normalisé le plus proche de celui calculé tout en ayant des vitesses d'écoulement du fluide dans la tuyauterie comprise dans [3 ;5m/s]. Nous procéderons à l'estimation financière de la tuyauterie de distribution et celle de la tuyauterie de reprise.

I.1COUT TOTAL DE LA TUYAUTERIE DE DISTRIBUTION:

tronçon	OA	AB	BC	CD	DE	EF	EG	GH	GI	CJ	JJ1	J1J2	J1K	JL	LM
diamètre (mm)	1500	1500	1100	750	650	280	575	400	400	1200	770	550	550	900	650
longueur (m)	25	4,5	8	2,5	1,5	1,5	3,9	1,5	1,5	3,26	0,75	0,2	8,8	3,26	11,74
Prix unitaire	90000	90000	66000	45000	39000	16800	34500	24000	24000	72000	46200	33000	33000	54000	39000
Prix total	2250000	405000	528000	112500	58500	25200	134550	36000	36000	234720	34650	6600	290400	176040	457860

tronçons	LN	MO	BP	PQ	QR	PS	ST	TU	TX	XV	XW	XY	YZ ₁	YZ ₂
diamètre (mm)	580	580	960	980	690	760	750	375	630	350	350	390	275	275
longueur (m)	3,26	3,26	4,5	0,97	4,6	2	2	2	3,26	2,26	2,26	7,2	1,32	1,32
Prix unitaire	34800	34800	57600	58800	41400	45600	45000	22500	37800	21000	21000	23400	16500	16500
Prix total	113448	113448	259200	57036	190440	91200	90000	45000	123228	47460	47460	168480	21780	21780

I.2 COUT TOTAL DE LA TUYAUTERIE DE REPRISE :

tronçons	GE	FE	KH1	LH1	IH	JH	H1H	HD	ED	DC	CB	BA	MC	AB1	AB2
diamètre (mm)	500	500	370	250	360	360	450	680	700	980	1700	1380	1150	1350	260
longueur (m)	4,87	11,39	2,5	2,5	2,02	2,02	4,87	0,5	3,89	0,5	4,5	38,765	4,5	4	5
Prix unitaire	30000	30000	22200	15000	21600	21600	27000	40800	42000	58800	102000	82800	69000	81000	15600
Prix total	146100	341700	55500	37500	43632	43632	131490	20400	163380	29400	459000	3209742	310500	324000	78000

tronçons	Z₂Z₁	Z₁X	Z₃Z₁	YX₁	ZX₁	X₁U	WU	VU	UR	SR	TR	RQ	PN	ON	NM	QM
diamètre (mm)	760	1075	760	230	410	475	385	385	720	1120	300	1060	650	650	910	1050
longueur (m)	2	7,48	2	1,2	1,2	7,02	1,32	1,32	3,5	2,64	2,64	1	7,5	1,3	1	4
Prix unitaire	45600	64500	45600	13800	24600	28500	23100	23100	43200	67200	18000	63600	39000	39000	54600	63000
Prix total	91200	482460	91200	16560	29520	200070	30492	30492	151200	177408	47520	63600	292500	50700	54600	252000

I.3 COUT DES ACCESOIRES

Coudes et tés du réseau de distribution

Coudes	A	R	U	V	W	Z1	Z2	M	H	I	F	K	N	O	Total
diamètre	1500	690	375	350	350	275	275	650	400	400	280	550	580	580	
prix	75000	34500	18750	17500	17500	13750	13750	32500	20000	20000	14000	27500	29000	29000	362750

Tés	B	C	E	G	J	L	P	T	X	Y	S	Q	D	J1	Total
diamètre	1500	1100	650	575	1200	900	960	750	630	390	760	980	750	770	
prix	75000	55000	32500	28750	60000	45000	48000	37500	31500	19500	38000	49000	37500	38500	595750

Coudes et tés du réseau de reprise

Coudes	B	K	L	I	J	F	G	P	Q	T	Z2	Z3	S	Total
diamètre	1380	370	250	360	360	500	500	650	1060	300	760	760	1120	
prix	69000	18500	12500	18000	18000	25000	25000	32500	53000	15000	38000	38000	56000	418500

Coudes	Y	Z	W	V	P1	N1	Total
diamètre	230	410	385	385	650	650	
prix	11500	20500	19250	19250	32500	32500	135500

Tés	A	C	D	E	H	H1	N	R	X	Z1	U	X1	M	Total
diamètre	1380	1150	700	500	450	370	650	1120	1075	760	385	230	1050	
prix	69000	57500	35000	25000	22500	18500	32500	56000	53750	38000	19250	11500	52500	491000

Ce qui nous donne un coût total pour les tuyauteries de reprise et de distribution et des accessoires de **15634978 FCFA**

II. COUT DE LA REGULATION ET DES APPAREILS ANNEXES

Appareils	Prix unitaire	nombre	Montants total
Moteur M1 de puissance nominale 1.5 KW	1.980.000	1	1.980.000
Moteur M2 de puissance nominale 2.2 KW	2.220.000	1	2.220.000
Contacteurs KA	15.000	3	45.000
Contacteurs KM	15.000	4	60.000
relais thermiques RT1	15.000	4	60.000
Interrupteurs à double contact	2.500	3	7.500
bouton poussoir	10.000	1	10.000
Câbles pour la puissance	75F le mètre	50 mètres de section 2.5mm ²	3750
Câbles pour la commande	60 f le mètre	50 mètres de section 1.5mm ²	3000
Diffuseurs terminaux	51155,5	16	818488
Plenum de reprise	51155,5	16	818488
Clapets motorisés	54037,5	5	270188
Total			6296414 fCFA

III COUT DU SYSTEME DE PRODUCTION D'AIR CONDITIONNE

Ce coût sera établi en tenant en compte des coûts de la centrale de production d'air conditionné ainsi que l'ensemble des éléments utilisés pour la régulation propre au système à savoir les filtres les clapets de sûretés. La centrale utilisée a les caractéristiques suivantes :

- Marque Technibel
- Gamme CME 6
- Puissance frigorifique 52x2 KW
- Fluide frigorigène R22
- Coût de la batterie froide 27.525.000 FCFA

Le coût total du système en tenant compte des accessoires vaut :

Coût du système de production d'air conditionné = 30.000.000 FCFA

IV COUT TOTAL DE L'INSTALLATION

Dans notre étude nous allons établir l'investissement initial pour la mise sur pied du projet. En effet, le coût total de l'installation est la somme des différents coûts. Seulement nous ne

prendrons pas en compte les coûts d'électricité et d'entretien de l'installation. Le coût total ainsi déterminé de cette installation avec une majoration de 2% sur le coût total vaut :

$$\text{Coût d'investissement} = 52.970.019 \text{ FCFA}$$

Coût de main d'œuvre représente 40% de l'investissement initial:

21.000.000 FCFA

Coût total: 73.970.019FCFA

CONCLUSION GENERALE

Le but de ce projet de fin d'étude est de réaliser une étude détaillée de la mise en place d'une climatisation centralisée au niveau de la gouvernance de Saint Louis en remplacement des systèmes semi centralisés qui existaient. Pour ce faire nous avons eu à effectuer quelques déplacements au niveau du site pour relever l'ensemble des informations susceptibles de nous être utiles dans nos calculs. La principale difficulté du projet résidait dans le fait que nous devrions réaliser nous même le cahier des charges après les discussions avec les maîtres d'œuvre du projet. La réalisation de ce cahier des charges était l'élément le plus déterminant dans notre travail car elle est la base de nos hypothèses. Suivant un certain nombre d'étapes chronologiques le travail a pu être effectué avec des résultats que nous avons exposés dans les différentes sections traitées.

De nos jours la climatisation est devenue un élément incontournable gage d'un bien être dans les locaux. Elle a su faire face à un ensemble d'enjeux qui s'expriment principalement à travers :

- le confort des occupants dans les locaux en toute saison
- l'hygiène et la santé des occupants (par rapport aux besoins en oxygène et à l'élimination des odeurs)
- la création de conditions idoines pour la meilleure utilisation de nos aptitudes intellectuelles

Par rapport tous ces bienfaits que la climatisation nous gratifie nous recommandons vivement que le projet puisse être mis en œuvre en dépit de son coût assez élevé. Seulement pendant la réalisation de ce projet il serait plus indiqué que des gens qui ont une expertise puissent suivre le déroulement des différentes opérations suivant un délai rigoureusement établi.

Ce projet nous aura permis de nous sensibiliser sur les différents problèmes que nous pouvons rencontrer lors des études de projets d'ingénierie. Il nous aura surtout permis d'acquérir un certain nombre de notions sur la climatisation qui est un domaine très passionnant.

Il faut souligner que de telles initiatives (confier de projets concrets aux étudiants dans le cadre de leur projet de fin d'études) sont à encourager. Elles permettent d'anticiper sur les responsabilités et les difficultés qui attendent les étudiants après leur formation dans le cadre de projets qu'ils seront appelés à conduire.

