



Faculté des Sciences et des Sciences appliquées
Département de Génie Mécanique

N° d'ordre :...../Mas/2018.

Série :...../GM/2018.

Projet de fin d'étude

Présenté pour obtenir le diplôme de Master
En Génie Mécanique

Option :

Energétique

Calcul de bilan thermique d'un local bureautique avec logiciel BlockLoad

Réalisé par :

Ouared Kahina et Oudini Kheireddine

Soutenu le: 21 /10 /2018

Devant le jury composé de :

Président : M^r.

Rapporteur : M^r. B.MAHFOUD

Université Bouira

Université Bouira

Examineurs :

M^r

M^r.

Université Bouira

Université Bouira

2017/2018

Remerciement.

En préambule, je souhaite rendre grâce à Dieu, le clément et le miséricordieux de m'avoir donné la force et la patience de mener à bien ce modeste travail

Je tiens évidemment à débiter ces remerciements en témoignant de ma profonde reconnaissance envers Monsieur Brahim MAHFOUD, maître de conférence à l'Université BOUIRA pour m'avoir encadré et dirigé ce travail avec patience.

Je remercie vivement Monsieur Mahfoud Maître de conférences à l'Université BOUIRA, qui m'a fait l'honneur de présider le jury, ainsi que pour sa contribution à ma formation.

Je veux exprimer mes remerciements aux membres de jury,

Mes remerciements s'adressent aussi à tous les enseignants du département de Génie Mécanique de l'Université BOUIRA

Merci à tous



Dédicaces

Grace a Allah, ce mémoire a été réalisé.

C'est avec une grande joie que je dédie ce modeste travail à :

*Mes cher parents m'ont donnes la vie, l'espoir, l'amour et
m'ont et m'ont soutenus durant mes études.*

*A tous ceux qui m'ont m'encourage pendant les moments les
plus difficiles.*

*A mes très chères sœurs assia , hakima et lynda
spécialement ma nièce maissa et mon neveu ayoub que le
bon dieu les protège .*

*A très chers frères mouhamed, youssef et bilal et mon beau
frère allaoua*

A très cher ami mihoubi mustapha

A mes tantes et ancles

A tous mes amis

A ceux que j'aime et respecte.

kahina

Dédicaces

Je dédie ce travail

- *à mes parents qui m'ont soutenu durant toutes ces années d'études et qui ont été toujours présent pour me pousser vers toujours plus d'efforts ;*
- *à mes sœurs, mes frères ;*
- *à tous les membres de ma grande famille oudini*
- *à mes professeurs, mes amis et a tous ceux qui m'ont assisté et soutenu dans mes études.*
- *à Mr brahim mehfoud qui m'a apporté aide et assistance en informatique.*

KHEIREDDE OUDINI

Résumé

Le présent travail présente les démarches pour le calcul de bilan thermique pour un local bureautique, avec l'utilisation de logiciel de calcul Block Load . Ce logiciel utilise la méthode des fonctions de transfert approuvée par l'ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers). Le bilan thermique est réalisé sous les données climatiques de ville d'Alger (Algérie). Nos simulations ont été présentées pour différentes inclinaison de toiture ($\theta=0^\circ, 30^\circ, \text{ et } 80^\circ$). Ce bilan permet de dimensionner la puissance du générateur de chaleur et les puissances des émetteurs dans le local. Avec ce bilan on pourra déterminer l'installation la plus économique et la plus efficace. On constate que l'inclinaison du toit d'un angle de 30° permet de diminuer la consommation d'énergie du local.

Mots clés : ASHRAE, Block Load, bilan thermique, local bureautique.

Abstract

The present work presents the steps for the heat balance calculation for a local office, with the use of calculation software Block Load. This software uses the ASHRAE approved transfer function method (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers). The heat balance is carried out under the climatic data of Algiers city (Algeria). Our simulations were presented for different roof inclinations ($\theta = 0^\circ, 30^\circ, \text{ and } 80^\circ$). This assessment makes it possible to size the power of the heat generator and the powers of the emitters in the room. With this assessment we can determine the most economical and efficient installation. It can be seen that the inclination of the roof at an angle of 30° makes it possible to reduce the energy consumption of the room

Keywords: ASHRAE, Block Load, heat balance, local office.

ملخص

يقدم هذا العمل الخطوات اللازمة لحساب الحصيلة الطاقوية لمكتب عمل ، باستخدام برنامج الحساب Block Load. يستخدم هذا البرنامج طريقة الانتقال الحراري المستعملة من طرف ASHRAE (الجمعية الأمريكية لمهندسي التدفئة والتبريد وتكييف الهواء). يتم حساب الحصيلة الطاقوية في ظل البيانات المناخية لمدينة الجزائر العاصمة . تم محاكاة ثلاث حالات خاصة بميل السقف وهي على التوالي ($\theta = 0^\circ, 30^\circ, \text{ و } 80^\circ$). هذا التقييم يجعل من الممكن قياس قوة مولد الحرارة وخسارة الطاقة في الغرفة. مع هذا التقييم يمكننا تحديد التركيب الأكثر اقتصادا وفعالية. يمكن ملاحظة أن ميل السقف عند زاوية 30° درجة يجعل من الممكن تقليل استهلاك الطاقة في الغرفة.

كلمات مفاتيح: ASHRAE, Block Load, الحصيلة الطاقوية ،مكتب عمل

Liste des symboles

Symboles latins		Unités
D	Distance	[m]
H	Enthalpie	[kj/kg]
E	Épaisseur	[m]
H	Coefficient de déperdition	[w/k]
HI	Enthalpie latente	[kj/kg]
Hs	Enthalpie sensible	[kj/kg]
L	Longueur	[m]
P	Déperditions	[w]
P_c	Déperditions par conduction (parois)	[w]
P_a	Déperditions aérauliques	[w]
R	Résistance thermique	[m ² . K/W]
S	Surface	[m ²]
T	Température	[k]
	Q_{iL}	Charges internes latentes
	Q_{is}	Charges internes sensibles
Q_v	Débit volumique	[l/s]
Q	Quantité de chaleur	[kj/kg]
Φ_{surf}	Déperditions linéiques par les parois vers l'extérieur	[w]
$Q_{rég}$	Débit réglementaire total du logement	[m ³ /h]
U	Coefficient de transmission de paroi	[w.m ⁻² .k ⁻¹]
UE	Coefficient d'équilibre	[w.m ⁻² .k ⁻¹]
W	Poids d'eau	[g/kg]

Symboles grecs

	Θ_i	Température intérieure	
θ_{eb}		Température extérieure	[°C]
Ψ		Coefficient linéique du pont thermique	[w/m ⁻¹ .k ⁻¹]
λ		Conductivité thermique	[W/m °K]
ϕ		Flux thermique	[w]
ρ		Masse volumique	[kg/m ³]

Abréviation

Aff	Facteur d'affaiblissement dû aux masques proches
Alocc	Apports latents par occupant pour la période considérée
Asb	Apports pour la bureautique
Asapp	Apports sensibles par l'appareillage électrique
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
Asmach	Apports sensibles par les machines
Clfécl	Facteur de charge pour l'éclairage
ClfMach	Facteur de charge pour les machines
DJU	Degré de jours unifié de votre région.
DTU	Document Technique Unifié
Nbocc	Nombre d'occupants pour la paroi dans une période considérée.
Pécl	Puissance d'éclairage
Sh	Surface habitable du local
CSTB	Centre Scientifique et Technique du Bâtiment

Liste des figures

Chapitre I

Figure I.1. La temperature de consigne.....	4
Figure I.2 .Chauffage par convection	5
Figure I.3. Chauffage par rayonnement.....	6
Figure I.1. Répartition moyenne des déperditions dans une maison individuelle.....	9
Figure. I.2.Les parois déprédatives.....	12
Figure .I.3. Dimensions extérieurs	14

Chapitre II

Figure .II.1 : Élément de base permettant de définir le coefficient de conductibilité (λ). .	17
Figure. II.2 : Différentes résistances au flux thermique d'une paroi simple	20
Figure. II.3 : Diagramme de calcul de la charge (algorithme d'ASHRAE).....	22
Figure .II.4 : Algorithme de la méthode des fonctions de transfert d'ASHRE.....	23

Chapitre III

Figure.III.1 : Bâtiment (Local Bureautique) dessiné avec solid works.....	34
Figure. III.2: Block Load version 4.15.....	37
Figure.III.3 : Nouveau projet (Local bureautique).....	38
Figure.III.4 : Ecran de saisie : Zone Données-1.....	40
Figure.III.5 : Ecran de saisie : Zone Données-2.....	41
Figure.III.6 : Ecran de saisie, bâtiment et matériaux.....	43
Figure.III .7 : Ecran de saisie, exposition.....	45
Figure.III.8 : Ecran de saisie, paroi/LNC.....	46
Figure.III.9 : Ecran de saisie, système cvc données.....	47

Chapitre IV

Figure. IV.1 : le plan de local.....	49
Figure. IV.2.Température moyenne mensuelle pendant l'année.....	52
Figure. IV.3 : Diagramme psychrométrique (air humide) (local avec toiture horizontale)..	56
Figure IV.4 : Diagramme psychrométrique (air humide) (local avec toiture incline).....	60

Liste des tableaux

Tableau II.1: Caractéristique thermique de différents matériaux	18
Tableau III.1: Les conditions initiales.....	35
Tableau III.2: Poids des murs.....	43
Tableau III.3: Poids de la toiture	44
Tableau IV.1: Résumé des spécifications de construction.....	48
Tableau IV.2: Tableau climatique Alger centre.....	51
Tableau IV.3: Dimensionnement de l'espace (local avec toiture horizontale)	52
Tableau IV.4: Conception des systèmes de refroidissement et de chauffage.....	53
Tableau IV.5: Dimensionnement de l'espace (local avec toiture incline).....	56
Tableau IV.6: conception de refroidissement (local avec toiture incliné d'angle 30°).....	57
Tableau IV.7: conception de chauffage (local avec toiture incliné d'angle 30°).....	58
Tableau IV.8: Dimensionnement de l'espace (local avec toiture incliné d'angle 80°).....	60

...

Sommaire

Remerciement	i
Dédicace	ii
Dédicace	iii
Liste des symboles	iv
Liste des figures	v
Liste des tableaux	vi
Introduction générale	1

Chapitre I : Généralités et revue bibliographique

I.1 Définition de bilan thermique	03
I.2 Le confort thermique	03
I.3 Obtention d'un bon confort thermique	08
I.4. Paramètres intervenant dans le bilan thermique	08
I.5. Eléments de calculs du bilan thermique	09
a) Déperditions P_t par conduction par les parois	09
b) Déperditions aérauliques P_a (ventilation et infiltration):	11
c) Réalisation pratique du bilan thermique:	11
I.3. Calculez la résistances thermique des parois	12
I.4. Définissez les travaux d'amélioration	14
I.5. Etude bibliographiques	14

Chapitre II : Méthode de calcul des bilans thermiques

I.I Généralités	16
I.2 Rappels de base sur les échanges thermiques	16
II.3 Bases de calcul	20
II.3.1 Méthode des fonctions de transfert	21
II.3.2 Module du système (CVCA)	21
II.4. Les apports internes	23
II.4.1. Les apports par les occupants	23
II.4.2. Les apports par l'éclairage	23
II.4.3. Les apports par les appareils	24
II.5. Les apports par conduction	25

II.5.1. Apports par conduction pour les parois opaques	25
II.5.2. Passage du coefficient U hiver au U Ashrae	27
II.5.3 Parois en contact avec le sol	28
II.5.4. Prise en compte des ponts thermiques	28
II.5.5. Apports par conduction pour les parois vitrées	28
II.6. Les apports par rayonnement	29
II.7. Renouvellement d'air et infiltrations	30
II.7.1. Utilitaires de calcul	30
Chapitre III : Description du local et l'environnement de simulation Block Load	
III.I: Introduction	32
III.2: Description du local	33
III.3: L'environnement de simulation Block Load	35
III.3.1. Le logiciel	35
III.3.1. 2. Micro-ordinateur nécessaire	38
III.3.1.3. Définitions	38
III.3.1.4. Unités de mesure	38
III.3.1. 5. Préparation des données	38
III.3.2. Le Site	39
III.3.3. Les ZONES	40
III.3.4. SYSTEME CVC	45
Chapitre IV: Résultats et discussions	
IV.1. introduction	47
IV.2Spécifications de construction	47
IV.3. Charges de climatisation	48
IV.3. 1.Gains de chaleur:	49
IV.3. 2. Analyse de transfert de chaleur	49
IV.3. 3. Calcul de la charge thermique pour local bureautique	50
Conclusion	61
Bibliographies	62

Introduction générale

Il devient impératif de développer des solutions alternatives pour le calcul de bilan thermique d'un bâtiment. Avant de démarrer une étude vous devez connaître les données du bâtiment et les caractéristiques du système de chauffage et de climatisation envisagé. La plus part de ces informations peut-être déterminées à partir des plans et des spécifications techniques du dossier. Les données nécessaires sont le climat du site. Il est aisé d'obtenir les données d'un site à partir de la base de données météo. Nature des murs, toitures, vitrages et parois sur locaux non chauffés ou non climatisés. Données dimensionnelles du bâtiment incluant les surfaces et expositions (orientation) des murs, toitures, vitrages incluant les caractéristiques des protections solaires et parois. Nombre ou densité de personnes ainsi que leur niveau d'activité. Information sur la puissance et les caractéristiques du système d'éclairage et des divers équipements électriques. Stratégie de zoning : un thermostat pour l'ensemble du bâtiment ou un thermostat pour chaque zone (ou local). Type de système CVC par exemple : chauffage et climatisation, climatisation seule, ... Nature de l'équipement de chauffage par exemple : air chaud, chauffage électrique, chauffage central. Point de consigne du thermostat pour le chauffage et la climatisation. Critère de calcul pour la ventilation, l'air neuf, le rejet et les bases du système de chauffage.

Objectif de l'étude

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

Organisation du mémoire

Le premier chapitre est consacré à l'intérêt pratique du thème, et la théorie résidant derrière l'importance primordiale de calculer les charges été/hiver pour les bâtiments tertiaires, simple ou multiple zones, avec l'utilisation des logiciels de calculs.

Le deuxième chapitre détaille la méthode des facteurs de réponse ou *Transfer Function Methodology for load calculations* pour le calcul des bilans thermiques.

Le troisième chapitre décrit la géométrie et l'environnement de simulation avec le logici

el **Block Load** 4.15.

Le quatrième chapitre présente les résultats des différentes cas étudiés à l'aide des figures, des tableaux et la discussions, suivi d'une conclusion générale.

Chapitre I : Généralités et revue bibliographique

I.1 Définition de bilan thermique

Le bilan thermique est le diagnostic complet du bâtiment a pour objectif de déterminer la nature des améliorations à apporter pour réduire la consommation d'énergie. Ce bilan doit être réalisé par un spécialiste appelé « thermicien qui saura passer le bâtiment au peigne fin.

Suite à cet examen, nous recevrons un document synthétique sur l'état actuel de notre bâtiment, une liste de plusieurs suggestions ainsi qu'une évaluation de l'impact des travaux sur le confort et la consommation de notre habitat [1].

I.2 Le confort thermique

C'est une sensation liée à la chaleur qui est propre a chacun. En hiver un bon confort thermique doit garantir une sensation suffisante de chaleur. En été, il doit limiter cette chaleur pour éviter les surchauffes. Quels sont les déférents critères qui influencent ce confort thermique et comment obtenir un bon confort thermique ? Voici quelques éléments de réponses La température ambiante (température de consigne) [2].

- L'occupant
- Chauffage
- Le mouvement d'air
- **La température ambiante (ou de consigne)**

C'est le premier critère qui vient à l'esprit, qui même s'il est déterminant, n'est pas le seul. Pour obtenir un confort thermique satisfaisant, il faut paramétrer une température de consigne suffisante. On a l'habitude de dire que la température ambiante de confort se situe entre 19°C et 20°C. Attention à ne pas surchauffer car passer de 20°C à 21°C entraîne une surconsommation d'énergie d'environ 7%. La nuit et en période d'inoccupation, cette température pourra être abaissée de 2 à 3°C grâce à la régulation du chauffage.



Figure I.1 La température de consigne

- **La température des parois**

La température des parois a une grande influence sur la température ressentie. Pour calculer simplement la température ressentie, il faut faire la moyenne entre la température des parois et la température ambiante. Par exemple, pour une température d'ambiance de 20°C :

Cas n°1 : Température de paroi de 16°C : la température ressentie sera de 18°C

Cas n°2 : Température de paroi de 19°C : la température ressentie sera de 19,5°. Pour une même température de consigne, le confort thermique sera insuffisant dans le cas 1 et satisfaisant dans le cas 2. Pour augmenter la température des parois, il convient d'isoler correctement son logement en limitant le plus possible les ponts thermiques. Il faut également mettre en place des vitrages performants dont la pose aura été soignée.

- **La production de la chaleur**

Dans le cas d'un chauffage par convection, l'air en mouvement est utilisé pour transférer la chaleur du système de chauffage vers les occupants. De fait, l'air chaud remonte et l'air froid reste au niveau du sol. En conséquence, il se crée une stratification de l'air (plus chaud en haut qu'en bas) qui provoque un inconfort thermique (froid aux pieds). De plus, le chauffage par convection tend à assécher l'air, ce qui peut être désagréable. On trouve parfois un humidificateur d'air accolé au convecteur pour limiter ce ressenti (réserve d'eau liquide). Aussi, les convecteurs peuvent accentuer la sensation de courant d'air qui provoque de l'inconfort et oblige à chauffer plus. Enfin, ces éléments de chauffage sont très chauds (autour de 90°C sur le corps de chauffe), ce qui peut poser des problèmes de sécurité chez les enfants. Les « convecteurs » (ou « grilles pains ») ou autres « soufflants » sont donc à éviter notamment quand les volumes à chauffer sont importantes [3].