Comme tout œuvre humain ce travail ne peut être jugé comme terminé et nous sommes à l'écoute de toute personne qui peut y apporter une suggestion ou des critiques pour mieux parfaire le document.

ANNEXES

EVALUATION DE LA PERIODE DE FLUX MAX

I Appartement du Président

		latitude 10°Nord												
Mois	orientation	heure solaire												
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Juin	Est	169	421	487	437	307	129	44	44	44	41	34	24	6
	ouest	6	24	34	41	44	44	44	129	307	437	487	421	169
	Nord	59	138	157	142	138	135	129	135	138	142	157	138	6
	Sud	6	24	34	41	44	44	44	44	44	41	34	24	6
	total	240	607	712	661	533	352	261	352	533	661	712	607	187
Juillet et mai	Est	157	425	496	447	307	135	44	44	44	41	34	22	2
	ouest	2	22	34	41	44	44	44	135	307	447	496	422	157
	Nord	15	107	122	109	103	97	94	97	103	109	122	107	15
	Sud	2	22	34	41	44	44	44	44	44	41	34	22	2
	total	176	576	686	638	498	320	226	320	498	638	686	573	176
Août et avril	Est	78	434	513	469	327	144	44	44	44	41	34	22	2
	ouest	2	22	34	41	44	44	44	144	327	469	513	434	78
	Nord	2	46	50	46	46	44	44	44	46	46	50	46	2
	Sud	2	22	34	41	44	44	44	44	44	41	34	22	56
	total	84	524	631	597	461	276	176	276	461	597	631	524	58
septem bre et mars	Est	2	408	515	474	333	147	44	44	44	41	34	19	2
	ouest	2	19	34	41	44	44	44	147	333	474	515	408	2
	Nord	2	19	34	41	44	44	44	44	44	41	34	19	2
	Sud	2	19	41	59	75	85	87	85	75	59	41	19	2
	total	8	465	624	615	496	320	219	320	496	615	624	465	8
octobre et février	Est	0	371	487	456	314	125	44	44	44	41	31	15	0
	ouest	0	15	31	41	44	44	44	125	314	456	487	371	0
	Nord	0	15	31	41	44	44	44	44	44	41	31	15	0
	Sud	0	56	125	173	204	223	230	223	204	173	125	56	0
	total	0	457	674	711	606	436	362	436	606	711	674	457	0
novem bre et janvier	Est	0	311	449	415	292	122	44	44	41	37	28	12	0
	ouest	0	12	28	37	41	44	44	122	292	415	449	311	0
	Nord	0	12	28	37	41	44	44	44	41	37	28	12	0
	Sud	0	109	204	285	302	327	333	327	302	285	204	109	0
	total	0	444	709	774	676	537	465	537	676	774	709	444	0
decem bre	Est	0	270	430	408	285	131	44	44	41	37	28	12	0
	ouest	0	12	28	37	41	44	44	131	285	408	430	270	0
	Nord	0	12	28	37	41	44	44	44	41	37	28	12	0
	Sud	0	157	232	295	342	364	377	364	342	295	232	157	0
	total	0	451	718	777	709	583	509	583	709	777	718	451	0

latitude 20°Nord

Mois	orientation	heure solaire												
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Juin	Est	254	465	503	449	302	129	44	44	44	44	37	29	9
	ouest	9	29	37	44	44	44	44	129	302	449	503	465	255
	Nord	103	90	56	44	44	44	44	44	44	44	56	90	103
	Sud	15	31	37	44	46	59	66	59	46	44	37	31	15
	total	381	615	633	581	436	276	198	276	436	581	633	615	382
Juillet et mai	Est	235	465	513	456	311	144	44	44	44	41	37	24	9
	ouest	9	24	37	41	44	44	44	144	311	456	513	465	235
	Nord	68	63	44	41	44	44	44	44	44	41	44	63	68
	Sud	12	28	37	44	63	85	94	85	63	44	37	28	12
	total	324	580	631	582	462	317	226	317	462	582	631	580	324
Aout et avril	Est	166	447	519	469	333	160	44	44	44	41	34	22	6
	ouest	6	22	34	41	44	44	44	160	333	469	519	447	166
	Nord	19	28	34	41	41	44	44	44	41	41	34	28	19
	Sud	6	28	41	85	147	182	197	182	147	85	41	28	6
	total	197	525	628	636	565	430	329	430	565	636	628	525	197
septem bre et mars	Est	0	408	513	469	327	142	44	44	44	41	34	19	0
	ouest	0	19	34	41	44	44	44	142	327	469	513	408	0
	Nord	0	15	31	37	41	44	44	44	41	37	31	15	0
	Sud	0	28	56	188	258	307	329	307	258	188	56	28	0
	total	0	470	634	735	670	537	461	537	670	735	634	470	0
octobre et fevrier	Est	0	311	462	443	314	153	44	44	41	37	28	12	0
	ouest	0	12	28	37	41	44	44	153	314	443	462	311	0
	Nord	0	9	28	34	37	41	44	41	37	34	28	9	0
	Sud	0	56	179	289	380	437	456	437	380	289	179	56	0
	total	0	388	697	803	772	675	588	675	772	803	697	388	0
novem bre et janvier	Est	0	223	403	399	285	135	41	41	41	34	24	9	0
	ouest	0	9	24	34	41	41	41	135	285	399	403	223	0
	Nord	0	2	19	28	34	37	37	37	34	28	19	2	0
	Sud	0	31	213	342	430	484	500	484	430	342	213	31	0
	total	0	265	659	803	790	697	619	697	790	803	659	265	0
decem bre	Est	0	175	371	380	267	107	41	41	37	34	22	6	0
	ouest	0	6	22	34	37	41	41	107	267	380	371	175	0
	Nord	0	0	12	28	34	37	37	37	34	28	12	0	0
	Sud	0	0	201	355	447	500	513	500	447	355	201	0	0
	total	0	181	606	797	785	685	632	685	785	797	606	181	0

Puisqu'on se situe sur une latitude de 14.57°N nous faisons une interpolation linéaire entre les deux tableaux (10°N et 20°N). Le tableau obtenu est le suivant:

		latitude 14,57°Nord												
Mois	orientation	heure solaire												
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Juin	Est	208	441,11	494	442,48	305	129	44	44	44	42,4	35,4	26,3	7,37
	ouest	7,37	26,285	35	42,371	44	44	44	129	305	442	494	441	208
	Nord	79,1	116,06	110	97,214	95	93,4	90,2	93,4	95	97,2	111	116	50,3
	Sud	10,1	27,199	35	42,371	44,9	50,9	54,1	50,9	44,9	42,4	35,4	27,2	10,1
	total	304	610,7	675	624,4	489	317	232	317	489	624	676	611	276
Juillet et mai	Est	193	443,28	503	451,11	309	139	44	44	44	41	35,4	22,9	5,2
	ouest	5,2	22,914	35	41	44	44	44	139	309	451	504	442	193
	Nord	39,2	86,892	86	77,924	76	72,8	71,2	72,8	76	77,9	86,4	86,9	39,2
	Sud	6,57	24,742	35	42,371	52,7	62,7	66,9	62,7	52,7	42,4	35,4	24,7	6,57
	total	244	577,8	660	612,4	482	319	226	319	482	612	661	576	244
Août et avril	Est	118	439,94	515	469	330	151	44	44	44	41	34	22	3,83
	ouest	3,83	22	34	41	44	44	44	151	330	469	516	440	118
	Nord	9,77	37,774	42	43,715	43,7	44	44	44	43,7	43,7	42,7	37,8	9,77
	Sud	3,83	24,742	37	61,108	91,1	107	114	107	91,1	61,1	37,2	24,7	33,2
	total	136	524,5	629	614,8	509	346	246	346	509	615	630	524	165
septem bre et mars	Est	1,09	408	514	471,72	330	145	44	44	44	41	34	19	1,09
	ouest	1,09	19	34	41	44	44	44	145	330	472	514	408	1,09
	Nord	1,09	17,172	32	39,172	42,6	44	44	44	42,6	39,2	32,6	17,2	1,09
	Sud	1,09	23,113	47	117,95	159	186	198	186	159	118	47,9	23,1	1,09
	total	4,3	467,3	628	669,8	576	419	330	419	576	670	629	467	4,3
octobre et février	Est	0	343,58	475	450,06	314	138	44	44	42,6	39,2	29,6	13,6	0
	ouest	0	13,629	29	39,172	42,6	44	44	138	314	450	476	344	0
	Nord	0	12,258	29	37,801	40,8	42,6	44	42,6	40,8	37,8	29,6	12,3	0
	Sud	0	56	149	226,01	284	321	333	321	284	226	150	56	0
	total	0	425,5	684	753	682	545	465	545	682	753	685	425	0
novbre et janvier	Est	0	270,78	427	407,69	289	128	42,6	42,6	41	35,6	26,2	10,6	0
	ouest	0	10,629	26	35,629	41	42,6	42,6	128	289	408	428	271	0
	Nord	0	7,43	23	32,887	37,8	40,8	40,8	40,8	37,8	32,9	23,9	7,43	0
	Sud	0	73,354	208	311,05	360	399	409	399	360	311	208	73,4	0
	total	0	362,2	686	787,3	728	610	535	610	728	787	686	362	0
dece mbre	Est	0	226,59	403	395,2	277	120	42,6	42,6	39,2	35,6	25,3	9,26	0
	ouest	0	9,258	25	35,629	39,2	42,6	42,6	120	277	395	403	227	0
	Nord	0	6,516	20	32,887	37,8	40,8	40,8	40,8	37,8	32,9	20,7	6,52	0
	Sud	0	85,251	217	322,42	390	426	439	426	390	322	218	85,3	0
	total	0	327,6	666	786,1	744	630	565	630	744	786	667	328	0

Tableau VI :apports thermiques par ensoleillement

Les surfaces des vitrages au niveau de cet appartement sur les différentes orientations sont :

A_{Est}	25,3	m^2
A_{Ouest}	5,99	m^2
A_{Nord}	5,88	m^2
A_{Sud}	4,5	m^2

Le flux total dans l'appartement à travers les différents vitrages est donnée par la relation suivante :

$$\Phi_{Total} = A_{EST} \times \varphi_{EST} + A_{OUEST} \times \varphi_{OUEST} + A_{Nord} \times \varphi_{Nord} + A_{Sud} \times \varphi_{Sud}$$

Nous déduisons à partir du tableau de 14.57°N le tableau suivant :

		<i>Heures solaires</i>												
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Juin	Total	5806	12107	13512	12196	8723	4301	2149	2663	3698	4483	4666	4111	1775
juillet et mai	Total	4898	11337	12940	11643	8066	3778	1375	1945	2962	3738	3911	3225	1285
Août et avril	Total	3010	11247	13234	12095	8595	4087	1375	2018	3087	3845	3949	3191	805
sept et mars	Total	33,9	10422	13192	12164	8608	3920	1375	1979	3090	3862	3939	2924	33,9
oct et février	Total	0	8762,5	12193	11606	8189	3745	1375	1937	2958	3686	3597	2403	0
nove et janv.	Total	0	6905,2	10970	10514	7542	3488	1332	1843	2766	3342	3225	1891	0
déc.	Total	0	5780,3	10334	10199	7228	3288	1332	1796	2648	3268	3053	1591	0

Tableau VII :période de flux max appartement président

La période de flux maximal est donc obtenue au mois de juin à 8h. Les calculs de charge thermique au niveau de l'appartement du Président se feront en cette période.

II Appartement du Premier ministre

		latitude 10°Nord												
Mois	orientation	heure solaire												
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Juin	Est	169	421	487	437	307	129	44	44	44	41	34	24	6
	ouest	6	24	24	41	44	44	44	129	307	437	487	421	169
	total	175	445	511	478	351	173	88	173	351	478	521	445	175
Juillet et mai	Est	157	425	496	447	307	135	44	44	44	41	34	22	2
	ouest	2	22	34	41	44	44	44	135	307	447	496	422	157
	total	159	447	530	488	351	179	88	179	351	488	530	444	159
Août et avril	Est	78	434	513	469	327	144	44	44	44	41	34	22	2
	ouest	2	22	34	41	44	44	44	144	327	469	513	434	78
	total	80	456	547	510	371	188	88	188	371	510	547	456	80
septem bre et mars	Est	2	408	515	474	333	147	44	44	44	41	34	19	2
	ouest	2	19	34	41	44	44	44	147	333	474	515	408	2
	total	4	427	549	515	377	191	88	191	377	515	549	427	4
octobre et février	Est	0	371	487	456	314	125	44	44	44	41	31	15	0
	ouest	0	15	31	41	44	44	44	125	314	456	487	371	0
	total	0	386	518	497	358	169	88	169	358	497	518	386	0
novem bre et janvier	Est	0	311	449	415	292	122	44	44	41	37	28	12	0
	ouest	0	12	28	37	41	44	44	122	292	415	449	311	0
	total	0	323	477	452	333	166	88	166	333	452	477	323	0
decem bre	Est	0	270	430	408	285	131	44	44	41	37	28	12	0
	ouest	0	12	28	37	41	44	44	131	285	408	430	270	0
	total	0	282	458	445	326	175	88	175	326	445	458	282	0

latitude 20°Nord

Mois	orientation	heure solaire												
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Juin	Est	254	465	503	449	302	129	44	44	44	44	37	29	9
	ouest	9	29	37	44	44	44	44	129	302	449	503	465	255
	total	263	494	540	493	346	173	88	173	346	493	540	494	264
Juillet et mai	Est	235	465	513	456	311	144	44	44	44	41	37	24	9
	ouest	9	24	37	41	44	44	44	144	311	456	513	465	235
	total	244	489	550	497	355	188	88	188	355	497	550	489	244
Août et avril	Est	166	447	519	469	333	160	44	44	44	41	34	22	6
	ouest	6	22	34	41	44	44	44	160	333	469	519	447	166
	total	172	469	553	510	377	204	88	204	377	510	553	469	172
septem bre et mars	Est	0	408	513	469	327	142	44	44	44	41	34	19	0
	ouest	0	19	34	41	44	44	44	142	327	469	513	408	0
	total	0	427	547	510	371	186	88	186	371	510	547	427	0
octobre et février	Est	0	311	462	443	314	153	44	44	41	37	28	12	0
	ouest	0	12	28	37	41	44	44	153	314	443	462	311	0
	total	0	323	490	480	355	197	88	197	355	480	490	323	0
novem bre et janvier	Est	0	223	403	399	285	135	41	41	41	34	24	9	0
	ouest	0	9	24	34	41	41	41	135	285	399	403	223	0
	total	0	232	427	433	326	176	82	176	326	433	427	232	0
decem bre	Est	0	175	371	380	267	107	41	41	37	34	22	6	0
	ouest	0	6	22	34	37	41	41	107	267	380	371	175	0
	total	0	181	393	414	304	148	82	148	304	414	393	181	0

En faisant une interpolation linéaire entre les deux tableaux nous obtenons suivant la latitude de 14.57°N le tableau suivant :

latitude 14,57°Nord

Mois	orientation	heure solaire												
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Juin	Est	208	441	494	442	305	129	44	44	44	42,4	35,4	26,3	7,37
	ouest	7,37	26	29	42	44	44	44	129	305	442	494	441	208
	total	215	46	524	485	349	173	88	173	349	485	530	467	216
Juillet et mai	Est	193	443	503	451	309	139	44	44	44	41	35,4	22,9	5,2
	ouest	5,2	22	35	41	44	44	44	139	309	451	504	442	193
	total	198	466	539	492	353	183	88	183	353	492	539	465	198
Août et avril	Est	118	439	515	469	330	151	44	44	44	41	34	22	3,83
	ouest	3,83	22	34	41	44	44	44	151	330	469	516	440	118
	total	122	461	549	510	374	195	88	195	374	510	550	462	122
septem bre et mars	Est	1,09	408	514	471	330	145	44	44	44	41	34	19	1,09
	ouest	1,09	19	34	41	44	44	44	145	330	472	514	408	1,09
	total	2,2	427	548	512	374	189	88	189	374	513	548	427	2,2
octobre et février	Est	0	343	475	450	314	138	44	44	42,6	39,2	29,6	13,6	0
	ouest	0	13	29	39	42,6	44	44	138	314	450	476	344	0
	total	0	357	505	489	357	182	88	182	357	489	505	357	0
novem bre et janvier	Est	0	270	427	407	289	128	42,6	42,6	41	35,6	26,2	10,6	0
	ouest	0	10	26	35	41	42,6	42,6	128	289	408	428	271	0
	total	0	281	454	443	330	171	85	171	330	443	454	281	0
decem bre	Est	0	226	403	395	277	120	42,6	42,6	39,2	35,6	25,3	9,26	0
	ouest	0	9	25	35	39,2	42,6	42,6	120	277	395	403	227	0
	total	0	235	428	430	316	163	85	163	316	431	428	236	0

Tableau VIII : apports thermiques par ensoleillement

Les surfaces des vitrages au niveau de cet appartement sur les différentes orientations sont :

A _{Est}	3,9444 m ²
A _{Ouest}	5,922 m ²

En écrivant l'équation suivante :

$$\Phi_{\text{Total}} = A_{\text{EST}} \times \varphi_{\text{EST}} + A_{\text{OUEST}} \times \varphi_{\text{OUEST}}$$