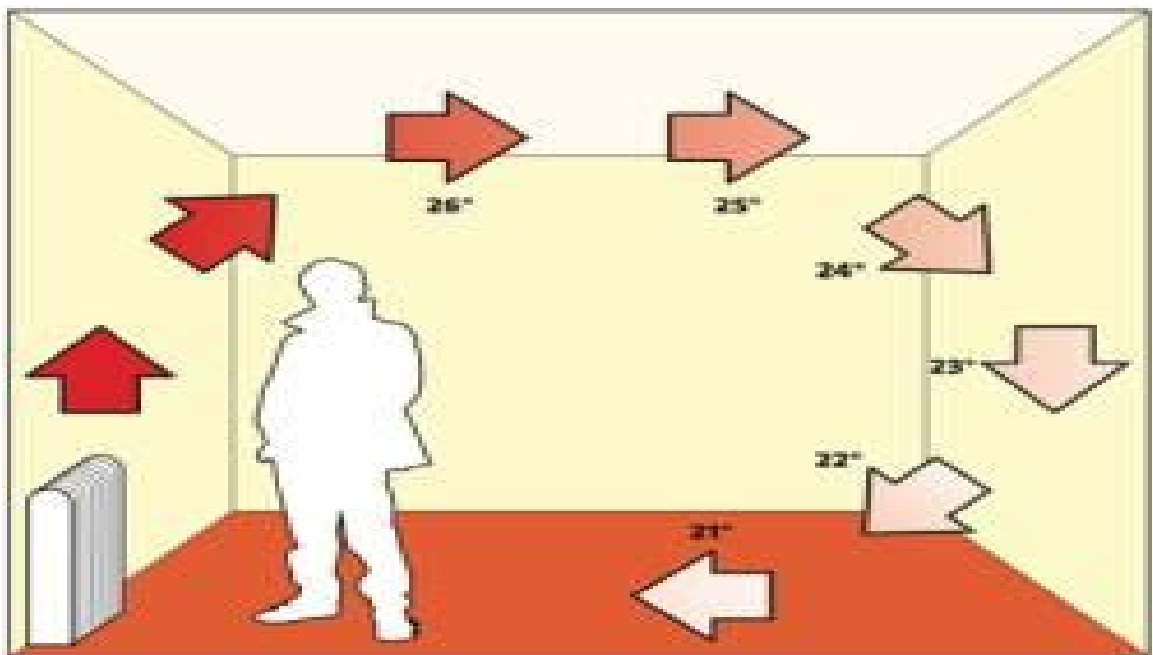


Figure I.2 Chauffage par convection

Dans le cas d'un chauffage par rayonnement, ce sont des ondes infrarouges qui sont utilisées pour transférer la chaleur du système de chauffage vers les occupants. Il y a peu de stratification de l'air et le confort thermique est meilleur. Parmi les chauffages par rayonnement, on peut citer : le plancher chauffant, les poêles de masse (à restitution lente de la chaleur), les radiateurs électriques à inertie et les radiateurs à eau.

Il existe des modes de chauffage qui utilisent à la fois la convection et le rayonnement, ils apportent un confort thermique satisfaisant. On peut citer : les panneaux rayonnants et les poêles à granulés.

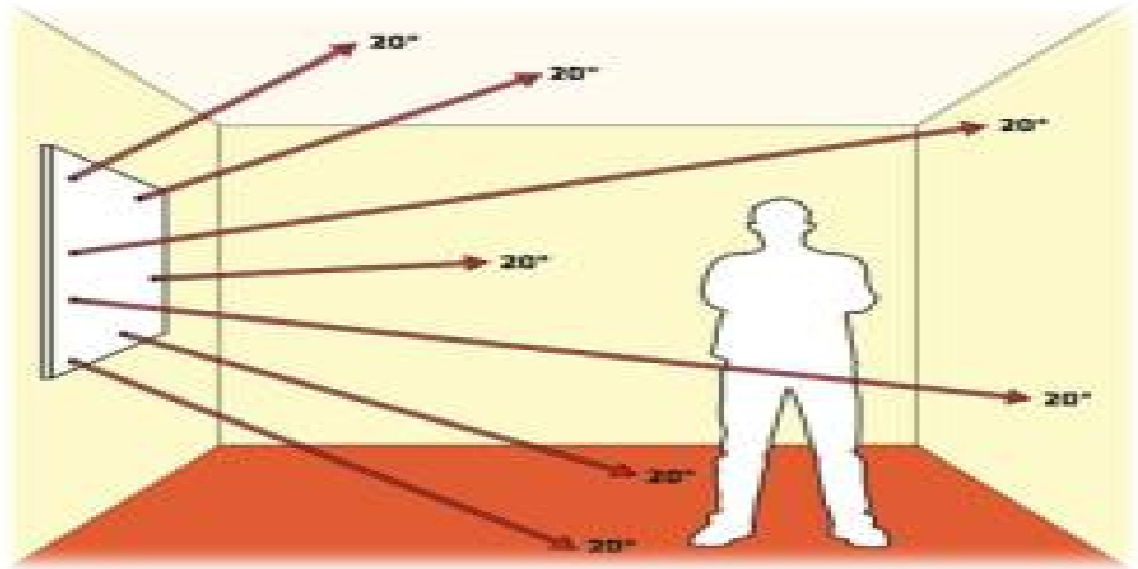


Figure I.3 Chauffage par rayonnement

- **Les variations de températures**

Le confort thermique est meilleur lorsque l'amplitude des températures est faible. On peut considérer qu'une amplitude de 1°C est acceptable. Par exemple, vous réglez la température de consigne à 20°C. Le chauffage va produire de la chaleur jusqu'à atteindre 20.5°C, puis ne se remettra en route qu'à 19.5°C. Pour lisser au mieux les températures, il faut mettre en place une régulation efficace. Dans les faits, tous les modes de chauffage ne sont pas capables d'une régulation si fine. Pour les poêles à granulés notamment, on accepte une amplitude de 2°C. En été, des protections solaires couplées à une forte inertie thermique évitent les surchauffes.

Une bonne homogénéité de la température entre les pièces améliore le confort thermique. Cette harmonie est plus facile à atteindre lorsqu'il y a plusieurs émetteurs de chaleur (des radiateurs dans chaque pièce). Dans le cas d'un unique point chaud, comme un poêle à granulés, les températures sont moins homogènes. De ce fait, il faut limiter la surface chauffée par ces systèmes. A titre d'exemple, la Réglementation thermique 2012 limite l'usage d'un poêle à granulés à une surface de 100m² afin d'obtenir une régulation correcte des températures.

- **La distribution de la chaleur**
- **L'humidité relative de l'air (hygrométrie)**

Une bonne homogénéité de la température entre les pièces améliore le confort thermique. Cette harmonie est plus facile à atteindre lorsqu'il y a plusieurs émetteurs de chaleur (des radiateurs dans chaque pièce). Dans le cas d'un unique point chaud, comme un poêle à granulés, les températures sont moins homogènes. De ce fait, il faut limiter la surface chauffée par ces systèmes. A titre d'exemple, la Réglementation Thermique 2012 limite l'usage d'un poêle à granulés à une surface de 100m² afin d'obtenir une régulation correcte des températures

Un taux d'humidité situé entre 40% et 60% permet un bon confort thermique. Avec un taux d'humidité élevé, on aura tendance à augmenter la température de consigne (surconsommation d'énergie). A l'inverse, on aura tendance à diminuer la température de consigne dans un environnement plus sec (maisons RT 2012 notamment) mais il n'est pas recommandé de descendre en dessous de 40%. Pour réguler au mieux l'humidité, il est nécessaire de mettre en place une ventilation mécanique contrôlée

- **Les mouvements d'air**

Les mouvements d'air accentuent les échanges de chaleur par convection. Par exemple, quand la météo affiche une température réelle de 0°C, la température ressentie peut être de -7°C sous l'effet du vent. L'homme perçoit les mouvements d'air à partir d'une vitesse de 0.2m/s (0,7 km/h). Pour éviter ces flux d'air, on peut mettre en place une ventilation mécanique qui assure une vitesse de l'air assez faible. Cette vitesse est plus difficile à gérer dans le cas d'une ventilation naturelle. Le choix du chauffage est également important (les convecteurs renforcent les mouvements d'air), de même qu'une bonne étanchéité à l'air du bâtiment, en particulier au niveau des ouvrants

- **L'occupant**

En fonction de sa sensibilité, de son activité et de sa tenue, l'occupant va également avoir une influence sur le confort thermique. Plus l'occupant a une activité physique soutenue et plus il est habillé chaudement, plus la température de consigne pourra être faible. Porter des pulls en hiver est donc un bon moyen de faire des

économies d'énergie [4] La sensibilité de chacun est également à prendre en compte. L'âge est une variable importante de ce ressenti (jeunes enfants et seniors notamment).

I.3 Obtention d'un bon confort thermique

En définitive, c'est l'occupant du logement lui-même qui est le plus apte à définir le « bon » confort thermique. Ce confort thermique résulte de nombreux paramètres comme les températures d'ambiance et des parois, les modes de chauffage, le taux d'humidité ou les mouvements d'air. Pour obtenir un confort thermique satisfaisant, il faut agir au niveau du bâti, des systèmes et des occupants. Au niveau du bâti, une isolation suffisante et des fenêtres performantes évitent le phénomène de parois froides et diminuent les mouvements d'air. Au niveau des systèmes, une température de consigne autour de 19-20°C couplée à une bonne régulation et l'utilisation d'une VMC hygroréglable améliorent le confort thermique, tout en limitant les consommations indispensables d'énergie. Enfin, au niveau des occupants, une tenue adaptée à la saison est.

I.4 Paramètres intervenant dans le bilan thermique

Effectuer le bilan thermique d'un local consiste à calculer ses « **déperditions** » c'est-à-dire la puissance calorifique perdue en watts à la température extérieure de base. La température extérieure de base est la température extérieure minimale constatée en moyenne sur une région en fonction de latitude (exemples : Latitude Alger 36.7 deg, longitude 3.3 deg). Pour ce calcul, on se place dans des conditions défavorables sans tenir compte des apports éventuels (solaire, occupants...). Par contre, ces derniers paramètres seront utilisés pour déterminer plus tard la consommation annuelle de chauffage du local. Ce bilan permet de dimensionner la puissance du générateur de chaleur et les puissances des émetteurs dans les pièces [5].

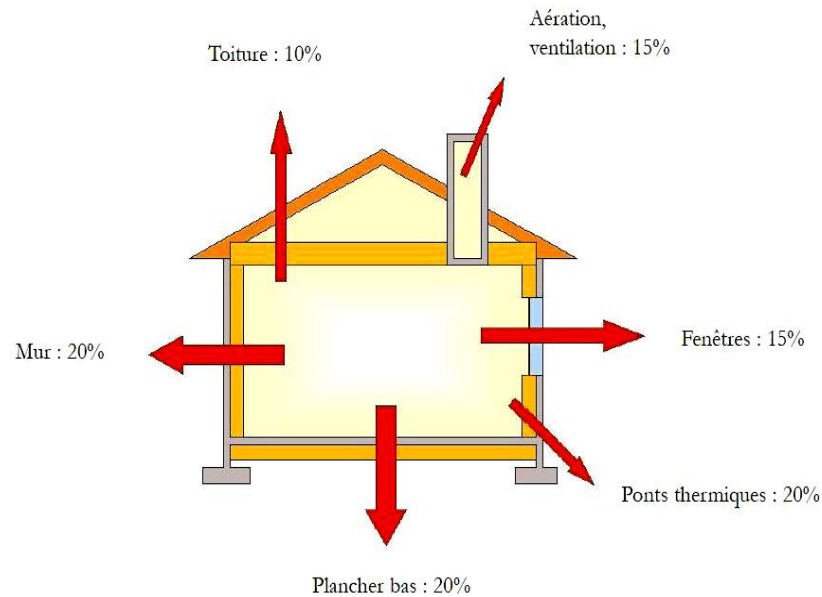


Figure. I.4 Répartition moyenne des déperditions dans une maison individuelle.

I.5 Eléments de calculs du bilan thermique

➤ Le calcul des déperditions d'une maison repose sur la formule

$$P = P_t + P_a \text{ [W]} \quad (\text{I.1})$$

Avec P_t = déperditions par conduction (parois)

P_a = déperditions aérauliques (ventilation + infiltrations)

a) Déperditions P_t par conduction par les parois

$$P_t = \Phi_{\text{surf}} + \Phi_{\text{lin}} \text{ [W]} \quad (\text{I.2})$$

avec Φ_{surf} = déperditions surfaciques par les parois vers l'extérieur, vers un local non chauffé ou vers le sol

Φ_{lin} = déperditions linéiques par les parois vers l'extérieur

- **Déperditions surfaciques par les parois** (pertes à travers un mur extérieur, un mur en contact avec un local non chauffé, un plancher en contact avec le sol...):

$$\Phi_{\text{surf}} = \Sigma(\mathbf{b.S.U}).(\theta_i - \theta_{\text{eb}}) \text{ [W]} \quad (\text{I.3})$$

Avec θ_i = température intérieure en °C

θ_{eb} = température extérieure de base en °C

S = surface de la paroi en m^2 (cotes intérieures)

U = coefficient de transmission de la paroi en $W.m^{-2}.K^{-1}$

b = coefficient de réduction de température (b donné par la réglementation thermique,

$b = 1$ si contact avec l'extérieur, $b < 1$ si contact avec local non chauffé)

Le coefficient U représente la puissance calorifique perdue par m^2 de paroi et pour $1\text{ }^\circ\text{C}$ d'écart de part et d'autre de la paroi. Les valeurs pour les vitrages sont fournies par la réglementation thermique*. Par contre, les valeurs sont à calculer pour les pertes vers le sol et pour les murs (cf réglementation thermique*).

Exemple de calcul de U pour un mur extérieur : $U = 1 / R_t$ (I.4)

Avec R_t = résistance thermique totale du mur en $m^2.k / w$

= $R_{\text{homogène}} + R_{\text{hétérogène}} + R_{\text{superficielles}}$

$R_{\text{superficielles}}$ = résistances thermiques en surfaces de la paroi dues aux

échanges par convection et rayonnement (fournies par la réglementation thermique)

$R_{\text{hétérogène}}$ = résistance thermique d'une couche hétérogène (brique creuse, parpaing...) fournie par le constructeur ou la réglementation thermique

$R_{\text{homogène}}$ = résistance thermique d'une couche homogène (béton, isolant, plâtre, enduit extérieur...) à calculer :

= e / λ avec e = épaisseur de la couche en m

λ = conductivité du matériau en $w.m^{-1}.k^{-1}$

- (0,04 environ pour la laine de verre et 2,5 pour le béton armé)

- **Déperditions linéiques par les parois**

Les déperditions thermiques, aussi appelées « ponts thermiques », représentent les pertes lors des liaisons entre deux parois. Ces liaisons peuvent entraîner une rupture dans la continuité de l'isolation. A noter que l'isolation « par l'extérieur » d'un bâtiment supprime pratiquement tous les ponts thermiques [6] .

$\Phi_{\text{lin}} = \Sigma(\mathbf{b.L.\Psi}).(\theta_i - \theta_{\text{eb}})$ [W] (I.5)

Avec L = longueur du pont thermique en m

Ψ = coefficient linéique du pont thermique en $\text{w.m}^{-1}.\text{k}^{-1}$ (donné par la réglementation thermique)

b) Déperditions aérauliques P_a (ventilation et infiltration)

$$P_a = 0,34.(\theta_i - \theta_{eb}).\alpha.Q_{\text{rég}} \quad [\text{W}] \quad (\text{I.6})$$

Avec α = coefficient fonction du mode de ventilation : simple flux, simple flux

hygroréglable, double flux, double flux avec échangeur (valeur de α dans réglementation thermique)

$Q_{\text{rég}}$ = débit réglementaire total du logement en m^3/h (valeur dans réglementation thermique)

c) Réalisation pratique du bilan thermique

Voici une démarche détaillée pour faire un bilan thermique simplifié. Afin de simplifier les calculs les déperditions des ponts thermiques, les pertes par ventilation et les apports d'énergie naturels. Néanmoins, en suivant cette démarche, nous aurons une bonne approximation des déperditions de notre habitation, nous pourrons définir les priorités des travaux à réaliser et évaluer l'impact des travaux sur la facture d'énergie.

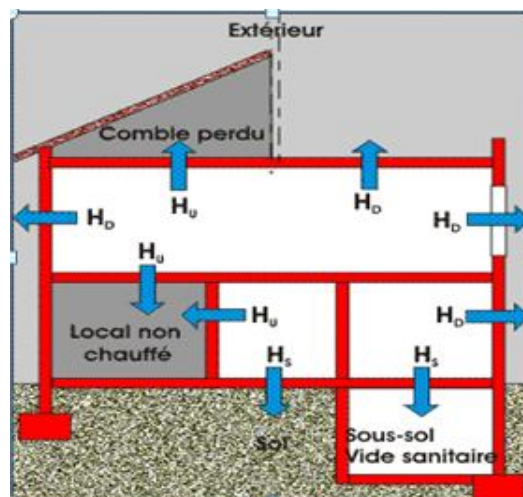


Figure. I.5 Les parois deperditives

Les parois déprédatives à prendre en compte pour les calculs du bilan thermique sont :

- Les parois intérieures ayant face à l'extérieur.
- Les parois intérieures ayant une face sur un local non chauffé.
- Les parois intérieures étant en contact avec le sol.

Ne sont pas prises en compte pour le bilan thermique les parois isolées ($U < 0,5 \text{ W (m}^{-2}/\text{K)}$) des locaux chauffés donnant sur des volumes intérieurs.

Exemple de parois déprédatives :

- Murs de façade de la habitation (murs ; pignons)
- Sol en contact avec le sol.
- Sol donnant sur vide sanitaire ou local non chauffé
- Plafond donnant sur comble perdu
- Plafond donnant sur terrasse ou toiture.
- Portes
- Fenêtres

I.6. Calcul des résistances thermiques des parois

La résistance thermique d'une paroi est égale à la somme des résistances thermiques de l'ensemble des composants.

$$R = e / \lambda \text{ [m}^2 \cdot \text{K / W]} \quad (\text{I.7})$$

$$R_t = R_1 + R_2 + R_{\dots} \quad (\text{I.8})$$

R = Résistance thermique [m². K/W]

e = Epaisseur [m]

λ = conductivité thermique lambda [W/m °K]

Calcule ainsi l'ensemble des parois (murs, plancher, toiture et menuiseries).

Rapportez l'ensemble des résultats sur un tableau récapitulatif par pièce.

Calcule le coefficient de transmission thermique U :

$$U = 1 / R \text{ [W/m}^2 \text{ K]} \quad (\text{I.9})$$

- **Pont thermiques (valeurs par défaut)**

Il est possible d'obtenir des valeurs par défaut pour les liaisons courantes entre différents éléments d'un bâtiment (plancher bas, intermédiaire, haut, mur-mur, menuiserie). On ne doit pas tenir compte des cloisons ou refends si ils n'altèrent pas la résistance thermique des parois de l'enveloppe. Dans le cas contraire, la pénétration dans l'isolant altère la résistance thermique et crée un pont thermique qui doit être pris en compte dans le calcul des déperditions thermiques. (Voir croquis ci dessous).

- **Relevé des surfaces des parois déperditives**

Le relevé des dimensions doit être fait avec précision. Seules les dimensions intérieures doivent être prises pour le calcul du bilan thermique.

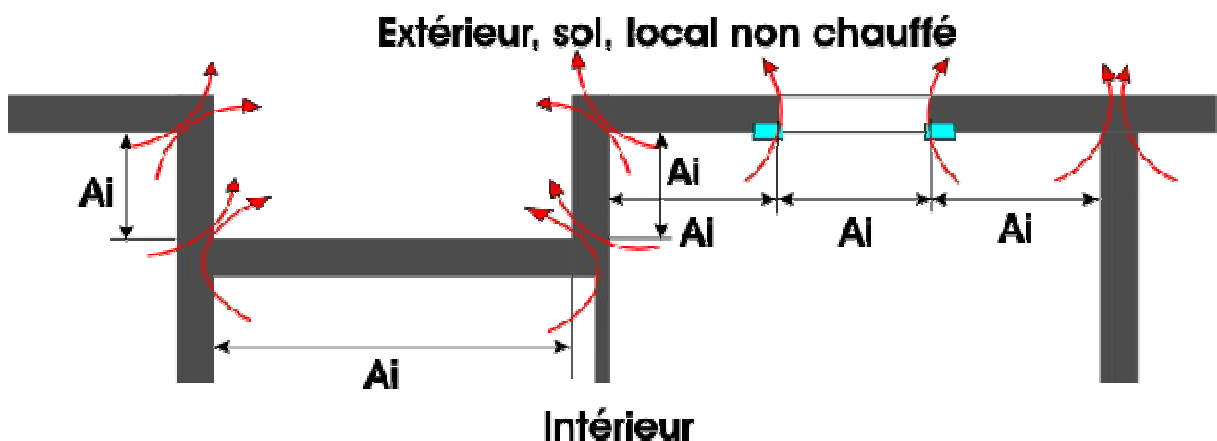


Figure I.3 Dimensions extérieures

- **Calcul le coefficient H**

$$H = U * \text{Surface} \text{ [W/K]} \quad (\text{I.10})$$

- **Calcul des besoins en chauffage Qch [Kw h]**

Afin de simplifier les calculs, nous allons calculer les déperditions à travers les parois pour une température de confort moyenne de 18°C qui est la température de confort moyenne d'un logement [5].

$$Q_{ch} = H \cdot DJU \cdot 24 / 1000 \quad (I.11)$$

Q_{ch} = besoin en chauffage [Kwh]

H = coefficient de déperdition [W/°C]

DJU = Degré de jours unifié de votre région

DJU Chartres = 2882

$$Q_{ch} \text{ Séjour} = 37,9 \cdot 2882 \cdot 24 / 1000 = 2621$$

La consommation annuelle d'énergie du séjour est donc de 2621 kwh

I.7 Définitions les travaux d'amélioration

En analysant ainsi l'ensemble des parois pièce par pièce de votre habitation, vous pourrez évaluer les travaux à faire en priorité et mesurer leurs impacts sur votre consommation d'énergie [2].

Dans notre exemple, nous avons décidé d'insuffler de la ouate de cellulose dans le vide d'aire.

$$\lambda \text{ Ouate de cellulose} = 0,041 \text{ [W/m } ^\circ\text{K]}$$

$$e = 0,05 \text{ m}$$

$$R = e / \lambda$$

$$R = 0,05 / 0,041 = 1,22 \text{ [m}^2 \text{ K / W]}$$

I.8 Etude bibliographique

Al-Rabghi, O. et K. Al-Johani [1] ont prédit la charge de refroidissement horaire dû à différents types de murs, toit et fenêtrage utilisant la méthode de transfert (TFM), qui a été programmée. Les sorties du programme ont également été comparées au programme. Ils ont également étudié l'effet de la modification de la couleur de la surface sur la charge de refroidissement et sur la température sol-air. Westphal, F. et Roberto L. [2] ont analysé les charges thermiques des bâtiments non résidentiels sur la base de données simplifiées, en utilisant la méthode de transfert de fonds pour la gestion des frais et la validation des états

à la norme ASHRAE 140. Ils ont constaté que la méthodologie utilisée pour les cas avec une enveloppe de masse molle et ont révélé une limitation pour une influence de l'inertie thermique sur les charges de refroidissement et de chauffage. Andersson, B et al. [3] Charges de chauffage et de refroidissement pour un prototype de bâtiment résidentiel à différentes orientations, en utilisant une version de développement de l'analyse énergétique du bâtiment programme informatique BLAST. Ils ont des informations sur les frais totaux sont plus ou moins élevés pour une orientation nord que sud, sauf dans les latitudes extrêmes du sud des États-Unis. Shariah, A. et Al. [4] ont étudié l'effet de l'absorption des surfaces externes des bâtiments sur le chauffage, le refroidissement et les chargements en utilisant le programme de simulation TRNSYS, pour Amman et Aqaba en Jordanie. Ils ont également calculé les effets de l'absorption sur les charges énergétiques des bâtiments isolés. Ils sont que les bâtiments non isolés, l'absorption en cours à zéro, la charge énergétique totale de 32%, pour les bâtiments, le taux est 26% à Amman, alors que cette diminution était 'environ 47% pour le bâtiment non isolé et 32% pour les bâtiments isolés à Aqaba. Sait, H. [5] analyse de bâtiment éducatif pour la consommation d'énergie et la consommation d'énergie peut être réduite de 30% si les étapes de l'audit énergétique sont suivies.

Chapitre II : METHODE DE CALCUL DE BILAN THERMIQUE

II.1 Généralités

Tout projet en thermique débute par le calcul des apports et/ou des déperditions. L'été, les bilans thermiques sont presque toujours positifs, l'équipement à installer devra combattre ces apports positifs afin de garantir des conditions d'ambiance confortables. L'hiver, les bilans thermiques sont les plus souvent négatifs, l'équipement à installer devra compenser les pertes thermiques afin de garantir des conditions d'ambiance confortables. Beaucoup d'équipements sont conçus pour combattre les apports l'été et les déperditions d'hiver. Citons par exemple les pompes à chaleur réversibles, les centrales de traitement d'air équipées de batterie à eau glacée et de batterie à eau chaude, etc.

Le chiffrage des apports ou des déperditions peut être effectué par calcul à partir des méthodes simples ou complexes, la tendance actuelle est à l'utilisation de plus en plus fréquente de logiciels spécifiques. Il est néanmoins tout à fait utile de pouvoir maîtriser les bilans thermiques par le calcul afin d'avoir des repères personnels quant aux valeurs moyennes ! Dans ce qui suit, nous nous limiterons aux bilans et les apports seront calculés à partir de la méthode simplifiée de la société Carrier [5] dont l'application se limite au confort.

II.2 Rappels de base sur les échanges thermiques

Les matériaux ont un comportement thermique spécifique. Les thermiciens affectent à chaque matériau un coefficient de conductivité thermique dont le symbole est λ (**lambda**). La figure (II.1) donne l'explication du coefficient de conductibilité thermique

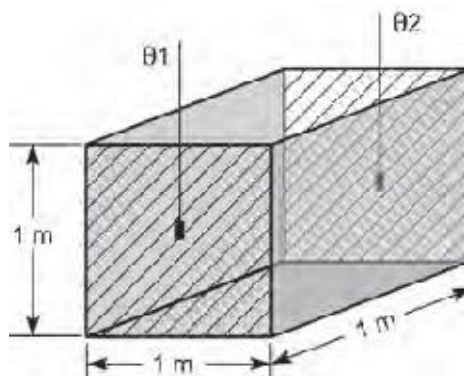


Figure. II.1 Élément de base permettant de définir le coefficient de conductibilité (λ) [9].

Le flux thermique qui s'opère entre 2 faces opposées de surface 1 m^2 , distantes de 1 m et soumises à une différence de température $(\Theta_1 - \Theta_2)$ de $1 \text{ }^\circ\text{C}$ caractérise le coefficient de conductivité thermique du matériau.

Flux thermique

$$\Phi = \lambda \frac{S \Delta \theta}{d} \quad (\text{II.1})$$

Flux thermique en W , S : surface en m^2 , d : distance en m , $\Delta \theta$: différence de température en $^\circ\text{C}$, λ est le coefficient de conductivité thermique spécifique du matériau [8].

$$\text{D'où} : \lambda = \frac{\Phi \cdot d}{S \Delta \theta} = \frac{\text{W} \cdot \text{m}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} = \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C}} \quad (\text{II.2})$$

Le coefficient de conductivité thermique s'exprime donc en $\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$. Des tableaux donnent les coefficients de conductivité thermique de tous les matériaux avec les masses volumiques correspondantes [1]

La valeur des coefficients de conductivité thermique d'un même matériau peut varier légèrement, elle dépend des procédés d'élaboration, des masses volumiques (variables) par exemple.

Les transferts thermiques à travers une paroi dépendent

- de la conductivité thermique due des matériaux constituant la paroi,
- de l'épaisseur des différents constituants,
- de la valeur de la convection (h) de part et d'autre de cette paroi,
- de l'ensoleillement.

Le coefficient de conductivité thermique prend comme référence le mètre d'épaisseur.

Le flux thermique dû à la conduction est inversement proportionnel à l'épaisseur.

Le coefficient de transmission thermique de symbole « U » est égal à

$$U = \frac{\lambda}{e} = \frac{\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C}}}{\text{m}} = \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \quad (\text{II.3})$$

Matériaux	ρ (kg/m ³)	λ (w/m. °c)
Acier	7780	52
Aluminium	2700	230
Béton plein de granulats lourds	2200 à 2400	1 ,75
Béton cellulaire autoclavé	775 à 825	0, 33
Béton perlite ou de vermiculite	600 à 800	0 ,31
Brique creuse		0 ,5
Brique pleines	1800 à 2200	0 ,9
Carreaux de plâtre ou plaque de plâtre	750 à 1000	0, 35
Cuivre	9830	380
Hourdis béton avec entraxe des poutrelles de 0,6 m, dalle de compression comprise		1, 3
Hourdis béton avec entraxe des poutrelles de 0,6 m, dalle de compression comprise		0 ,8
Laine de roche	18 à 25	0 ,047
Laine de roche	60 à 80	0 ,039
Laine de verre	7 à 10	0 ,047
Laine de verre		0 ,034
Liège expansé aggloméré au brai	340	0 ,048
Liège expansé pur	210	0 ,043
Parpaings creux		1
Parpaings pleins		1 ,4
Pierre calcaire dure	2600	2 ,9
Pierre calcaire tendre	1470 à 1640	0 ,95

Tableau .II.1 Caractéristique thermique de différents matériaux [15]

Le coefficient d'échange thermique dû à la convection est d'autant plus important que la vitesse de l'air en contact avec la paroi soit importante. Les coefficients d'échange thermique dus à la convection sont donc variables. Généralement, dans les cas classiques, on prend pour la convection intérieure $h_i = 8 \text{ W} / (\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ et pour la convection extérieure $h_e = 23 \text{ W} / (\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$. Quant au rayonnement, les apports solaires sont donnés par des tableaux qui tiennent compte de la latitude, de l'exposition, de l'heure, de la nature des parois, etc.

Dans la pratique, le calcul des transferts thermiques est facilité par l'utilisation de la résistance au flux thermique (symbole **R**). **R** est l'inverse du coefficient de transmission thermique $R = 1/U$.

Étude d'une paroi simple

Prenons l'exemple d'une paroi simple extérieure réalisée en parpaings pleins de **20 cm** d'épaisseur et dont le coefficient de conductivité thermique est $\lambda = 1,4 \text{ W / (m. } ^\circ\text{C)}$.

$$R = \frac{1}{U} = \frac{1}{\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ\text{C}}} = \frac{m^2 \cdot ^\circ\text{C}}{W} \quad (\text{II.4})$$

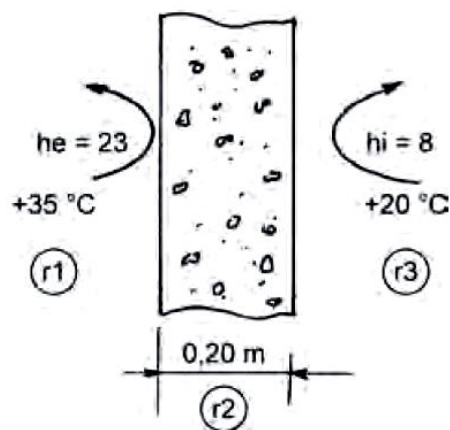


Figure. II.2 Différentes résistances au flux thermique d'une paroi simple [8].

.Resistance total au flux thermique de cette paroi

$$R = r_1 + r_2 + r_3 = \frac{1}{23} + \frac{0,2}{1,4} + \frac{1}{8} = 0,31 m^2 \cdot ^\circ\text{C/W} \quad (\text{II.5})$$

.Coefficient d'échange thermique

$$U = \frac{1}{R} = \frac{1}{0,31} = 3,225 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \quad (\text{II.6})$$

Étude des températures

Chute de température due à la convection extérieure (**he**)

$$\Delta\theta = \frac{15 \cdot 0,04}{0,31} = 2^\circ\text{C} \quad (\text{II.7})$$

Chute de température due aux parpaings

$$\Delta\theta = \frac{15 \cdot 0,153}{0,31} = 7^\circ\text{C} \quad (\text{II.8})$$

Chute de température due à la convection intérieure (hi)

$$\Delta\theta = \frac{15,0,125}{0,31} = 6^\circ\text{C} \quad (\text{II.9})$$

II.3 Bases de calcul

Les calculs des apports sont fondés sur le Fundamental ASHRAE (The American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers) de 2001. Les facteurs de charge Clf sont issus du Fundamentals ASHRAE 1997. Ces documents sont disponibles auprès de L'ASHRAE .

Globalement, les trois types de méthode utilisés pour l'estimation de la consommation d'énergie sont: les méthodes de degrés - jours, les méthodes BIN et la méthode de simulation détaillée. Les deux premiers reposent sur un nombre important de simplifications, ce qui les rend moins précis que le troisième type. Le niveau de précision de ces méthodes est fonction d'un nombre varié de suppositions. Les méthodes de simulations détaillées permettent de modéliser la construction du bâtiment et son système mécanique. La construction du bâtiment englobe divers éléments comme l'orientation de l'édifice, la surface des murs extérieurs et du toit et leurs conceptions thermiques, la surface des vitrages, le coefficient d'ombrage, le taux de changement de l'air et le coefficient global du transfert de chaleur, etc. Le système mécanique du bâtiment comporte les chaudières, les refroidisseurs, les ventilateurs et les pompes. Les conditions opératoires du bâtiment sont définies par les différents points de consigne du thermostat, les sources de gain interne que sont les occupants, les équipements et l'éclairage. Ces paramètres sont intégrés au modèle de simulation afin de calculer l'énergie nécessaire au bâtiment. Théoriquement, toutes les méthodes de simulation emploient le même type de stratégie. Cette stratégie est illustrée dans la figure 8. La détermination de la charge sensible du milieu à conditionner constitue la base du calcul de l'énergie par les méthodes de simulations. Les deux méthodes de calcul les plus utilisées dans ces situations sont la méthode de l'équilibre thermique et la méthode des fonctions de transfert [1].

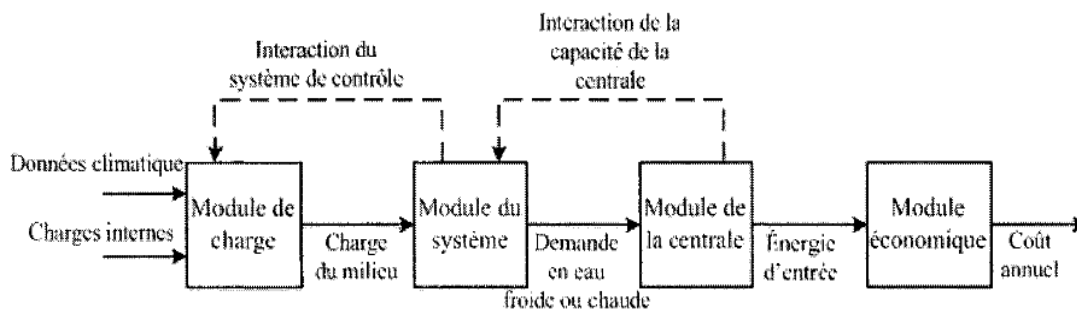


Figure. II.3 Diagramme de calcul de la charge (algorithme d'ASHRAE)[6]

La méthode de l'équilibre thermique est fondée sur des concepts fondamentaux tels que le premier principe de la thermodynamique et l'algèbre matricielle. La méthode des fonctions de transfert est un compromis entre les méthodes simples, comme la méthode BIN, et les méthodes sophistiquées comme la méthode de l'équilibre thermique.