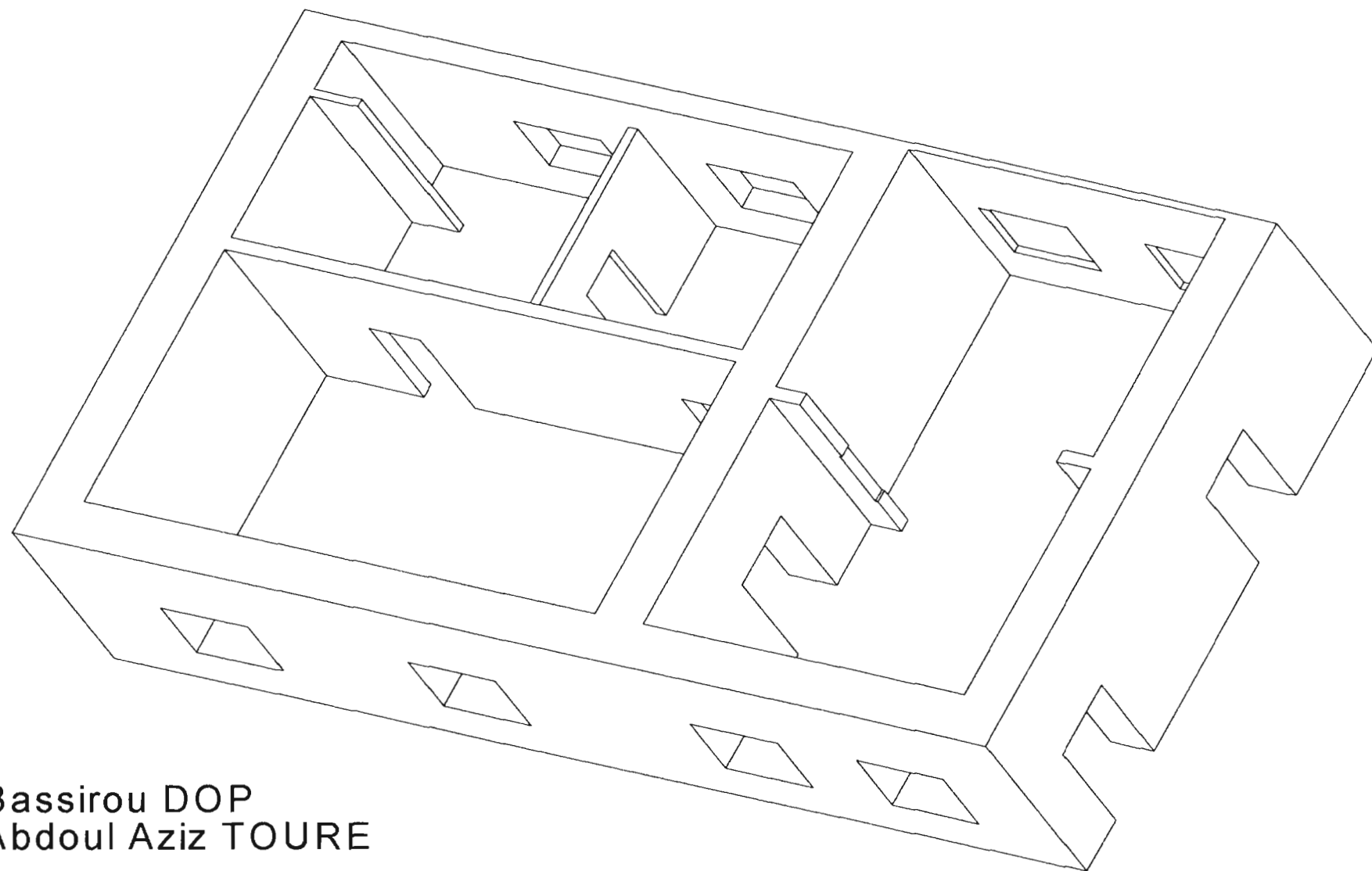
Nous obtenons le tableau suivant :

		Heures solaires												
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Juin	Total	863	1895	2127,1	1996,3	1462	769	434	937	1978	2788	3067	2716	1263
juillet et mai	Total	791	1884	2196,5	2022,2	1479	809	434	997	2002	2833	3123	2706	1161
Août et avril	Total	489	1865	2235,6	2092,7	1561	857	434	1070	2126	2939	3188	2692	715
sept et mars	Total	10,7	1721	2229,1	2103,4	1563	831	434	1031	2129	2955	3179	2491	10,7
oct et février	Total	0	1435	2051,3	2007,2	1491	804	434	990	2028	2820	2933	2088	0
nov et janv.	Total	0	1131	1843,1	1819,1	1382	757	421	926	1872	2555	2638	1646	0
déc	Total	0	948,57	1739,3	1769,8	1324	726	421	879	1794	2481	2486	1378	0

Tableau IX: le flux d'ensoleillement max appartement 1^{er} ministre

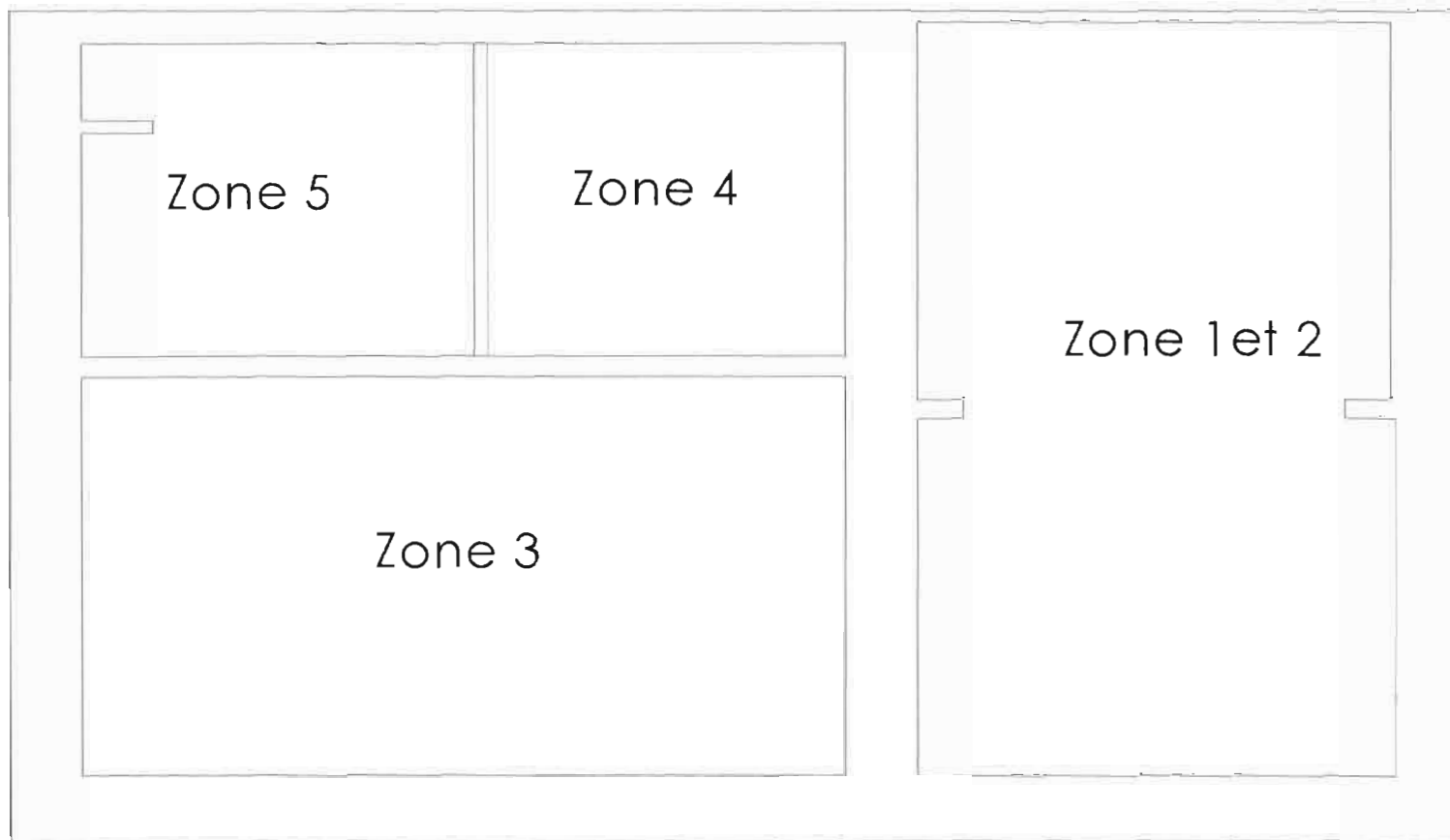
La période de flux maximal est donc obtenue au mois d'Août à 16h. Les calculs de charge thermique au niveau de l'appartement du Premier ministre et de la salle de Séjour se feront en cette période.