II.3.1 Méthode des fonctions de transfert

La méthode des fonctions de transfert s'appuie sur deux importants concepts : les fonctions de transfert de la conduction et les fonctions de transfert du milieu ambiant. Les deux fonctions de transfert relient les variables actuelles aux anciennes à intervalles de temps discrétisés. Dans les analyses énergétiques des bâtiments, les intervalles de temps discrétisés sont souvent d'une période d'une heure. Les fonctions de transfert convertissent l'infinité des réponses des facteurs en un nombre fini de termes qui prend en considération les valeurs des variables utiles. La figure 4 donne un aperçu du modèle des fonctions de transfert. [1]

II.3.2 Module du système (CVCA)

Les résultats du calcul des charges sont transmis au module du système. Dans ce module, le débit d'air de ventilation, la charge des batteries froides et chaudes, le réchauffement des zones et la consommation d'énergie des ventilateurs sont calculés. Le système CVCA comprend souvent des batteries de chauffage ou de refroidissement, des déshumidificateurs et des ventilateurs, leurs principales tâches sont de conditionner les zones. Quand le module des charges détermine les besoins en chauffage et en refroidissement du système CVCA, le module du système calcule le débit d'air ou d'eau nécessaire au conditionnement du milieu. Ainsi, le modèle mathématique de ce système met en relation l'énergie de chauffage ou de refroidissement dégagée et la charge sensible du milieu ambiant. Le module du système doit tenir compte de la chaleur dégagée par les gros

ventilateurs, transférée au courant d'air, elle nécessite l'abaissement de la charge de chauffage ou l'augmentation de la charge de refroidissement. [2]

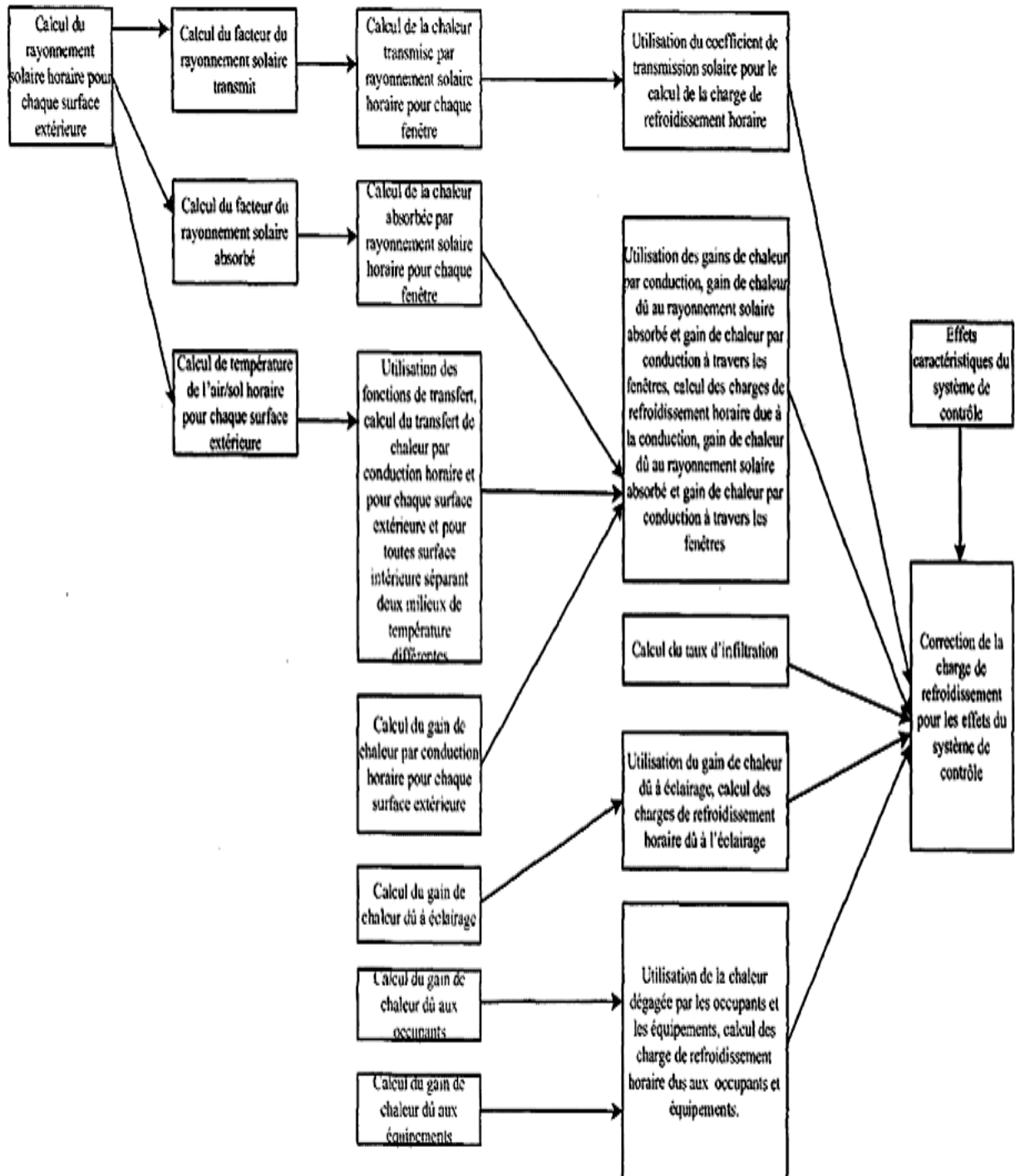


Figure. II.4 Algorithme de la méthode des fonctions de transfert d'ASHRAE [6]

II.4 Les apports internes

Le calcul des apports internes fait intervenir un facteur de charge Clf (cooling load factor), qui dépend du temps écoulé depuis le déclenchement du processus engendrant les apports et de la durée journalière de ce même processus. Ce facteur de charge est appliqué aux apports sensibles par les occupants, par l'éclairage et par les machines.

II.4.1 Les apports par les occupants

Les apports sensibles par les occupants sont donnés par

$$\text{Appsocc} = \text{Nbocc} \times \text{Asocc} \times \text{Clfocc} \quad [\text{W}] \quad (\text{II.1})$$

Avec :

Nbocc : nombre d'occupants pour la période considérée. [W]

Asocc : apport sensible par occupant pour la période considérée

Clfocc : facteur de charge pour les occupants et les machines sans hotte, donné par les tableaux ASHRAE 1997. Il dépend de la classe d'inertie, de la durée totale d'occupation et du temps écoulé depuis le début d'occupation.

Les apports latents ne sont pas concernés par le facteur de charge. Les apports latents par les occupants sont directement donnés par

$$\text{Applocc} = \text{Nbocc} \times \text{Alocc} \quad [\text{W}] \quad (\text{II.2})$$

Nbocc : nombre d'occupants pour la période considérée.

Alocc : apports latents par occupant pour la période considérée [W]

II.4.2 Les apports par l'éclairage

Le système d'éclairage ne crée pas d'apports latents. Les apports sensibles par l'éclairage sont donnés par :

$$\text{Appsecl} = \text{Pécl} \times \text{Sh} \times \text{Clfécl} \quad [\text{W}] \quad (\text{II.3})$$

Avec : **Pécl** : puissance d'éclairage en W/m².

Sh : surface habitable du local en m².

Clf_{écl} : facteur de charge pour l'éclairage, donné par les tableaux Ashrae 1997. Il dépend de la classe, de la durée totale d'occupation et du temps écoulé depuis le début de l'éclairage d'inertie.

II.4.3 Les apports par les appareils

Afin de faciliter la saisie, Climawin distingue trois catégories d'appareils

- **Les appareils bureautiques** : ce sont généralement les ordinateurs individuels, Les écrans et tous les équipements électriques (ne créant pas d'apports latents) dont le nombre est proportionnel au nombre d'occupants.
- **L'appareillage électrique (hors système d'éclairage)** : les appareils considérés ici sont identiques à ceux considérés dans la catégorie « bureautique », mais leur nombre est proportionnel à la surface du local et non au nombre d'occupants.
- **Les machines** : ici, on saisira les appareils porteurs d'apports latents (par exemple les mécanismes de cuisson), ainsi que les appareils dont la puissance ne peut être rapportée ni à la surface du local, ni au nombre d'occupants (par exemple une photocopieuse).

Les apports sensibles par les machines sont donc donnés par :

$$\text{Appsmach} = [\text{Asb} \times \text{Nbocc} + \text{Asapp} \times \text{Sh} + \text{Asmach}] \times \text{Clfmach} \text{ (en W)} \quad (\text{II.4})$$

Avec :

Nbocc : nombre d'occupants pour la période considérée.

Asb : apports pour la bureautique (saisis par vous-même - en W/occupant).

Asapp : apports sensibles par l'appareillage électrique (valeur saisie par vous-même - en W/m²).

Sh : surface habitable du local.

Asmach : apports sensibles par les machines (saisis par vous-même - en watts).

ClfMach : facteur de charge pour les machines, donné par les tableaux Ashrae 1997.

En l'absence de hotte il est identique au facteur de charge pour les occupants.

II.5 Les apports par conduction

II.5.1 Apports par conduction pour les parois opaques

La formule générale de calcul est

$$\text{Apports} = U_{\text{Ashrae}} \times dT \times f \text{ (en W/m}^2\text{)} \quad (\text{II.5})$$

f est le facteur de réduction d'apports que vous saisissez dans les caractéristiques générales du local. Il est généralement égal à 1.

Tout le problème consiste à déterminer dT , différence de température entre l'intérieur et l'extérieur. Pour une paroi adjacente à un milieu à température connue, cela ne pose pas de problème, mais pour une paroi extérieure définie comme « à l'ombre » ou « au soleil » on ne peut se contenter de considérer la température de l'air extérieur. Il faut calculer une différence de température équivalente.

Pour un mois M et une heure H donnés, la différence de température équivalente est donnée par

$$dT = \text{CorrTemp}[M] + (\text{LmGlobal}[M] + \text{CltdGlobal}[H]) \times \text{KaCoul} \quad (\text{II.6})$$

Avec :

- **CltdGlobal** : différence de température équivalente (*cooling load temperature difference*) corrigée. Son mode de calcul est donné ci-dessous. Les paramètres **CorrTemp**, **LmGlobal** et **KaCoul** permettent d'ajuster la valeur de la différence de température équivalente aux conditions particulières du site et de la paroi.
- **LmGlobal** : c'est une correction de CLTD qui dépend de la latitude, du mois (*Latitude Month*) et de l'orientation. Son mode de calcul est donné ci-dessous.
- **CorrTemp** : correction apportée à la différence de température standard. **CorrTemp** permet de se ramener aux conditions réelles moyennes sur le mois. Son mode de calcul est donné ci-dessous.
- **KaCoul** : coefficient d'absorption, fonction de la couleur de la paroi : 0.5 pour un plafond clair, 1 pour un plafond moyen, sombre ou noir, 0.65 pour un mur clair, 0.83 pour un mur moyen, 1 pour un mur sombre ou noir (la méthode Ashrae ne fait pas de distinction entre « paroi sombre » et « paroi noire » : cette nuance n'intervient que dans le calcul réglementaire).[4]

b Calcul de CltdGlobal

CltdGlobal est calculé suivant la formule :

$$\text{CltdGlobal} = \text{Aff} \times \text{CltdEns} + (1 - \text{Aff}) \times \text{CltdOmb} \quad (\text{II.7})$$

Avec :

- **Aff** : facteur d'affaiblissement dû aux masques proches, brise-soleil et ombrages par l'horizon. On prendra $\text{Aff} = 0$ pour une paroi à l'ombre.
- **CltdEns** : différence de température standard lue dans la table pour une paroi ensoleillée.

CltdOmb : différence de température standard lue dans la table pour une paroi à l'ombre.

Paroi sombre ;

CltdEns et CltdOmb sont lues dans les tables Ashrae 1985 et dépendent de l'heure solaire, de l'orientation et du groupe Ashrae de la paroi. Les valeurs ont été établies dans les conditions suivantes :

Paroi sombre ;

Température intérieure de 25.5°C ;

Température extérieure moyenne de 29.4°C ;

Rayonnement solaire caractéristique d'un site à 40° de latitude nord le 21 juin.

Calcul de LmGlobal

LmGlobal est calculée à partir des corrections de CLTD données par la table Ashrae, suivant la formule :

$$\text{LmGlobal} = \text{Aff} * \text{LmEns} + (1 - \text{Aff}) * \text{LmOmb} \quad (\text{II.8})$$

Avec : **Aff** : facteur d'affaiblissement dû aux masques proches, brise-soleil et ombrages par l'horizon. On prendra $\text{Aff} = 0$ pour une paroi à l'ombre.

LmEns : valeur lue dans la table pour une paroi ensoleillée.

LmOmb : valeur lue dans la table pour une paroi à l'ombre.

Calcul de corrtemp

La valeur de CorrTemp est donnée par :

$$\text{CorrTemp}[M] = (T_s[M] - dT_0[M] / 2) - 3.9 - T_{\text{IntÉté}} \quad (\text{II.9})$$

T_s et dT_0 sont respectivement la température sèche et la différence journalière de température définies dans le site pour le mois considéré. Le terme 3.9 vient de la différence entre 29.4°C et 25.5°C, qui sont les températures standard extérieures et intérieures pour lesquelles ont été établis les tableaux de l'Ashrae. L'ajout du terme CorrTemp permet donc de passer des conditions standard aux conditions réelles.

II.5.2 Passage du coefficient U hiver au U Ashrae

En été, on considère que le flux thermique est inversé et les échanges superficiels sont en conséquence différents de ce qu'ils sont en hiver. On utilise donc pour le calcul des apports un coefficient « U Ashrae », qui est calculé à partir du U hiver

$$U_{\text{Ashrae}} = 1 / (1 / U_{\text{hiver}} - \text{EchangesInt} - \text{EchangesExt} + 1 / 13.5 + 1 / 8) \quad (\text{II.10})$$

où les valeurs 13.5 et 8 traduisent les échanges superficiels été.

Par exemple, pour un mur présentant un U hiver de 0.45 avec des coefficients superficiels de 0.13 et 0.04, on aura :

$$U_{\text{Ashrae}} = 1 / (1 / 0.45 - 0.13 - 0.04 + 1 / 13.5 + 1 / 8) = 0.444 \text{ W} / (\text{K.m}^2) \quad (\text{II.11})$$

La différence entre le U Ashrae et le U hiver est généralement minime dans les constructions modernes ; elle est cependant assez importante pour des parois non isolées ($U_{\text{Ashrae}} = 1.890$ pour un mur présentant un U hiver de 2).

Le U Ashrae n'est pas forcément identique au U été utilisé pour le calcul réglementaire du confort d'été (le calcul des dérives de températures se fait pour sa part avec le U Ashrae).

Pour les ponts thermiques et les menuiseries l'U Ashrae est égal au U hiver. Pour les parois hétérogènes on calcule comme ci-dessus l'U Ashrae pour la partie opaque, tandis que pour la partie vitrée l'U Ashrae est égal au U hiver.

Dans la suite de ce document, lorsque nous écrirons « U » sans autre spécification, il faudra comprendre « U Ashrae ».

II.5.3 Parois en contact avec le sol

Le calcul du UE (U équivalent) des parois spécifiques (comme les planchers sur terre-plein, sur vide sanitaire ou sur sous-sol non chauffé) intègre la résistance thermique du sol. De ce fait, et conformément aux 2.22 et 2.23 du fascicule 4/5 des règles Th-U, le logiciel utilise comme température adjacente la température extérieure et non celle du sol. [16]

II.5.4 Prise en compte des ponts thermiques

Les ponts thermiques peuvent être pris en compte de deux manières, en fonction du souhait que vous avez exprimé dans les caractéristiques générales du bâtiment. [16]

II.5.5 Apports par conduction pour les parois vitrées

La formule générale de calcul est :

$$\text{Apports} = U_{\text{Ashrae}} * dT \text{ (en W/m}^2\text{)} \quad (\text{II.12})$$

Comme pour les parois opaques, tout le problème consiste à déterminer dT, différence de température entre l'intérieur et l'extérieur. Il faut calculer une différence de température équivalente.

Pour un mois M et une heure H donnés, la différence de température équivalente est

$$dT = CltdVitr[H] + CorrTemp[M] \quad (\text{II.13})$$

CltdVitr : différence de température équivalente (*cooling load temperature difference*) pour la conduction à travers les vitres ; cette valeur est lue directement dans la table de l'Ashrae.

CorrTemp : correction apportée à la différence de température standard. CorrTemp permet de se ramener aux conditions réelles moyennes sur le mois. Son mode de calcul, déjà donné au chapitre « Apports par conduction pour les parois opaques », est de nouveau présenté ci-dessous.

Calcul de CorrTemp

La valeur de CorrTemp est donnée par :

$$\text{CorrTemp}[M] = (Ts[M] - dT0[M] / 2) - 3.9 - T_{\text{IntÉté}} \quad (\text{II.14})$$

Ts et dT0 sont respectivement la température sèche et la différence journalière de température définies dans le site pour le mois considéré. Le terme 3.9 vient de la différence entre 29.4°C et 25.5°C, qui sont les températures standard extérieures et intérieures pour lesquelles ont été établis les tableaux de l'Ashrae. L'ajout du terme CorrTemp permet donc de passer des conditions standard aux conditions réelles.

II.6 Les apports par rayonnement

On fait la somme des apports par rayonnement pour la partie au soleil et des apports par rayonnement pour la partie à l'ombre :

$$\text{Appray} = \text{AppEns} + \text{AppOmb} \quad (\text{II.15})$$

Avec, pour un mois M, une heure H et une orientation Or donnés :

$$\text{AppEns} [M,H] = \text{SHGFEns} [M,Or] * \text{Aff} [M] * \text{Clf} [\text{Type},Or,H] / 100 * \text{Luminosité} * \text{SMenÉté} / 0.8 \quad (\text{II.16})$$

$$\text{AppOmb} [M,H] = \text{SHGFOmb} [M,Or] * (1-\text{Aff} [M]) * \text{Clf} [\text{Type},Or,H] / 100 * \text{Luminosité} * \text{SMenÉté} / 0.87 \quad (\text{II.17})$$

- **Aff** (Le facteur d'affaiblissement) est égal à la moyenne, sur la période où le soleil est actif, du produit des facteurs d'affaiblissement liés aux masques proches, aux brise-soleil et aux ombrages par l'horizon. On prend $\text{Aff} = 0$ pour un vitrage à l'ombre.
- **SHGF** (*Solar Heat Gain Factor*) est la valeur brute, en W/m^2 , des apports solaires pour un mois, une latitude et une orientation donnés. SHGF ne dépend pas de l'heure, dont l'influence est intégrée dans le Clf. Pour un vitrage au soleil, SHGF dépend également de la latitude ; pour un vitrage à l'ombre (ou masqué), on utilise les valeurs de l'orientation nord (pour une latitude de 28° ou plus) ou une table spécifique (pour une latitude comprise entre 0 et 28° et pour une vitre horizontale). Les valeurs de SHGF sont données avec un pas de 4° , le logiciel effectuant si nécessaire une interpolation linéaire entre deux tableaux consécutifs.

- **Clf** (*cooling load factor*) est le facteur de charge dépendant de la présence d'un voilage intérieur, de l'inertie (pour un vitrage sans voilage intérieur), de l'heure et de l'orientation. Sa valeur est donnée dans la table Ashrae. Pour un vitrage avec voilage intérieur, Clf est indépendant de l'inertie. Pour un vitrage sans voilage intérieur, Clf connaît trois niveaux d'inertie : faible ou très faible, moyenne, forte ou très forte. Clf ne change donc pas lorsqu'on passe d'une inertie très faible à une inertie faible, ou d'une inertie très forte à une inertie forte.
- **SMenÉté / 0.87** est le facteur solaire Ashrae **RCL*SC**. La constante 0.87 fait la liaison entre le référentiel français (absence de vitre) et le référentiel américain (vitrage simple clair).
- **Luminosité** est le facteur de luminosité défini dans le site. Il n'est pas utilisé dans le cadre de la méthode Climcréole, la luminosité étant alors prise en compte par l'intermédiaire du choix du type de calcul : par ciel clair ou par ciel couvert. **Il ne s'agit PAS de l'albédo du site** mais d'un facteur relatif par rapport à des sites comparables. Vous entrerez une valeur supérieure à 1 pour des sites recevant un rayonnement indirect particulièrement important, par exemple en présence de neige

II.7. Renouvellement d'air et infiltrations

D'une manière générale, les apports par l'air entrant sont donnés par : [7]

$$\text{Appair} = M * \Delta H \quad (\text{II.18})$$

Avec

M : masse de l'air entrant en g/s

ΔH : différence d'enthalpie entre l'air extérieur et l'air intérieur (en kJ/kg d'air).

II.7.1 Utilitaires de calcul

- **Enthalpie sensible**

L'enthalpie spécifique sensible de l'air à la température T est donnée par :

$$\text{Hs} = ca * T \quad (\text{T en } ^\circ\text{C}, \text{Hs en kJ/kg}) \quad (\text{II.19})$$

Pour qui est la capacité calorifique de l'air pour des températures comprises entre -20°C et 50°C, on retient une valeur de 1.006 kJ/(kg.K).

- **Enthalpie latente**

Enthalpie spécifique latente de l'air à la température T et pour un poids d'eau W est donnée par :

$$Hl = W * (2501 + 1.805 * T) \quad (T \text{ en } ^\circ\text{C}, W \text{ en kg/kg d'air sec}, Hl \text{ en kJ/kg}) \quad (\text{II.20})$$

[2501 est la chaleur de vaporisation de l'eau, en kJ/kg ; 1.805 est la chaleur massique de la vapeur d'eau, en kJ/(kg.K)]

- **Pression atmosphérique**

Elle est calculée en fonction de l'altitude :

$$\text{PressionAtm} = 101325 * \exp(\ln(1 - 0.0000225577 * \text{Alt}) * 5.2559) \quad (\text{II.21})$$

où Alt est l'altitude en mètres.

- **Volume spécifique de l'air**

Le volume spécifique de l'air est calculé pour chaque mois et chaque heure de la période de calcul. Il dépend de l'altitude et du poids d'eau. Il est donné par :

$$V_{\text{spec}} = 461.520 * (0.621978 + W) * (T + 273.15) / \text{Pression Atm}(\text{Alt}) \quad (\text{II.22})$$

Avec :

T : température de l'air en °C.

W : poids d'eau en g/kg d'air sec.

Pression Atm (Alt) : pression atmosphérique à l'altitude du site

Chapitre III : Description du local et l'environnement de simulation Block Load

III.I Introduction

Avant de commencer le calcul du bilan thermique, il faut connaître tous les facteurs qui pourront affecter son évaluation. Des relevés précis, détaillés, complets sont à la base même du bilan.[5]

Nous citons ci-dessous les principaux éléments à prendre en considération.

- Orientation du local : situation des locaux à conditionner par rapport aux :
 - Points cardinaux, géographiques (latitude, longitude), climatiques,
 - Immeubles voisins produisent de l'ombre,
 - Surface réfléchissante : eau, sable, parking, etc.
- Plans d'architecture, les détails montrent la structure de l'immeuble, les croquis à main
- Dimensions du local : longueur, largeur, hauteur sous plafond,
- Matériaux de construction : nature des matériaux, épaisseur des murs, plafonds,
- planchers
- Couleurs des matériaux : couleurs des murs et du toit,
- Conditions extérieures au local : locaux adjacents conditionnés ou non, température des locaux non conditionnés, plancher sur sol ou sur vide sanitaire, ensoleillement du local,
- Conditions à maintenir à l'intérieur du local (température et humidité relative),
- Destination des locaux : bureau, hôpital, boutique, magasin, atelier...
- Fenêtres : dimensions et emplacements, encadrement bois ou métal, type de vitrage, type de store, dimension des auvents et saillies,
- Portes : emplacement, type, dimension, fréquence des ouvertures,
- Occupants : activités et nombres, durée d'occupation du local,
- Appareils ménagers, moteurs : emplacement, puissance nominale ; durée de fonctionnement.

L'objectif de ce chapitre est de mettre en évidence les dimensions de bureau et le modèle mathématique des besoins thermiques de bureau, qui va être simulé, grâce au logiciel **Block Load** 4.15, sur une année météorologique type

III.2 Description du local

Les conditions initiales sont illustrées dans le tableau I. Ce bureau est situé aux zones côtières (Alger). Le plan du local est présenté plans sur figure III.1

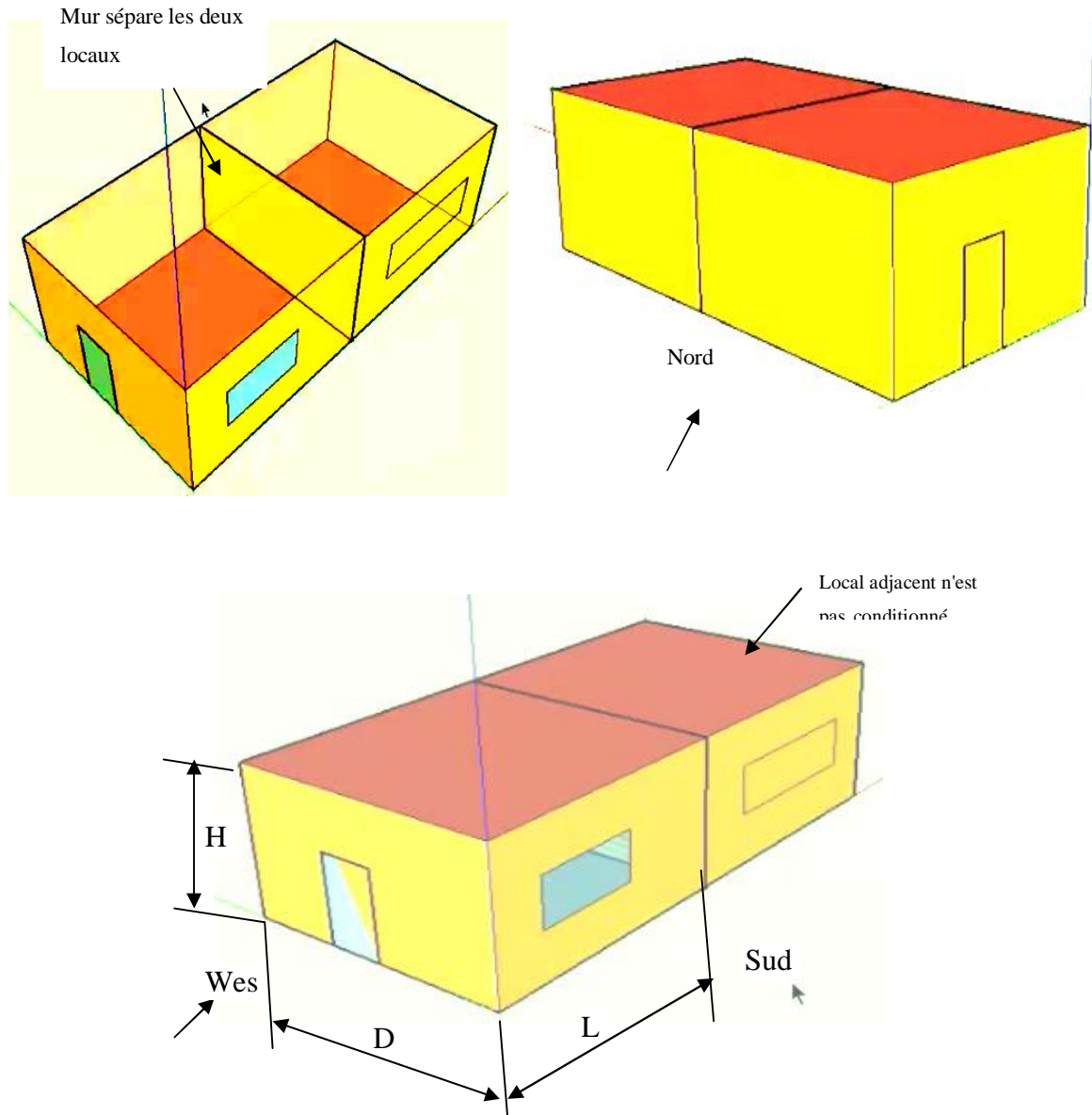


Figure.III.1 Bâtiment (Local Bureautique)

Remarque : Ce bâtiment est dessiné avec solid works

Chapitre III Description du local et l'environnement de simulation Block Load

Description			
Dimensions de local	surface de 5X5 m ²	Hauteur 3m	Occupé par 5 personnes
Mur exposé au soleil Colorié moyennes absorptivités=0.675 Le coefficient de transmission thermique U=0.93 W/m ² k	ouest	5X3m ²	Comporte une porte de 1X2m ²
Mur exposé au soleil colorié moyenne absorptivité=0.675 thermique U=0.93 W/m ² k	Sud	5X3m ²	Comporte une fenêtre de 2X1m ²
Murs exposé au soleil colorié clair absorptivité=0.45 U=0.317 W/m ² k	Nord	5X3m ²	ne comporte aucune fenêtre
(Partition) Mur non exposé au soleil adjacent à un local non conditionné Température max de l'espace non conditionné 30°C Température MIN de l'espace Non conditionné 8°C U=2 W/m ² k	est	5X3m ²	
Plafond ou toiture Local non climatisé au dessus absorptivité=0.9 U=2W/m ² k	Horizontal	5X5m ²	Isolé
PORTE EXPOSÉE AU SOLEIL U =2W/m ² k , Vecteur solaire 0.6	Est	1X2m ²	comporte une surface vitré de 0.5 m ² , U=5W/m ² k

Chapitre III Description du local et l'environnement de simulation Block Load

FENETRE EXPOSÉE AU SOLEIL U=2.5W/m ² k	Sud	2X1m ²	Double vitrage
PLANCHER Local non conditionné au dessous planché sur sol U=0.9W/m ² k	Périmètres exposé vers l'exterieur15m ²	5X5m ²	
OCCUPANTS (Comprend le renouvellement d'air passant dans l'appareil)	Débit d'air=7.4L/perso nne	5 person nes	bureau de e travail
Eclairage et appareils électriques (en fonctionnement) Encastré non ventilé	Puissance d'éclairage 20W/m ²	Eclairage avec lampes à incandescence	
Système Température de soufflage pendant la période d'été 15°C Température souhaitable pendant la période d'été 22°C Température soufflage pour le chauffage 30°C Température souhaitable pour le chauffage 20°	Fonctionnement 24h Climatisation et chauffage à air chaud	zone côtière (Alger) Latitude Alger 36.7 deg, longitude-3.3 deg).	

Tableau III.1: Les conditions initiales

III.3 L'environnement de simulation Block Load

III.3.1 Le logiciel

Block Load est un logiciel de calcul des charges été/hiver pour les bâtiments tertiaires. Simple ou multiple zones peuvent être facilement calculées. Ce progiciel utilise la méthode des facteurs de réponse pour calculer les charges. Cette méthode est approuvée

Chapitre III Description du local et l'environnement de simulation Block Load

par l'ASHRAE comme méthode adaptée pour le calcul des charges horaires. La méthode des facteurs de réponse ou *Transfer Function Methodology for load calculations* en anglais est décrite dans l'ASHRAE Handbook of Fundamentals de 1993. **Block Load 4.15** pour Windows est le premier programme de la gamme CARRIER E20-II à être porté sous Windows. Cette nouvelle version utilise tous les avantages de l'interface graphique de Windows. Il est simple et rapide à utiliser.

Block Load 4.15 reprend la même terminologie, même organisation de données, même Procédure de calcul que la version 4.15 sous Dos ou encore HAP et Advanced Load. Les anciens utilisateurs ne sont pas dépaysés quand aux nouveaux ils trouvaient ce logiciel intuitif et simple.

Ce qui est nouveau c'est l'interface graphique de l'utilisateur (GUI=graphical user interface). Elle permet de visualiser l'ensemble des données du projet ainsi que leurs relations. Le visuel montre la fenêtre principale de **Block Load 4.15**. Des icônes séparées représentent : les données météo, les différents systèmes de climatisation, et les zones. Sur l'exemple il y a 4 systèmes, chacun dessert a une ou plusieurs zones. Les lignes montrent comment les zones sont en relation avec les systèmes de climatisation. Un espace sur la gauche sert au rangement des zones qui n'ont pas été liées à un système. [6]

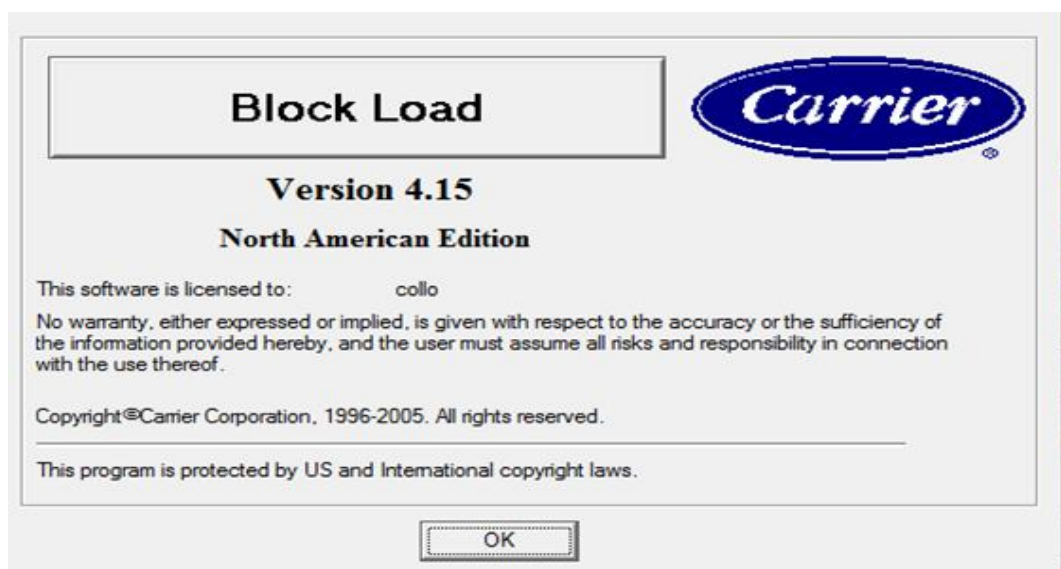


Figure. III.2 Block Load version 4.15

Chapitre III Description du local et l'environnement de simulation Block Load

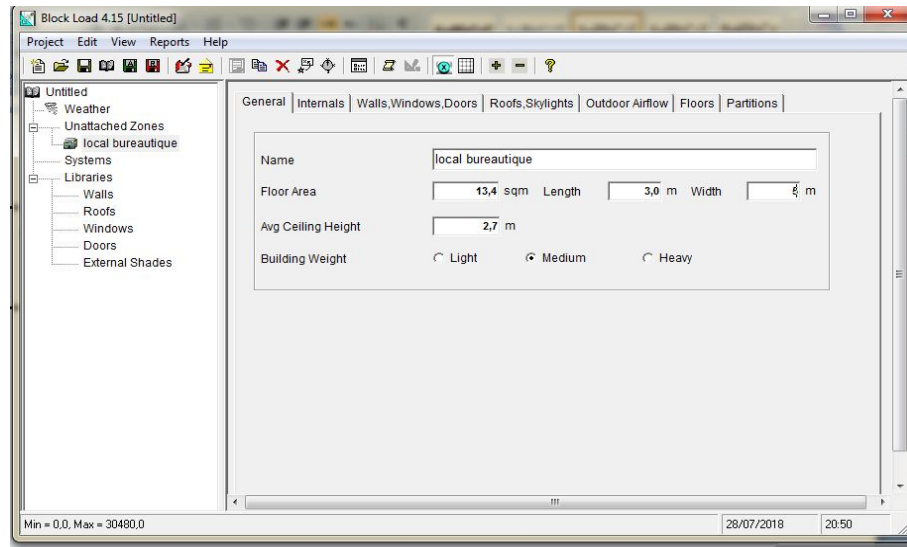


Figure.III.3 Nouveau projet (Local bureautique)

Pour aider l'utilisateur, l'interface graphique permet de manipuler directement les données en saisie et en modification. Les fonctions de cette interface sont :

Modification d'une donnée par un double clic sur l'objet correspondant. Par exemple si vous sélectionnez par un simple clic sur la zone « Mag 1 », une fenêtre contenant les données de cette zone apparaîtront. Vous pourrez alors les modifier.