Mise en plan des différents locaux



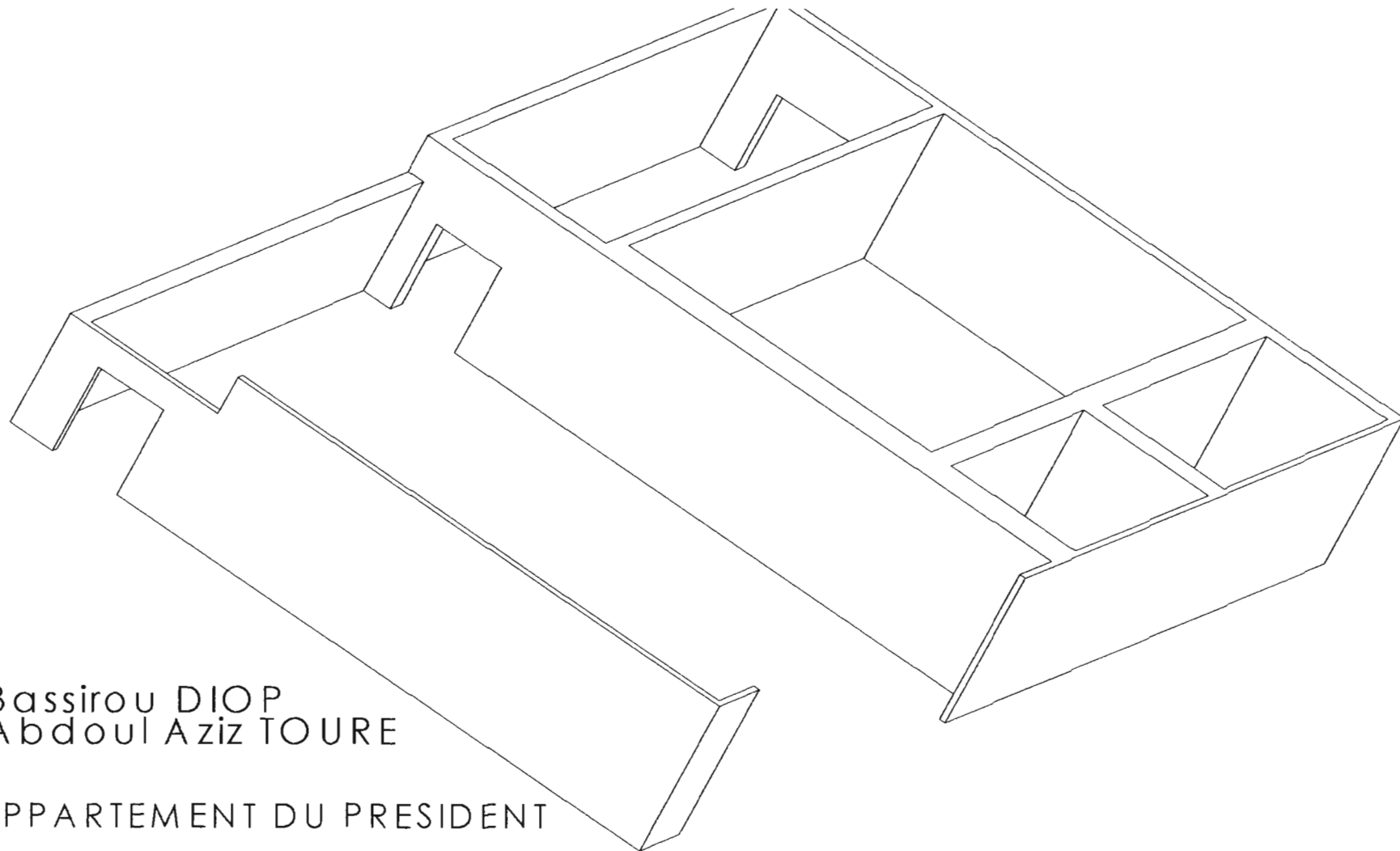
Bassirou DOP
Abdoul Aziz TOURE

APPARTEMENT PREMIER MINISTRE



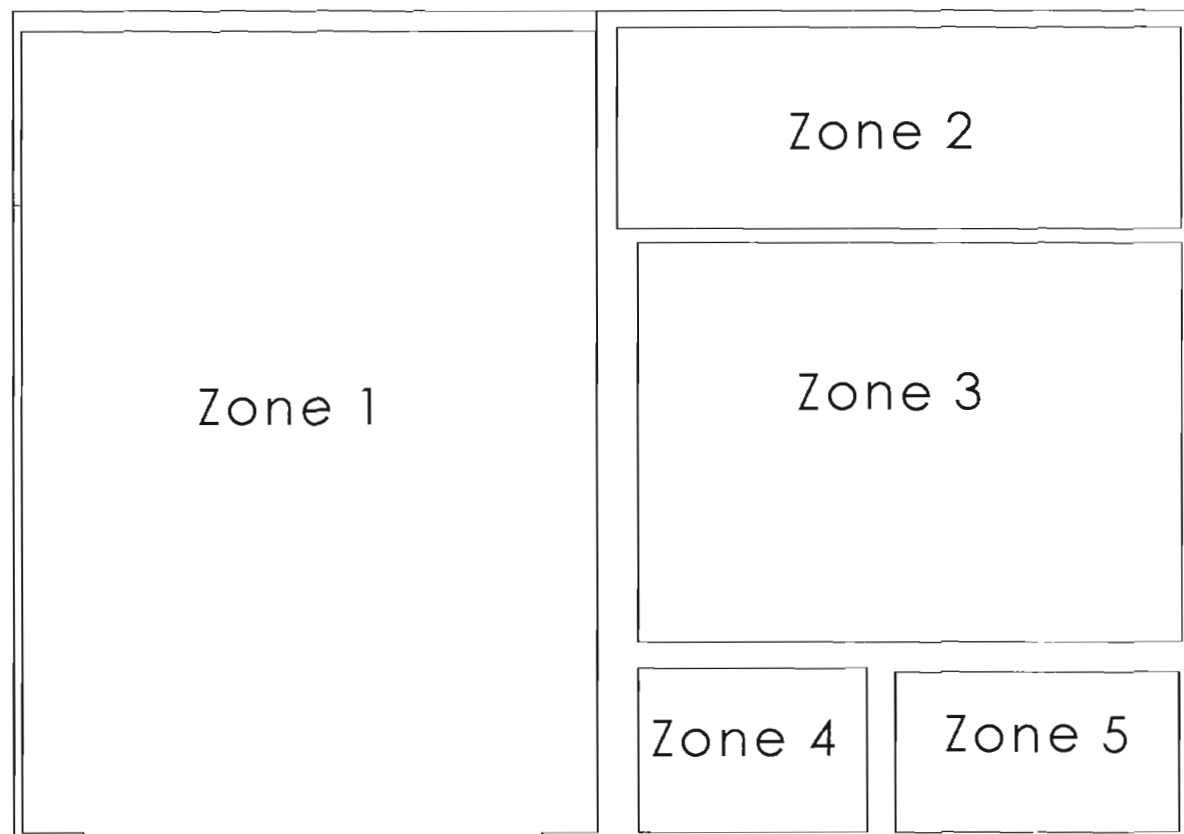
Bassirou DIOP
Abdoul Aziz TOURE

APPATEMENT PREMIER MINISTRE



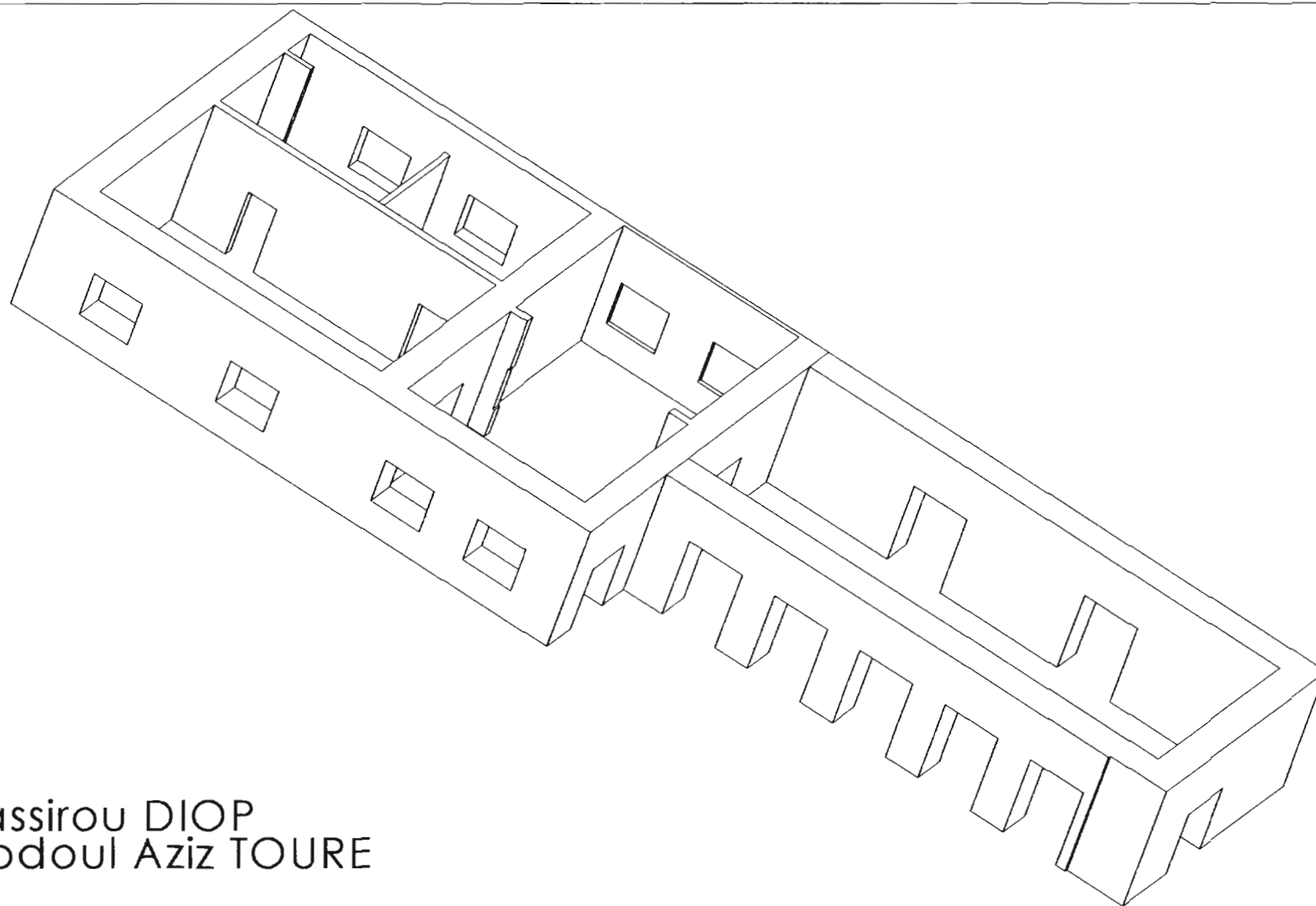
Bassirou DIOP
Abdoul Aziz TOURE

APPARTEMENT DU PRESIDENT



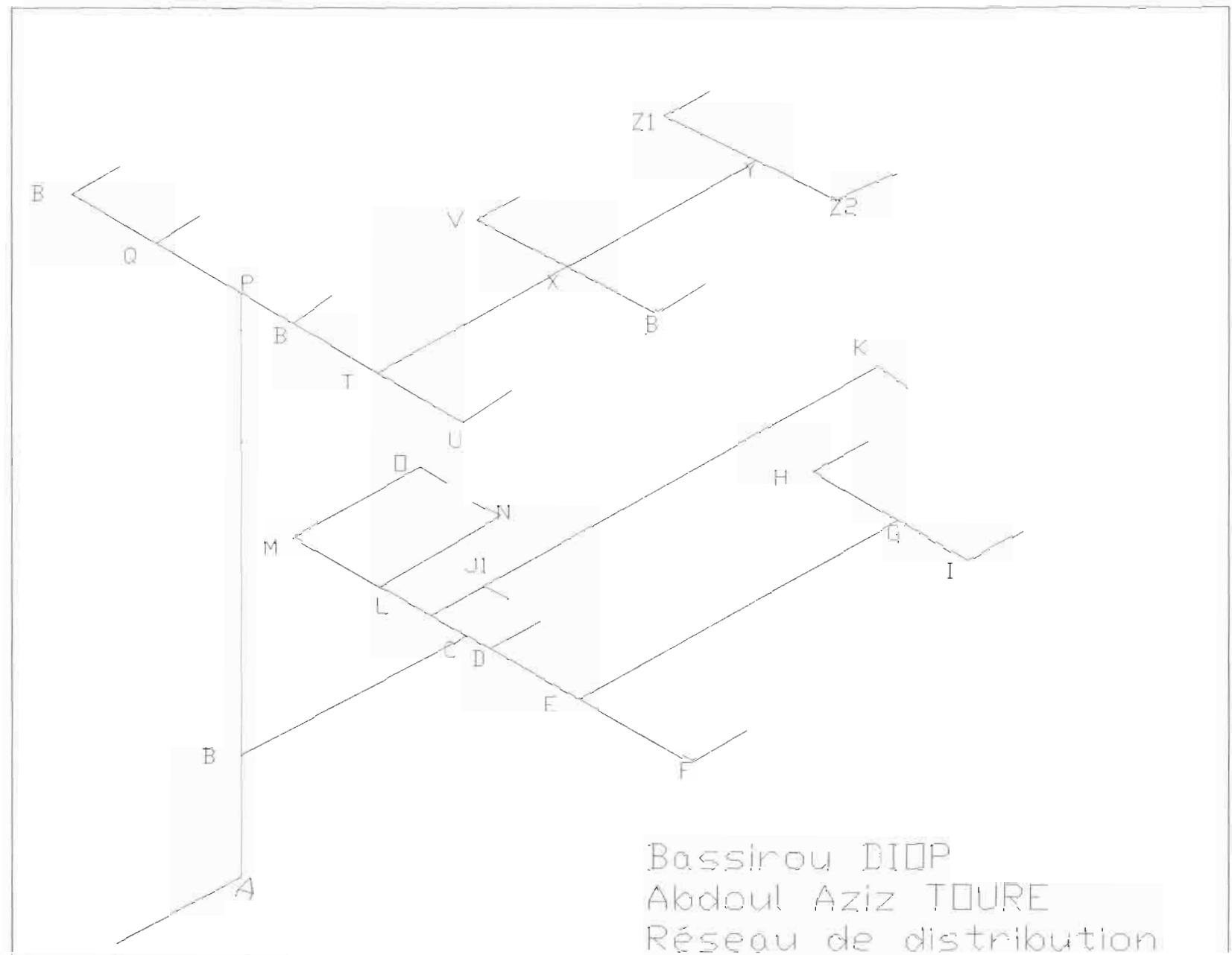
Bassirou DIOP
Abdoul Aziz TOURE

Appartement Président

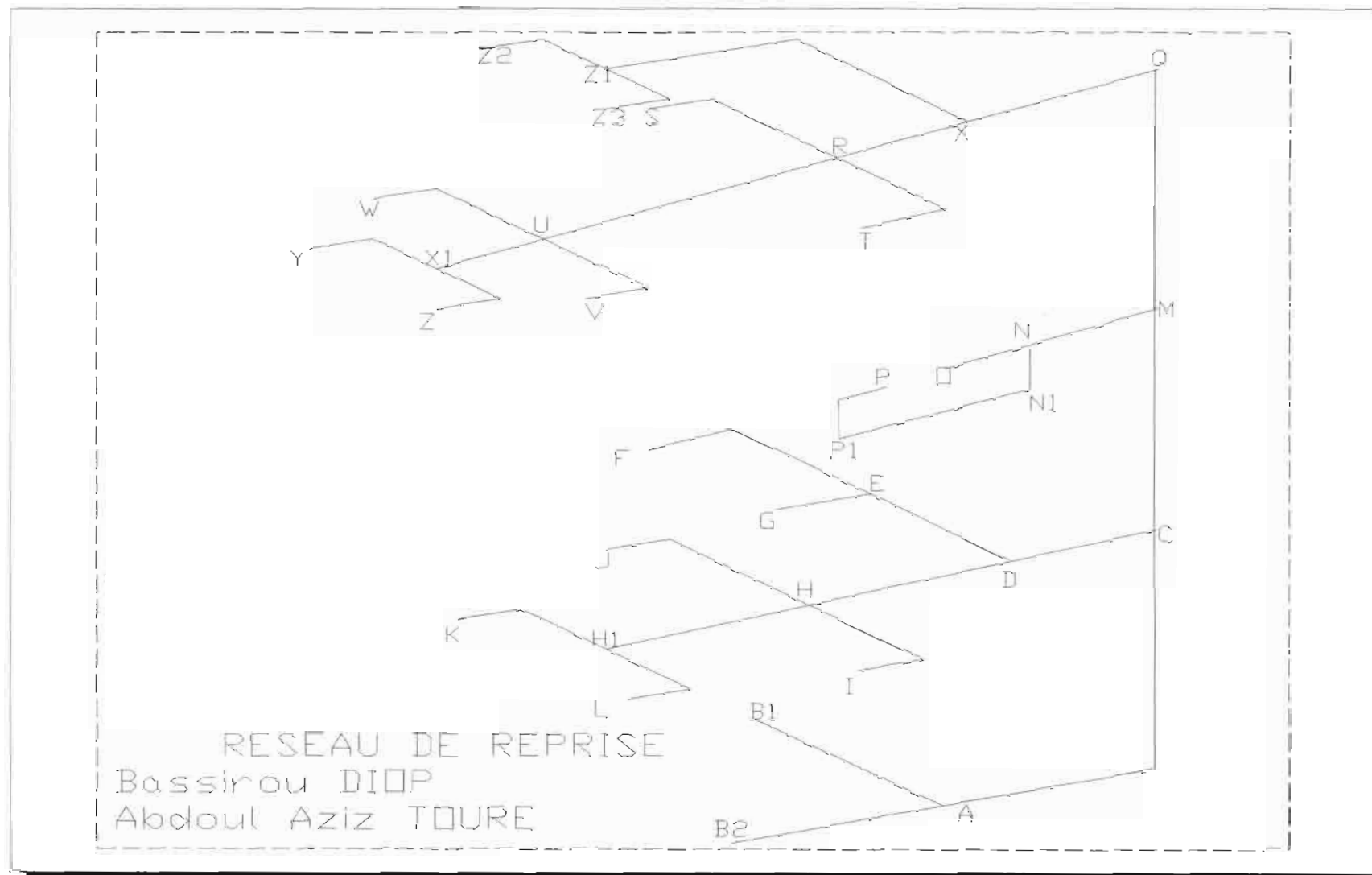


Bassirou DIOP
Abdoul Aziz TOURE

Appartement premier ministre et salle d'accueil



Bassinou DIQP
Abdoul Aziz TOURE
Réseau de distribution



Pression absolue (Pa)	Altitude (m)	Température [°C]							
		0	10	20	30	40	50	60	70
70000	3000	0,87	0,85	0,83	0,8	0,77	0,78	0,73	0,72
75000	2500	0,91	0,88	0,85	0,83	0,8	0,78	0,76	0,74
80000	2000	0,93	0,91	0,88	0,85	0,83	0,8	0,78	0,76
85000	1500	0,96	0,94	0,9	0,88	0,85	0,83	0,8	0,78