Copie, impression, suppression par sélection avec la souris de l'objet désiré puis en utilisant les fonctions de la barre de menu. Assignation des zones à un système en sélectionnant une zone puis en faisant glisser cette zone sur un système. On notera que cette fonction permet de très rapidement configurer ou réarranger les zones avec les systèmes. Comme tous programmes Windows il y a toujours une ou plusieurs manières d'effectuer des opérations. C'est l'un des bénéfices de la programmation objet. Les autres avantages de **Block Load** 4.15 sous Windows sont :

- Interface identique à tous les programmes Windows
- Impression sur toutes imprimantes avec les polices Windows
- Possibilité de travailler simultanément sur Block Load 3.01, écrire un courrier, utiliser le tableur et faire un plan ou un schéma sur AutoCAD Windows

Une interface entre **TTH2000** et **Block Load** a été créée, permettant ainsi de faire des calculs de déperditions réglementaires selon les DTU et ensuite de faire les calculs de climatisation. Cette interface s'appelle **E2i-BLK**. Block Load 4.15 est particulièrement

Chapitre III Description du local et l'environnement de simulation Block Load

attendu par les très nombreux utilisateurs des logiciels CARRIER de la gamme E20-II, qui trouvaient leurs interfaces DOS trop spartiates.

III.3.1.1 Micro-ordinateur nécessaire

Block Load 4.15 fonctionne sur tout micro-ordinateur Pentium avec Windows 95 ou plus. Il nécessite 10Mo de place sur disque et 16Mo de Ram.

- **Concepteurs**

Block Load a été développé par : **CARRIER CORPORATION (USA)**

III.3.1.2 Définitions

- **ASHRAE** American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- **DTU** Document Technique Unifié édité par le CSTB, Centre Scientifique et technique du bâtiment,
- **CVC** Chauffage Ventilation et Climatisation

III.3.1.3 Unités de mesure

Les unités de mesure dans Block Load peuvent être soit Métriques/S.I (kW, m,..). Soient Anglaises (BTU, ft, ...). Par défaut les unités de base sont métriques. Il est possible dans le programme de passer des unités métriques aux unités Anglaises

III.3.1.4 Préparation des données

Avant de démarrer une étude vous devez connaître les données du bâtiment et les caractéristiques du système de chauffage et de climatisation envisagé. La plus part de ces informations peut-être déterminées à partir des plans et des spécifications techniques du dossier. Pas à pas ce progiciel vous aidera à saisir toutes les données nécessaires. Ces données sont :

1. Climat du site. Il est aisé d'obtenir les données d'un site à partir de la base de données météo fournie avec ce progiciel. En complément il est possible de préciser directement, la latitude, l'altitude et les différents paramètres de température.
2. Nature des murs, toitures, vitrages et parois sur locaux non chauffés ou non climatisés
3. Données dimensionnelles du bâtiment incluant les surfaces et expositions (orientation) des murs, toitures, vitrages incluant les caractéristiques des protections solaires et parois/LNC
4. Nombre ou densité de personnes ainsi que leur niveau d'activité.

Chapitre III Description du local et l'environnement de simulation Block Load

5. Information sur la puissance et les caractéristiques du système d'éclairage et des divers équipements électriques.
6. Stratégie de zoning : un thermostat pour l'ensemble du bâtiment ou un thermostat pour chaque zone (ou local).
7. Type de système CVC par exemple : chauffage et climatisation, climatisation seule,...
8. Nature de l'équipement de chauffage par exemple : air chaud, chauffage électrique, chauffage central...
9. Point de consigne du thermostat pour le chauffage et la climatisation.
10. Critère de calcul pour la ventilation, l'air neuf, le rejet et les bases du système de chauffage
11. Conception avec un plénum pour le retour de l'air à la centrale
12. Caractéristique du ventilateur ainsi que la position de la batterie froide (amont ou aval) par rapport à ce ventilateur.

III.3.2 Le Site

Les données météo par site géographique sont les bases des calculs de charges. Sélectionner le site désiré depuis la liste disponible. Après sélection les données de ce site deviendront les données météo courantes. A tout moment vous pourrez sélectionner un autre site.

III.3.2.1 Ecran de saisie : Site

Region	Africa		
Location	Algeria		
City	Algiers		
Latitude	36,7 deg	Longitude	-3,3 deg
Elevation	25,0 m		
Summer Design DB	35,0 C		
Summer Coincident WB	21,7 C		
Summer Daily Range	11,6 K		
Winter Design DB	2,2 C		
Winter Coincident WB	-0,9 C		
Atmospheric Clearness Number	1,00		
Design Clg Calculation Months	Jan thru Dec		

Figure.III.4 Ecran de saisie: Zone Données 01

Chapitre III Description du local et l'environnement de simulation Block Load

III.3.2.2. Etat/Province

Spécifier ici l'état (USA), la province (Canada) ou le pays pour les autres contrées où est le site météo qui sera sélectionné dans la combo-box correspondante.

III.3.2.3 Altitude

L'altitude est le niveau au dessus de la mer du site considéré. Elle est utilisée pour calculer la densité de l'air qui a une influence sur les charges de climatisation et de chauffage. Se référer à l'ASHRAE Handbook, Chapitre 24 pour l'altitude des différents sites ou tout autre document pertinent sur ce sujet. Une valeur positive indique une altitude au dessus de la mer. Une valeur négative correspond à une altitude en dessous du niveau de la mer.

III.3.2.4 Latitude

La latitude du site est utilisée pour le calcul de la radiation solaire. Elle détermine la direction et l'intensité de radiation solaire générée par le progiciel. Se référer à l'ASHRAE Handbook de 1989, chapitre 24 pour la latitude des différentes villes dans le monde. Cette valeur peut-être également appréciée sur une mappemonde. Une valeur positive indique une latitude dans l'hémisphère Nord. Une valeur négative positive indique une latitude dans l'hémisphère Sud.

III.3.3 Les ZONES

III.3.3.1 Ecran de saisie: Zone Données -2

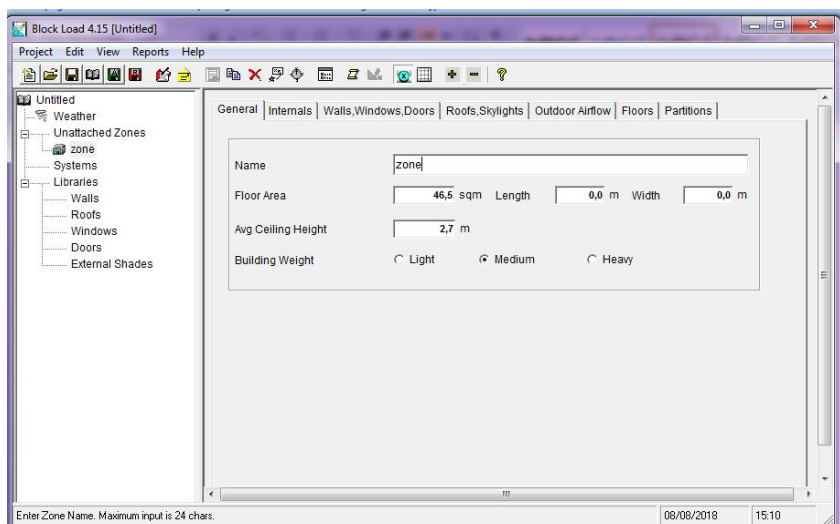


Figure.III.5 Ecran de saisie: Zone Données-2

Chapitre III Description du local et l'environnement de simulation Block Load

III.3.3. 2 Zone

Une zone est un local, une pièce ou un espace. Pour les utilisateurs de HAP ou Advanced Load une zone correspond indifféremment à un espace simple ou un espace complexe. Une zone peut être définie comme une région dans un bâtiment qui a son propre thermostat. Pour un projet simple une zone peut être l'immeuble complet. En général un bâtiment est constitué de plusieurs zones. Attention un nom de zone ne peut contenir une apostrophe par exemple Bureau 10' est incorrect. Par contre Bureau 10a est correct. Block Load 3.00 pouvait contenir 20 Systèmes et chaque Système on peut inclure au maximum 75 Zones. Block Load 4.15 peut contenir 1000 Systèmes et chaque Système on peut inclure au maximum 1000 Zones.

III.3.3.3 Nom de la Zone

Un nom de zone identifie des données pour chaque zone. Ce nom apparaît sur la fenêtre du projet, dans les écrans de sélection de chaque zone et sur les sorties imprimées. Un nom de zone ne doit pas avoir plus de 20 caractères. Il faudra également veiller à ne pas avoir de nom de zone identique.

III.3.3.4 Surface de plancher

On indique ici la surface totale de plancher de la zone qui est climatisée. Les charges internes tel que éclairage, nombre de personnes, autres charges électriques, autres apports sensibles et latents, infiltration d'air dépendent de cette donnée.

III.3.3.5 Poids du bâtiment

L'inertie d'un bâtiment influence sa climatisation. On comprend aisément que des zones en construction lourde stockent plus longtemps la chaleur qu'un bâtiment léger. Ci-après vous noterez 3 catégories d'inertie de bâtiment. Vous pouvez saisir indifféremment l'un des 3 catégories ou le poids exact par m². [2]

Inertie Poids Equivalent

Catégorie lb/ft²/m² kg

<L>léger 30 146.5

<M>moyen 70 341.8

<H>Lourd 130 634.7

III.3.3.6 Coefficient d'inoccupation de l'éclairage

Le coefficient d'inoccupation de l'éclairage est le pourcentage des lampes qui sont utilisées pendant la période de régime réduit. On ne constate que l'apport de l'éclairage durant une heure à un effet sur les charges durant les autres heures de la journée. C'est

Chapitre III Description du local et l'environnement de simulation Block Load

pour reproduire cette réalité que ce coefficient a été introduit. Durant le régime normal 100% de l'éclairage est utilisé. Il n'est pas possible de faire varier ce pourcentage durant la journée comme dans HAP. Pour avoir de résultat plus proche de la réalité nous vous invitons à saisir la puissance que sera effectivement utilisée à l'heure de charge maximum. Durant le régime réduit l'apport de l'éclairage sera affecté du coefficient d'inoccupation.

III.3.3.7 Ecran de saisie : Zone Données 3, Bâtiment et Matériaux

Layers: Inside to Outside	Thickness mm	Density kg/m ³	Specific Ht kJ/kgK	R-Value m ² -KW	Weight kg/m ²
Inside surface resistance	0,000	0,0	0,00	0,12064	0,0
16mm gypsum board	15,875	800,9	1,09	0,09863	12,7
203mm common brick	203,200	1922,2	0,84	0,27954	390,6
RSI-2.5 board insulation	50,800	32,0	0,92	2,44598	1,6
Air space	0,000	0,0	0,00	0,16026	0,0
102mm face brick	101,600	2002,3	0,92	0,07624	203,4
Outside surface resistance	0,000	0,0	0,00	0,05864	0,0
Totals	374,475			3,74	608,4
Overall U-Value				0,309 W/(sqm-K)	

Figure.III.6 Ecran de saisie, Bâtiment et Matériaux

III.3.3.8 Coefficient K des murs

Le coefficient K des murs est donné en $W/m^{-2}^{\circ}C$. C'est le coefficient de transmission thermique de la paroi. Pour son calcul se reporter au calcul du coefficient de transmission des parois opaques. Il est utilisé pour les calculs de chauffage et de climatisation. Pour plus de précision on peut se reporter aux Règles Th-K du DTU édité par le CSTB ou au Manuel Carrier, 1ère Partie, Bilan thermique, table 27 page 1-62 et suivantes ou l'ASHRAE Fundamentals de 1989, Chapitre 26.

III.3.3.9 Calcul du coefficient de transmission des parois opaques

Pour calculer le coefficient de transmission d'une paroi opaque il faut additionner les résistances thermiques de chaque matériau constitutif de la paroi ainsi que les coefficients de résistance superficielle. Le coefficient K est obtenu en divisant 1 par la somme des résistances ci-avant.[12]

Chapitre III Description du local et l'environnement de simulation Block Load

III.3.3.10 Poids des murs

Le poids des murs est une expression en Kg/m². Cette expression traduit l'inertie. Le stockage et la transmission de la chaleur dans un bâtiment dépend en partie de l'inertie des murs. Cette inertie peut-être spécifiée par le poids exact ou la catégorie d'inertie. Inertie Poids Equivalent

Catégorie	lb/ft ²	kg/m ²
<V> Très léger	6	29.3
<L> Léger	20	97.6
<M> Moyen	60	292.9
<H> Lourd	140	683.5

Tableau III.4 Poids des murs

III.3.3.11 Couleur

La couleur des murs ou des toitures affectent l'énergie solaire absorbée. Choisir la couleur dans la combo-box. Selon l'ASHRAE Handbook, la couleur sombre doit-être sélectionnée dans les régions industrielles à cause de fumé et des salissures qui se déposent sur les parois. Les autres couleurs peuvent-être sélectionnées quand l'on est certain quelles garderont leur aspect dans le temps. [1]

III.3.3.12 Coefficient K des toitures

Le coefficient K des toitures est donné en W/m²°C. C'est le coefficient de transmission thermique de la paroi. Pour son calcul se reporter au calcul du coefficient de transmission des parois opaques. Il est utilisé pour les calculs de chauffage et de climatisation. Pour plus de précision on peut se reporter aux Règles Th-K du DTU édité par le CSTB ou au Manuel Carrier, 1ère Partie, Bilan Thermique, Table 27 page 1-67 et suivantes ou l'ASHRAE Fundamentals de 1989, Chapitre 26.

III.3.3.13 Poids de la toiture

Le poids de la toiture donc son inertie influence directement sur le calcul des charges. On comprend aisément que le stockage et la transmission de la chaleur dépend du poids de la toiture. Ci-après vous noterez 3 catégories d'inertie de toiture. Vous pouvez saisir [2]

Chapitre III Description du local et l'environnement de simulation Block Load

Catégorie	lb/ft ²	kg/m ²
<L> Léger	10	48.8
<M> Moyen	30	146.5
<H> Lourd	55	268.5

Tableau III.5 Poids de la toiture

III.3.3.14 Ecran de saisie : Zone Données 4, Exposition

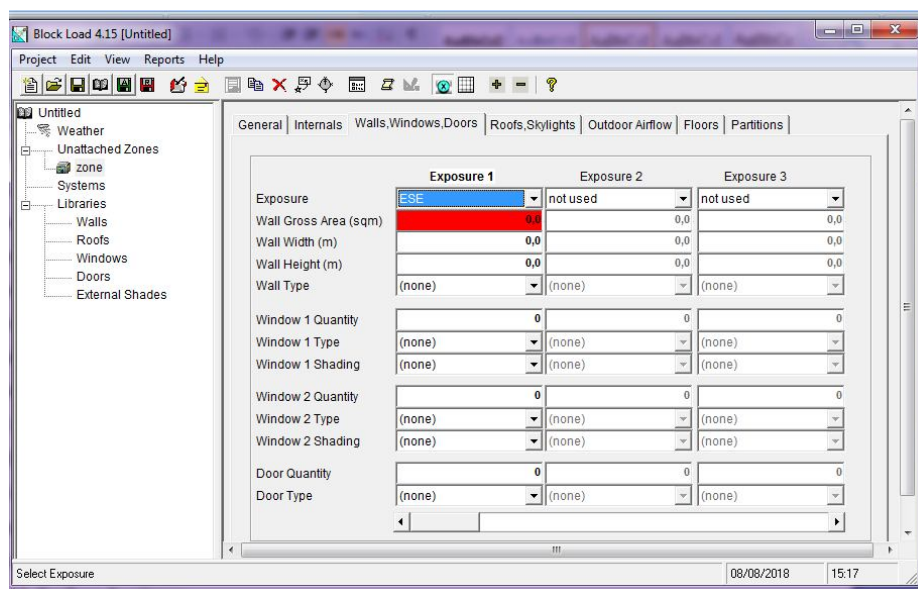


Figure.III.7 Ecran de saisie, Exposition

III.3.3.15 Exposition

L'exposition correspond à l'orientation des murs extérieurs et des vitrages. Les choix Offerts sont : N, E, S, O et NE, SE, SO, NO [3]

On indique ici la surface brute des murs en m² (ouvertures incluses) pour chaque Orientation. Cette difficulté sera corrigée dans les versions ultérieures.

III.3.3.16 Ecran de saisie : Zone Données 5, Parois/LNC

III.3.3.17 Parois/LNC

Les parois sur local non chauffé ou non climatisé peuvent être des murs, des planchers ou des plafonds. Exemple la paroi d'une zone climatisée adjacente à une chaufferie ou un hangar non climatisé.

Chapitre III Description du local et l'environnement de simulation Block Load

III.3.3.18 Surface nette d'une paroi/LNC

On précise ici la surface nette de la paroi/LNC. Cette valeur est nécessaire pour le calcul des charges.

	Partition 1	Partition 2
Area	15.0 sqm	0.0 sqm
U-Value	2.000 W/(sqm-K)	2.839 W/(sqm-K)
Max Temp. of Unconditioned Space	30.0 C	23.9 C
Min Temp. of Unconditioned Space	8.0 C	23.9 C

Figure.III.8 Ecran de saisie, Parois/LNC

III.3.4 Système CVC

III.3.4.1 Définition

Un système définit un système CVC. On recense dans ce progiciel 7 types de système

1. Climatisation et chauffage à air chaud
2. Climatisation et chauffage central
3. Climatisation et chauffage électrique direct
4. Climatisation seule
5. Chauffage à air chaud seul
6. Chauffage central seul
7. Chauffage électrique direct seul

On rattache à un système une ou plusieurs zones à conditionner. Block Load 3.00 peut contenir 20 Systèmes et chaque Système on peut inclure au maximum 75 Zones.

Block Load 4.15 peut contenir 1000 Systèmes et chaque Système peut inclure au maximum 1000 Zones

III.3.4.2 Ecran de saisie Zone Données 4, exposition

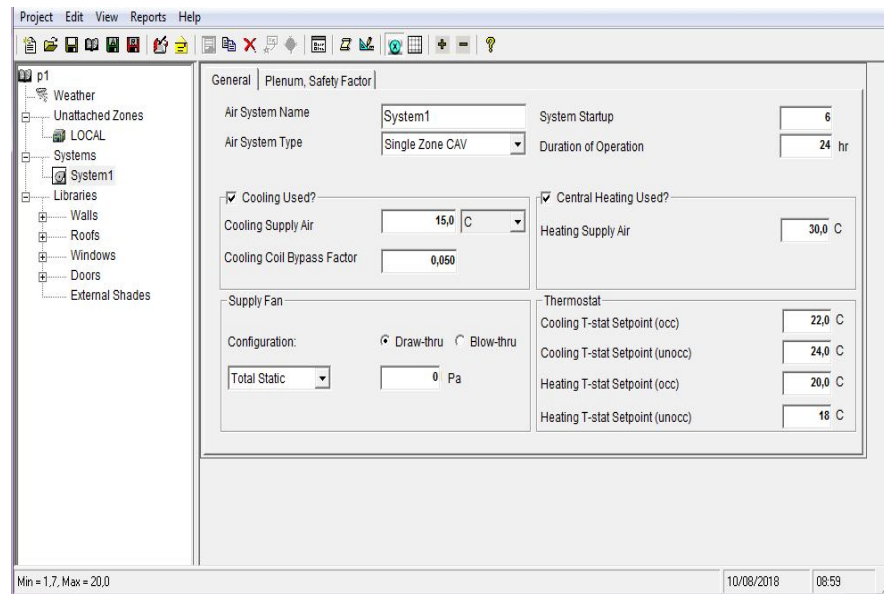


Figure.III.9 Ecran de saisie, Système CVC Données 1

III.3.4.3 Nom du système

Le nom du système permet de l'identifier. Ce nom apparaîtra sur les écrans de saisie et sur les sorties imprimées.

III.3.4.4 Type de système

Le type de système définit le principe du système CVC. Cette donnée est nécessaire pour les calculs de dimensionnement. On recense dans ce progiciel 7 types de système :

1. Climatisation et chauffage à air chaud
2. Climatisation et chauffage central
3. Climatisation et chauffage électrique direct
4. Climatisation seule
5. Chauffage à air chaud seul
6. Chauffage central seul
7. Chauffage électrique direct seul

Remarque

La sélection s'opère avec une combo-box.

Chapitre IV : resultat et discussion

IV.1 Introduction

L'objectif de ce chapitre est de mettre en évidence l'intérêt de l'analyse des besoins thermiques d'un local bureautique. Donc, nous allons étudier deux variantes d'un même local de bureau dont le comportement thermique a été simulé, grâce au logiciel **Block Load** 4.15, sur une année météorologique type :

- Local de toiture horizontal.
- Local de toiture incliné.

IV.2 Spécifications de construction

Le local bureautique est situé à Alger la capitale de l'Algérie sur la côte sud de la mer méditerranée, à la longitude de 36° N et la latitude de 3° E. Les dimensions du local considéré est de 25m^2 et de hauteur $H=3\text{m}$. Ce local est construit avec des poutres en acier. Les murs extérieurs sont composés de blocs de béton noir, d'un isolant en polystyrène de 5 cm et de carreaux de granit de 2 cm murs extérieurs. La toiture consiste en une dalle de béton de 10 cm, coulée au-dessus de la tôle accrochée au-dessus des poutres.

Au-dessus de la dalle de béton, il existe une isolation thermique de 5 cm. Les fenêtres sont composées de double vitrage avec des panneaux de cadres. La surface de la fenêtre représente environ 13.3% de la surface de la façade (sud). Les cloisons sont toutes en plaques de plâtre et fixées avec des cadres en métal. Le local est désignée pour les travaux bureautiques est prévu pour 5 personnes.

Le tableau (IV.1) donne les résistances thermiques des matériaux utilisés pour les murs, le toit et le verre. Voir les plans sur Figure (IV.1).

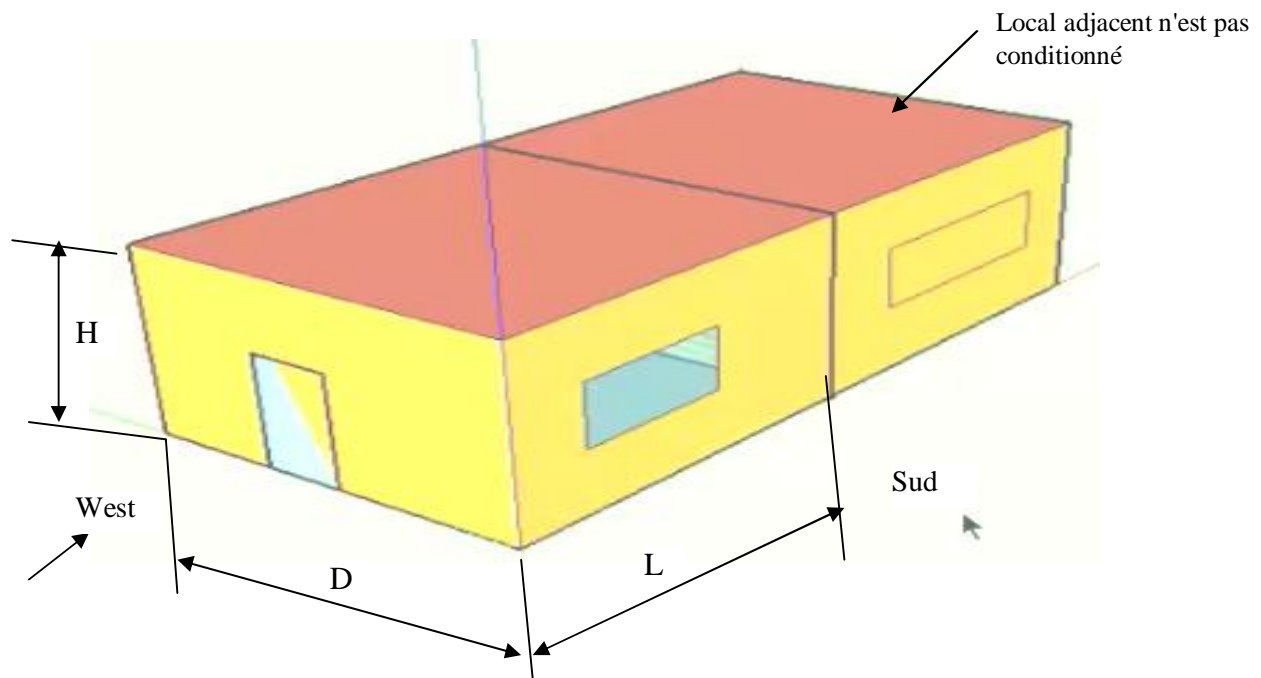


Figure. IV.1 Le plan de local

1	Espace intérieur total (volume)	75 m ³
2	Surface totale des murs extérieurs	56m ²
3	Surface totale du toit	25 m ²
4	Surface totale de verre / fenêtres / porte	2m ²
5	Nombre total estimé d'employés / de personnel (estimé)	5
6	Nombre total estimé de visiteurs par jour (estimé)	0
7	Matériels informatique (PC, Imprimantes)	5 PC, 1 Imprimante
8	Toilettes	1
9	Résistance totale pour le mur	5.2W/m ² k
10	Résistance totale pour le toit	2W/m ² k
11	Résistance totale pour les fenêtres	2W/m ² k

Tableau IV.1 Résumé des spécifications de construction

IV.3 Charges de climatisation

En été, l'air est refroidi et l'humidité en est extraite, tandis qu'en hiver, l'air est chauffé et l'humidité sera ajoutée à l'air.

La charge de refroidissement de la pièce pour l'été se compose de la charge interne et externe. Les deux doivent être retirés de la pièce pour obtenir une température ambiante autour de 22°C avec environ 50% d'humidité relative, qui est la zone de confort pour les personnes.

IV.3.1 Gains de chaleur

Les gains de chaleur externes proviennent de l'énergie thermique transférée du milieu chaud extérieur vers la chambre. Le transfert de chaleur se fait par conduction à travers les murs extérieurs, le toit supérieur et le fond sol, intensité solaire à travers les fenêtres et les portes, infiltration et ventilation. Parmi les autres sources de chaleur acquises figurent les personnes, l'équipement électrique et la lumière.

Les données nécessaires pour calculer la charge thermique d'un lieu

- Zones d'enveloppes et de verre
- Facteurs U pour les enveloppes
- Facteurs de transmission du verre
- Densité d'éclairage et facteurs connexes
- Moteurs et autres sources de chaleur avec facteurs connexes
- Nombre de personnes et type d'activités
- Taux de ventilation et enthalpie de l'air à l'intérieur et à l'extérieur

IV.3. 2 Analyse de transfert de chaleur

La chaleur transmise dans ou hors du local principalement par les murs extérieurs, les fenêtres et les portes et par le toit supérieur. De la chaleur est également transmise par la dalle de sol. La chaleur transférée, Q à travers ces enveloppes solides, se fait par conduction, convection et rayonnement. La différence de température pour un transfert de chaleur constant doit s'ajouter, facteur de correction pour l'intensité solaire et transfert thermique instable. La charge de refroidissement du local dépend des conditions météorologiques locales, des caractéristiques thermiques du matériau utilisé pour l'enveloppe du bâtiment et de l'utilisation du bâtiment. Afin de calculer avec précision la charge de refroidissement du bâtiment, il faut généralement un programme informatique de simulation énergétique de grande taille et complexe tel que **Block Load** 4.15, qui utilise respectivement la méthode de transfert et le bilan thermique

IV.3. 3 Calcul de la charge thermique pour local bureautique

a) Cas de local avec toiture horizontal

Le logiciel Block Load 4.15, développé par la compagnie Carrier, sert également à estimer la charge de refroidissement. Les résultats ont été comparés à des calculs manuels et il a été constaté une grande similitude entre les deux, ce qui nous a convaincus de dépendre du logiciel pour nos calculs et l'estimation de la charge thermique du local. Les températures moyennes et maximales de la ville d'Alger sont illustrées dans la figure IV.2 et le tableau (IV.2). Le mois le plus chaud de l'année est celui d'Août avec une température moyenne de 25.2 °C. Le mois le plus froid de l'année est celui de Janvier avec une température moyenne de 11.5 °C.

Le tableau IV.3 présente la charge de refroidissement totale est de 2,7 kW et la charge maximale de chauffage est de 2,0 kW, sachant que la charge se produit au moi d'août 16h00

Le rapport de chaleur sensible pour le local est de près 0,893, ce qui signifie que le programme tenait compte de la chaleur latente des personnes et des infiltrations, en particulier par temps humide. Le débit d'air de la batterie est de 243 L / s

Le tableau (IV.3) représente les données de dimensionnement de l'espace. La surface de plancher est de 25, m² avec un débit d'air maximal réel par unité de surface de 9,74L / m².

Le refroidissement maximum sensible 2,1kW et le débit d'air maximal réel 243L /s. La charge de chauffage maximal est de 1,5kW. L'heure de conception se situe en Août à 17h00. Les mois d'été sont fréquents mais un pic est possible chaque mois, en particulier dans les climats plus chauds où l'angle solaire fluctue plus que les conditions ambiantes. La journée de conception de refroidissement est effectivement la journée la plus défavorable pour vos charges de climatisation. L'heure la plus défavorable de cette journée détermine la capacité de l'équipement, la taille des ventilateurs et, par la suite, la taille des conduits. Cela affecte en grande partie le premier coût. L'heure de conception a également une incidence sur la demande de puissance maximale, qui a souvent un impact considérable sur la facture de services publics.

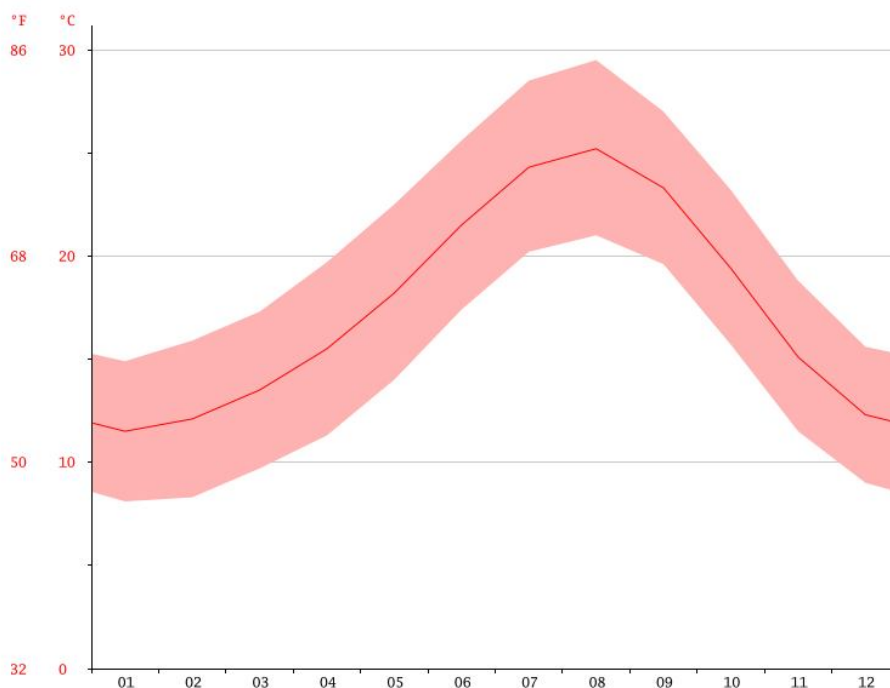


Figure. IV.2 Température moyenne mensuelle pendant l'année

	Jan	Fév	Mars	Avril	Mai	Juin	Juillet	Aout	Sep	Oct	Nov	Déc
Température moyenne (°C)	11.5	12.1	13.5	15.5	18.2	21.5	24.3	25.2	23.3	19.4	15.1	12.3
Température minimale moyenne (°C)	8.1	8.3	9.7	11.3	14	17.4	20.2	21	19.6	15.7	11.5	9
Température maximale (°C)	14.9	15.9	17.3	19.7	22.5	25.6	28.5	29.5	27	23.2	18.8	15.6

Tableau IV.2 Tableau climatique Alger centre.

Informations sur le système d'air

Nom du système aérien:..... **System1**
 Type de système d'airCAV à zone unique

Nombre de zones:.....1
 Surface de plancher.....**25,0m²**
 Lieu: Alger, Algérie

Information de calcul de la taille

Méthode de calcul: Méthode de fonction de transfert
 Mois de calcul: janvier à décembre

La charge se produit à: août 1600

Données de dimensionnement de refroidissement central

Charge totale:..... **2,7 Kw**
 Charge la batterie sensible:.... 2,4 kW
 Débit d'air de la batterie.....: 243 L / s
 Rapport de chaleur sensible:..... 0,893
 Surface par unité de charge:..... 9,4 m² / kW
 Surface unitaire:..... 106,3 W / m²

I OA DB / WB:... 34,7 / 21,6
 Saisie de DB / WB:... 23,4 / 18,2
 Quitter DB / WB:... 15,3 / 15,0
 Bobine ADP:..... 14,9 C
 Facteur de dérivation:..... 0,05
 RH résultant:..... 66%
 Temporisation de conception: 15,0 C

Données de dimensionnement des serpentins de chauffage central

La charge se produit à:... Des Htg
 Charge maximale de la batterie..... 2,0 kW
 Ent DB / Lvg DB:.... 18,2 / 25,1
 Débit d'air de la batterie..... 243 L / s
 Surface unitaire:..... 80,7 W / m²

Moteur de ventilateur BHP:0,00 BHP
 Moteur de ventilateur kW:... 0,00 kW

Données de dimensionnement du ventilateur d'alimentation

Ventilateur statique:..... 0,00 P
 Débit d'air maximum réel:..... 243 L / s
 4,72 L / s / personne
 Débit d'air standard:..... 243 L / s
 Débit d'air maximum réel par unité de surface: 9,74 L / (Sm²)

Débit d'air par personne :...
 DB Température sèche (**Dry Bulb**)
 WB Température humide (Wet Bulb)

Données d'air de ventilation extérieure

Débit d'air design:..... 24 L / s
 Débit d'air par unité de surface: 0,94 L / (S.m²)

Données de dimensionnement de l'espace

Nom de l'espace	Refroidissement maximum sensible kW	Conception débit d'air L / s	Temps de charge de pointe	Charge de chauffage maximal Kw	Espace Surface de plancher m ²	Espace L / (s.m ²)
LOCAL	2,1	243	Aug1700	1,5	25,0	9,74

Tableau. IV.3 Dimensionnement de l'espace (local avec toiture horizontal)

	la conception de refroidissement			la conception de chauffage		
	Aout 1600 OA DB / WB 34,7 C / 21,6 C			conception de chaleur de la journée OA DB / WB 2,2 C / -0,9 C		
Charges de zone basées sur TFM	Détails	Sensible W	Latent W	Détails	Sensible W	A
Charges solaires de fenêtres et de puits de lumière	2 m ²	116	-	2 m2	-	-
Transmission murale	36 m ²	373	-	36 m2	574	-
Transmission de toit	25 m ²	313	-	25 m2	230	-
Transmission de fenêtre	2 m ²	54	-	2 m2	89	-
Transmission de puits de lumière	0 m ²	0	-	0 m2	0	-
Charges De Porte	2 m ²	152	-	2 m2	98	-
Transmission de sol	25 m ²	0	-	25 m2	144	-
Partitions / Plafonds	15 m ²	175	-	15 m2	360	-
Éclairage aérien	500 W	500	-	0 W	0	-
Équipement électrique	0 W	0	-	0 W	0	-
Gens	5	359	300	0	0	0
Infiltration	-	0	0	-	0	0
Divers	-	0	0	-	0	0
Facteur de sécurité	0% / 0%	0	0	0%	0	0
>> Charge totale de la zone	-	2042	300	-	1495	0
Réglage du thermostat et du pulldown	-	-21	0	-	19	0
Charge du mur de plénum	0%	0	-	0	0	-
Charge de toit en plénum	0%	0	-	0	0	-
Charge d'éclairage du plénum	0%	0	-	0	0	-
Charge de ventilation	24 L/s	354	-16	24 L/s	504	0
Charge du ventilateur d'alimentation	244 L/s	0	-	244 L/s	0	-
>>charge total de système	-	2374	284	-	2018	0
Serpentin de refroidissement central	-	2374	284	-	0	0
Serpentin de chauffage central	-	0	-	-	2018	-
>> Total des charges de bobine	-	2374	284	-	2018	0
Clé:	Les valeurs positives sont des charges de clg Les valeurs négatives sont les charges htg			Les valeurs positives sont les charges htg Les valeurs négatives sont des charges de clg		

Tableau IV.4 Conception des systèmes de refroidissement et de chauffage

➤ **Charges externes**

• **Radiatives:** par transmission à travers les vitrages exposés au rayonnement solaire, les surfaces internes du local recevant le flux radiatif vont s'échauffer et élever la température de l'air ambiant. Ces apports d'énergie dépendent de :