90000	1000	0,99	0,96	0,93	0,9	0,88	0,85	0,83	0,8
95000	500	1,02	0,98	0,95	0,93	0,91	0,87	0,85	0,83
98000	0	1,04	1,01	0,97	0,94	0,92	0,88	0,86	0,84
101300	--	1,05	1,02	0,98	0,95	0,93	0,89	0,87	0,85
105000	--	1,07	1,04	1	0,97	0,94	0,91	0,89	0,87
110000	--	1,09	1,06	1,03	0,99	0,96	0,93	0,91	0,89
115000	--	1,12	1,08	1,05	1,01	0,98	0,95	0,93	0,91
120000	--	1,14	1,1	1,07	1,03	1	0,97	0,95	0,93

Tableau X : coef de correction des débits

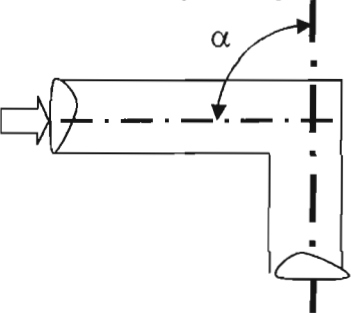
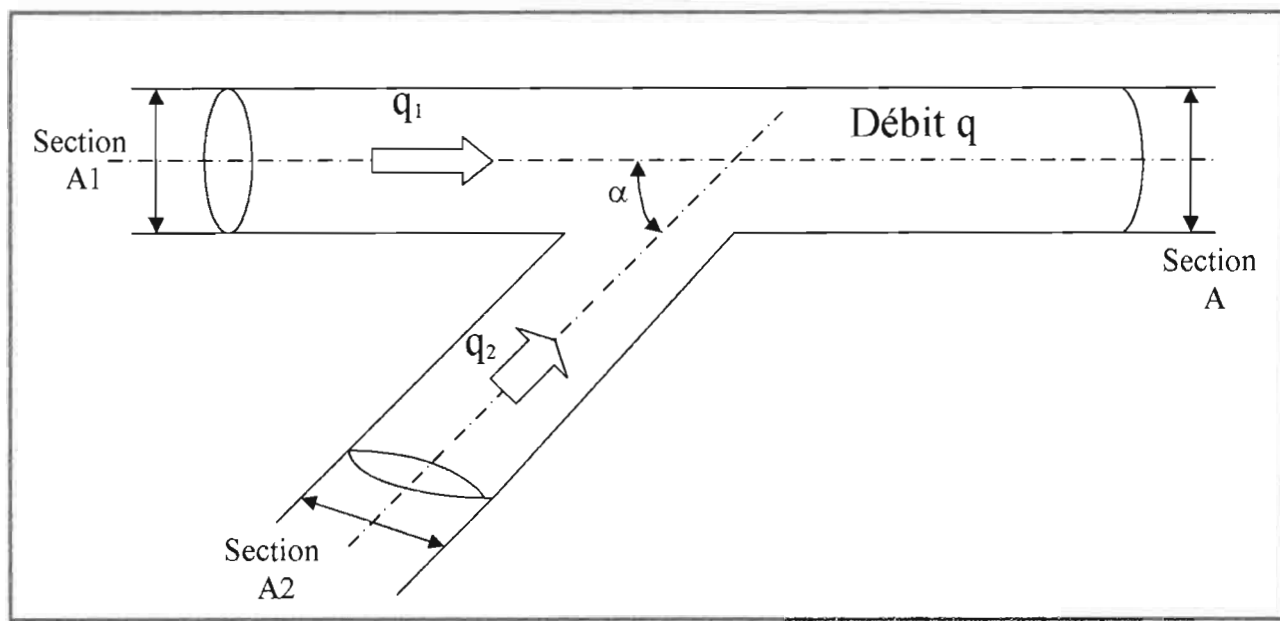
conduites cylindriques		α	20	40	60	80	90	120	140	160	180
	ξ										
			0,2	0,25	0,53	0,9	1,2	2,3	3	3,5	4

Tableau XI: coef de perte de charges singulières pour les coudes



$\alpha = 90^\circ$	passage direct ξ_1	A_2/A q_2/q	0,05	0,1	0,2	0,3	0,5
		0,1	0	0,2	0,2	0,6	1,1
		0,2	0	0	0,4	0,7	1,3
		0,3	----	----	0,4	0,7	1,3
		0,4	----	----	----	0,7	1,2
		0,5	----	----	----	0,7	1,1
		0,6	----	----	----	----	1
		0,7	----	----	----	----	0,8
$\alpha = 90^\circ$	passage confluent ξ_2	A_1/A q_2/q	0,05	0,1	0,2	0,3	0,5
		0,1	2,4	0	-0,8	-1,2	-2
		0,2	>8	3,6	0,4	-0,4	-1,2
		0,3	----	8	2	0,4	-0,4
		0,4	----	>8	5,6	1,6	0,4
		0,5	----	----	6,8	2,7	1,2
		0,6	----	----	>8	4	2
		0,7	----	----	----	5,4	2,8
		0,8	----	----	----	6,9	3,6
		0,9	----	----	----	>8	4,4
		1	----	----	----	----	5,2

Tableau XII : coef de perte de charges singulières pour les confluent

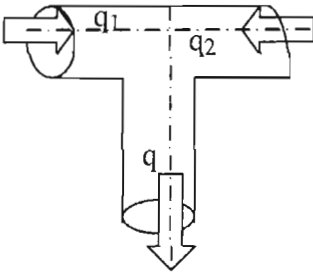
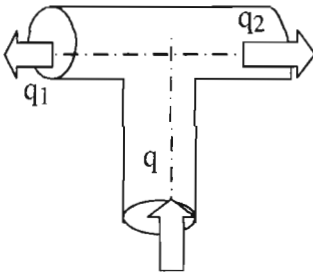
	q_2/q	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
	$x_1 = x_2$	-2,5	-1,5	-0,3	0	1	1,5	2,5	3	3,5	4
	q_2/q	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
	A_1/A										
	0,25	13	9,5	7	5,5	5	5,5	7	9,5	13	17
	0,5	4	3	2,5	2	2	2	2,5	3	4	5
	0,75	2,5	2	1,75	1,5	1,5	1,5	1,75	2	2,5	3
	1	1,75	1,5	1,4	1,25	1,25	1,25	1,4	1,5	1,75	2

Tableau XIII : coef de perte de charges singulières pour les Tés

Epaisseur de l'isolant thermique : 2cm

Diamètre extérieure tuyauterie (mm)	Conductivité de l'isolant [w/m°C]	Ecart entre température de l'eau et celle du local [°C]				
		25	50	75	100	125
21,3 (DN 15)	0,04	4,6	9,6	15,2	21,3	25,8
	0,05	5,8	12,4	18,9	26,6	34,5
	0,06	7	15	23,2	32,4	41,6
	0,07	8	17,4	26,7	37,7	48,3
	0,08	9,2	19,8	33,1	42,6	55,7
26,9 (DN 20)	0,04	5,5	11,6	18,1	24,7	32,6
	0,05	6,8	14	22,9	31,2	41,1
	0,06	8,2	17,9	28,8	37,7	49,5
	0,07	9,6	20,5	32	44	58
	0,08	11	23,7	36	50,2	65,8
33,7 (DN 25)	0,04	6,4	13	20,65	29	37,2
	0,05	8	16,5	26,1	36,3	46,4
	0,06	9,7	20,1	31,2	43,5	55,6
	0,07	11,3	23,2	36,3	50,2	65,3
	0,08	12,9	26,6	41,3	57,1	73,7
42,4 (DN 32)	0,04	7,3	15,9	23,9	33,4	43,5
	0,05	9,2	19,4	30,2	41,5	54,5
	0,06	11,1	23,2	36	50,2	65,3
	0,07	13	26,8	42	58	75,6
	0,08	14,7	30,6	47,6	66,7	87
48,3 (DN 40)	0,04	8,2	17,2	27,6	37,7	49,7
	0,05	10,4	21,5	34,1	47,3	61,7
	0,06	12,4	26,1	41	57,1	74,4
	0,07	14,5	30,3	47,9	66,7	87
	0,08	16,5	34,8	54,2	76,3	99,8
60,3 (DN 50)	0,04	9,7	20,8	32,3	45	58,1
	0,05	12,3	25,9	40,3	56,6	72,9
	0,06	14,7	30,9	48,1	67,6	88,2
	0,07	17,4	36,4	56,5	79,8	102,7
	0,08	20	41,5	64,5	90,8	118,3

Tableau XIV : Coefficient linéique d'émission des tuyauteries calorifugées

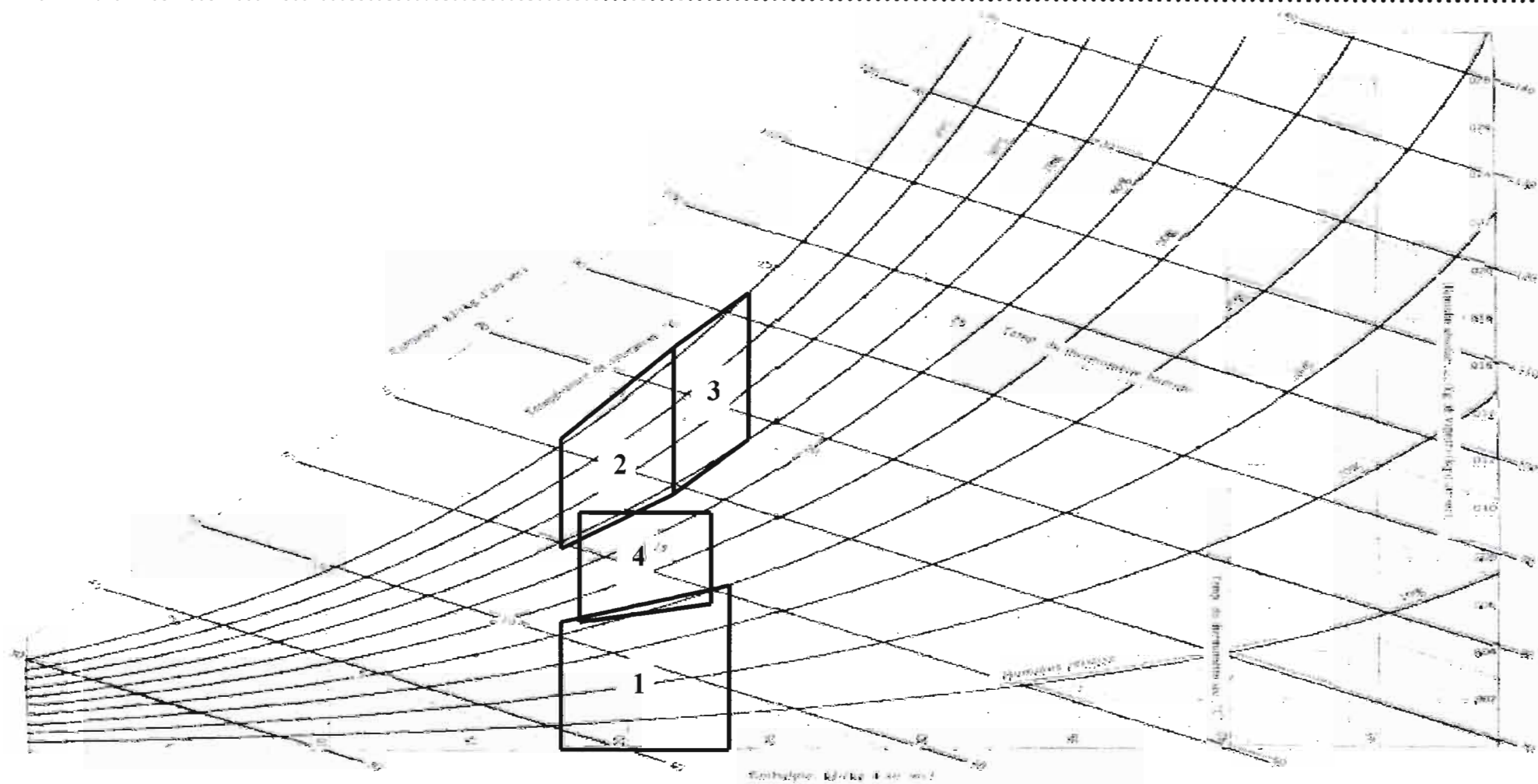


Diagramme de l'air humide

Zone 1 : à éviter vis-à-vis des problèmes de sécheresse

Zone 2 : à éviter vis-à-vis du développement des bactéries et microchampignons

Zone 3 : à éviter vis-à-vis du développement des acariens

Zone 4 : polygone de confort hygrothermique conseillé en climatisation.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1]-G. Porcher–**Cours de Climatisation : bases du calcul des installations de climatisation**, 6^{ème} Edition - Editions Parisiennes chaud-froid-Plomberie (1987).
- [2]- G. Porcher, M. Brun-**Conception et calcul des procédés de climatisation**, 4^{ème} Edition- Editions Parisiennes chaud-froid-Plomberie (1987).
- [3]-Pierre Rapin, Patrick Jacquard–**Formulaire du froid**, 11^{ème} Edition – Dunod, Paris (1999)
- [4]-P Suter, J-Cl Gianola- **Cour de Chauffage & Climatisation** (2^{ème} Partie)- Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne (1978).
- [5]- **Documents techniques du Froid** – PYC Edition.
- [6]-Y. Mandiang – **notes de cours : Analyse de fonctionnement des installations frigorifiques Calcul des chambres froides des condenseurs et évaporateurs** – Ecole Supérieure Polytechnique.
- [7]-Y. Mandiang – **notes de cours : Technologie des matériels frigorifiques (Première partie)** – Ecole Supérieure Polytechnique.
- [8]- Y. Mandiang – **notes de cours : Climatisation & Conditionnement d'air**– Ecole Supérieure Polytechnique.
- [9]- Ministère Français de l'équipement, des transports, du logement, du tourisme et de la mer- **Mémento technique du bâtiment : Le confort thermique** – Centre d'études sur les réseaux, les transports, l'urbanisme et les constructions publiques (2003).

[10]- Paul Demba – **notes de cours : Pertes thermiques d'un collecteur de vapeur** – Ecole Supérieure Polytechnique Centre de Thiès.

[11]- Paul Demba – **notes de cours : Etudes des tuyauteries de distribution de la vapeur d'eau**– Ecole Supérieure Polytechnique Centre de Thiès.

[12]-P. M. Ndiaye- **notes de cours : Le rayonnement solaire** - Ecole Supérieure Polytechnique Centre de Thiès.

[13]-S.GAYE - **notes de cours : transmission de chaleur** - Ecole Supérieure Polytechnique Centre de Thiès.

Webliographie

<http://perso.club-internet.fr/patbor/bilclim.htm>

<http://annuaire.leroymerlin.fr/version2/avis.php?id=401>

http://www.educauto.org/DocTech/dossier_tech.php#clim

http://www.educauto.org/Documents/Tech/ANFA-CLIM/Originaux/accueil_climatisation.html

<http://www.leroymerlin.fr/mpng2-front/pre?zone=zonecatalogue&idLSPub=1048606575&renderall=on>

<http://www.thermexcel.com/french>

<http://www.thermexcel.com/french/ressourc/bilanth.htm>

<http://www.xpair.com>

<http://perso.club-internet.fr/patbor/bilclim.htm>

<http://perso.club-internet.fr/patbor/bilclim.htm#Historique%20de%20la%20climatisation>

http://www.maison-facile.com/050_climatisation.asp

<http://bricodeco.jeditoo.com/bricolage/climatisation.html>

<http://bricodeco.jeditoo.com/bricolage/climatisation.html#sites>