1. L'intensité du rayonnement solaire (fonction de la latitude, de l'altitude, de
2. L'orientation, de l'inclinaison, de la saison ...)
3. Le type de vitrage et de la protection solaire choisie
4. Les ombres projetées sur le vitrage
5. L'inertie thermique des matériaux internes recevant le flux radiatif

• **Conductrices:** la température à l'intérieur du local est différente de la température extérieure. Par conduction à travers les parois et huisseries il y a un apport de chaleur l'été ou des déperditions l'hiver. La somme de ces charges correspond aux charges externes (généralement sensibles) :

$Q_{es} > 0$ en conditions d'été

$Q_{es} < 0$ en condition d'hiver

➤ **Charges interne**

• **Charges sensibles :** apport de chaleur des occupants, de l'éclairage, des machines (moteurs, ordinateurs, étuves, sources froides ...). On note ces charges Q_{is}
 Q_{is} peut être positif ou négatif

• **Charges latentes :** apport d'humidité par expiration et sudation des occupants, évaporation (cuisine, piscine). On note ces charges par la grandeur Q_{iL}

Les apports d'humidité sont directement relié à par la chaleur latente de l'eau : Q_{iL}

$$Q_{iL} = h_v \cdot m_e$$

Charge sensible totale $Q_{Ts} = Q_{es} + Q_{is}$

Charge latente totale $Q_L = Q_{iL} = h_v \cdot m_e$

Sur la figure (IV.3) nous avons présenté le soufflage en condition d'été on obtient les résultats suivants

1 -Air extérieur, $T=35^\circ\text{C}$

2- Air mélange, $T=24^\circ\text{C}$

3-Sortie de bobine de refroidissement centrale, $T=15^\circ\text{C}$

4-soufflage Sortie ventilateur, $T=15^\circ\text{C}$

5-Air de la chambre, $T=22^{\circ}\text{C}$

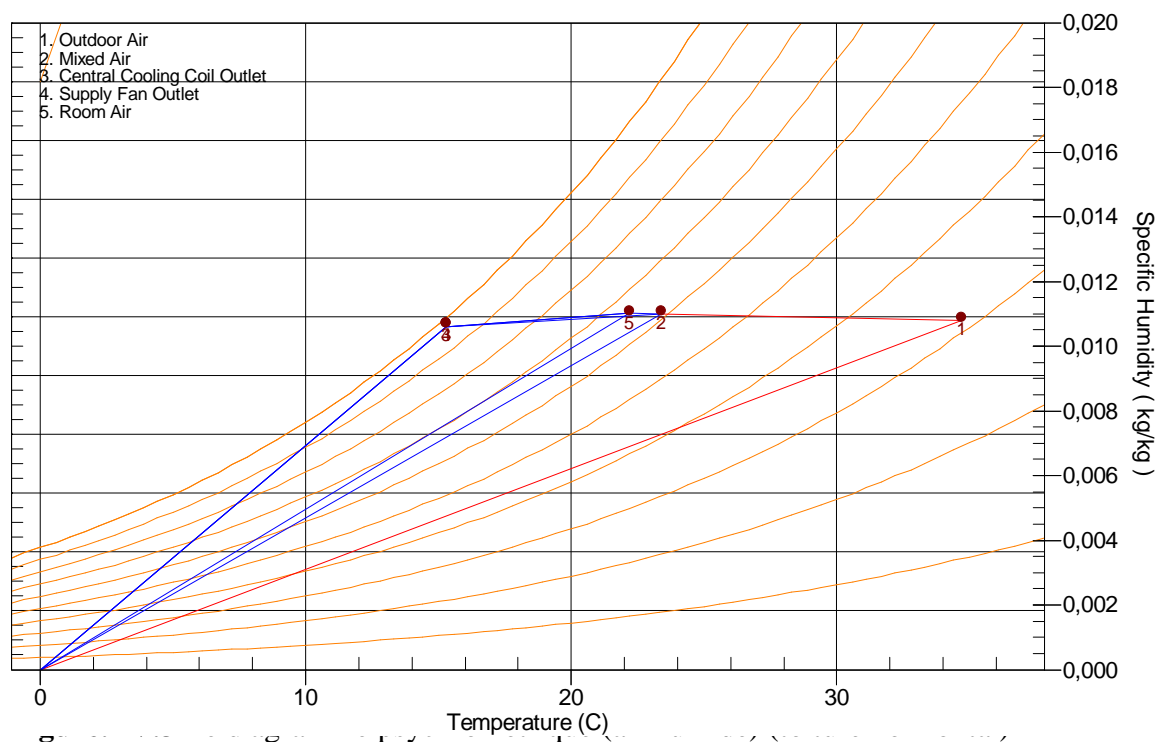
Avec un taux unité de l'humidité spécifique de 0.011 (Kg H₂O/kg_{air_sec})

Pour une installation confort, la température de soufflage doit être:

- 8 à 12 K en dessous de l'ambiante en été
- 10 à 20 K en dessus de l'ambiante en hiver

L'humidité de l'air influe considérablement sur la sensation de confort, quelle que soit la température, et la saison, il faut veiller à la limiter dans les deux sens

Location: Algiers, Algeria
Altitude: 25,0 m
Data for: Aug DESIGN COOLING DAY, 1600



b) Cas de local avec toiture incliné

Dans ce cas l'effet d'une toiture incliné sur la charge totale .Le tableau (IV.4) présente la charge de refroidissement totale est de 2,6 kW, dans le cas d'une toiture incliné d'angle 30°. On remarque une diminution par rapport au de toiture horizontale. La charge maximale de chauffage est de 2,0 kW, donc elle reste constant par rapport au de toiture horizontale.

Le rapport de chaleur sensible pour le local est de près **0,891** m, ce qui signifie que le programme tenait compte de la chaleur latente des personnes et des infiltrations, en particulier par temps humide. On remarque une diminution pour le débit d'air de la batterie qu'est de **237 L / s**

Le tableau (IV.5) représente les données de dimensionnement de l'espace pour le cas de local avec toiture incliné d'angle 30°.

La surface de plancher est de 25, m² avec un débit d'air maximal réel par unité de surface de 9,74L / (m²). Le refroidissement maximum sensible 2,1kW et le débit d'air maximal réel 243L /s. La charge de chauffage maximal est de 1,5kW pour l'heure de la charge pic qui situe en juillet à 17h00.

En augmentant l'inclinaison jusqu'a 80°, en remarque que la charge de refroidissement totale augmente jusqu'a 2,9 kW. La charge maximale de chauffage augmente aussi 2,1 kW, par rapport au de toiture horizontale. Le rapport de chaleur sensible pour le local est de près **0,908**, ce qui signifie que l'inclinaison jusqu'a 80°, diminue la chaleur latente des personnes et des infiltrations. En remarque une augmentation pour le débit d'air de la batterie qu'est de **275** L / s. Les différentes données pour ce cas est illustré sur le tableau (IV.8)

Espace Ventilation Analyse Tabl

Non de l'espace	SURFACE DE PLANCHER sqm	Nombre maximum d'occupants	Air d'alimentation maximum L / s	Air extérieur requis L / personne	Air extérieur requis L / (m ²)	Air extérieur requis L / s	Air extérieur requis (% de l'offre)	Air /Air extérieur non corrigé L / s
LOCAL	25,0	5,0	237,0	4,72	0,00	0,0	0,0	23,6
Total			237,0					23,6

Tableau IV.5 Dimensionnement de l'espace (local avec toiture incliné d'angle 30°).

CONCEPTION DE REFROIDISSEMENT, Jour Aout 16:00

TABLEAU 1: DONNÉES DE SYSTÈME

Composant	Emplacement	Temp-Ampoule C	Humidité spécifique kg / kg	Débit d'air L / s	Chaleur Sensible W	Chaleur Latente W
Ventilation Air	Entrée	34,7	0,01079	24	353	-17
Vent - Mélange Retour	Sortie	23,4	0,01100	237	-	-
Serpentin de refroidissement central	Sortie	15,3	0,01060	237	2326	284
Serpentin de chauffage central	Sortie	15,3	0,01060	237	0	-
Ventilateur d'approvisionnement	Sortie	15,3	0,01060	237	0	-
Zone Air	-	22,2	0,01103	237	1973	300
Retour Plénum	Sortie	22,2	0,01103	237	0	-

Altitude du site = 25,0 m

Densité air x Capacité de chaleur x facteur de conversion = 1,2036 W/(L/s-K)

Densité de l'air x chaleur de vaporisation x facteur de conversion = 2938,8 W/(L/s)

TABLEAU 2: ZONE DE DONNÉES

Nom de zone	Zone de charge sensible W	Mode T-stat	Zone Température C	Zone Flux d'air L/s	Réchauffer la bobine chargeW
LOCAL	1991	REFROIDISSEMENT	22,2	237	0

Tableau IV.6 Conception de Refroidissement (local avec toiture incliné d'angle 30°).

CONCEPTION DE CHAUFFAGE D'HIVER

TABLEAU 1: DONNÉES DE SYSTÈME

Composants	Emplacement	Temp-Ampoule °C	Humidité spécifique kg / kg	Débit d'air L / s	Chaleur Sensible W	Chaleur Latente W
Ventilation Air	Entrée	2,2	0,00222	24	-500	0
Vent - Mélange Retour	Sortie	18,1	0,00222	237	-	-
Serpentin de refroidissement central	Sortie	18,1	0,00222	237	0	0
Serpentin de chauffage central	Sortie	24,9	0,00222	237	1964	-
Ventilateur d'approvisionnement	Sortie	24,9	0,00222	237	0	-
Zone Air	-	19,8	0,00222	237	-1464	0
Retour Plénum	Sortie	19,8	0,00222	237	0	-

Altitude du site = 25,0 m

Densité air x Capacité de chaleur x facteur de conversion = 1,2036 W/(L/s-K)

Densité de l'air x chaleur de vaporisation x facteur de conversion = 2938,8 W/(L/s)

Tableau 2: zone de donnée

Nom de zone	Zone de charge sensible W	Mode T-stat	Zone Température °C	Zone Flux d'air L/s	Réchauffer la bobine Load W
LOCAL	-1495	Chauffage	19,8	237	0

Tableau IV.7 Conception de Chauffage (local avec toiture incliné d'angle 30°).

Sur la figure (IV.4) nous avons présenté le soufflage en condition d'été en obtient les résultats suivants

1. Air extérieur, T=35°C
2. Air mélange, T=23,4°C
3. Sortie de bobine de refroidissement centrale, T=15,3°C

- 4. soufflage Sortie ventilateur, T=15,3°C
- 5. Air de la chambre, T=22,2°C

Avec un taux unité de l'humidité spécifique de 0.011 (Kg H2O/kg_air_sec)

Pour une installation confort, la température de soufflage doit être:

c). Sélection du système d'aération adapté

Le système d'air conditionné approprié peut être sélectionné en fonction de:

- 1. Capacité, performance et exigences spatiales
- 2. Frais initiaux et de fonctionnement
- 3. Fiabilité et flexibilité requises du système
- 4. Maintenabilité
- 5. Contraintes architecturales, espace, distance
- 6. Qualité de l'air intérieur

Location: Algiers, Algeria
 Altitude: 25,0 m
 Data for: Aug DESIGN COOLING DAY, 1600

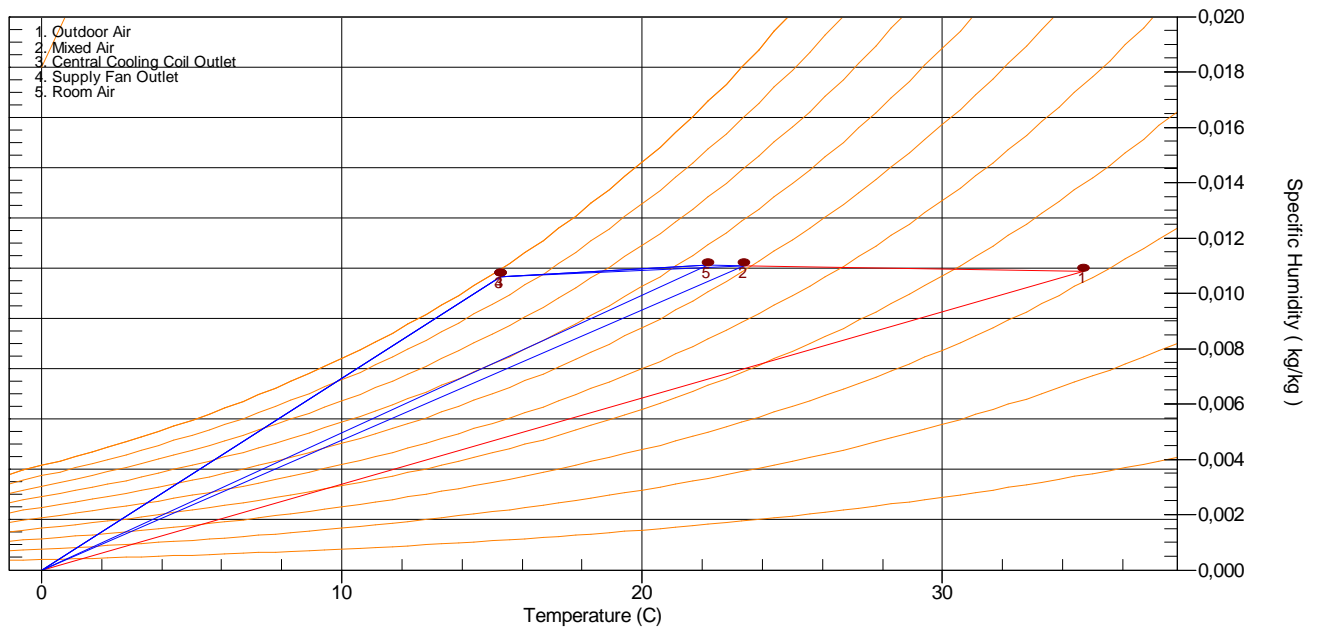


Figure. IV.4 Le diagramme psychrométrique (air humide) (toiture incliné80°)

Espace Sizing Data

Nom du système aérien:System1

Nombre de zones..... 1

Type de système d'air:..... CAV à zone unique

Surface de plancher: 25,0sqm

Information de calcul de la taille

Lieu:Alger,Algerie

Mois de calcul: janvier à décembre

Méthode de calcul:

Données de dimensionnement du serpentin**refroidissement central**Facteur de contournement: **0,050**Quitter DB / WB:..... **15,3/15,**Charge totale de la bobine:.....**2,9** kWCharge de bobine sensible:.....**2,6** kWCirculation d'air:.....**275** L/sRapport de chaleur sensible..... **0,908**Surface par unité de charge: **8,7** sqm/KwCharge par unité de surface: **115,2** W/sq

84.4 w/sqm

La charge se produit à:..... **Sep 1400**OA DB / WB: **33,5/21,**..... **0,00** kW**Methode de fonction de transfert**Saisie de DB / WB: **23,2/18,1**RH résultant: **65** %Temporisation de concepti **15,0** C**Donnees des dimensionnement de chauffage central**

Charge maximale de bobine 2.1kw

Débit d'air de la bobine 275 l / s

charge pour unité de surface unit

Moteur de ventilateur kW:

ventilateur statique: **0,00** PaMoteur de ventilateu **BHP**Moteur de ventilateur k **0,00** kWventilateur statique: **0,00** Pa**Max charge de la bobine:** **2,1** kWCirculation d'air **275L/ S**Charge par unité de surface:..... **84,4** W/sqm

Données de dimensionnement du ventilateur d'alimentation

Facteur de contournement:..... **0,050****Données d'air de ventilation extérieur**La charge se produit à:..... **Des Htg**Ent DB / Lvg DB:..... **18,5/24,8**Débit d'air par personne:..... **4,72** L / s / perMoteur de ventilateur BHP:..... **0,00**BHP**Débit d'air maximum réel:** **275** L/sDébit d'air standard:..... **274** L/s

Débit d'air maximal réel par unité de surface:

11, 00L/(s-sqm)**Flux d'air de conception:** **24** L/sDébit d'air par unité de surface:..... **0, 94** L/(s-sqm)

Nom de l'espace	maximum de refroidissement sensible KW	Design Air flow L/s	Temps de charge maximale	Charge de chauffage maximale en kW	Surface de l'espace m ²	Espace L / (m ²)
Local	2,6	275	Sep 1400	1,6	25,0	11,00

Tableau IV.8 Dimensionnement de l'espace (local avec toiture incliné d'angle 80°)

Conclusion

Conclusion générale

Une étude de bilan thermique a été menée pour un local bureautique situé à Alger sur la côte sud de la mer méditerrané, à la longitude de 36° N et latitude de 3°E .Le logiciel Block Load 4.15, développé par la compagnie Carrier a été utilisé pour l'estimation de des charges été/hiver pour les bâtiments tertiaires. Le calcul manuel a été utilisé pour vérifier les résultats. L'effet de l'inclinaison de la toiture (0°, 30° et 80 °) a été discuté. Selon l'analyse de charge, on obtient:

- La simulation informatique du comportement du local nous fournit d'un côté les apports du local, et de l'autre, sa demande d'énergie.
- L'inclinaison du toit d'un angle de 30° permet de diminuer la demande d'énergie du local.
- L'énergie consommé en été et toujours plus qu'en hiver.
- L'heure de conception a également une incidence sur la demande de puissance maximale, qui a souvent un impact considérable sur la facture totale.

Références bibliographiques

Livres & brochures

- [1] Deoux Susanne et pierre, "La thermique du bâtiment" le guide de l'habitat sain, Medieco, 2002.
- [2] Penu Gina, La thermique du bâtiment, Dunod, 2013.
- [3] Ouhalla José, transferts thermiques-Rappels de cours et applications .
Collection « Memotech » Castella 1998
- [4] "La ventilation des bâtiments d'habitations; impacts sur la santé repertorie des occupants" Institut national de santé public Quebec fevrier 2006
- [5] Convergent and Management, 2013; 66:143-152
- [6] L.M etre-antice-Innver Sewage-Handbook « GRANDFOS ASSAINISS
- [1] Al-Rabghi, O. and Khalid A. , " Utilizing transfer function method for hourly cooling load calculations" Energy Conversion and Management, 1997; 38: 319-332
- [2] Westphal, F.S. and Roberto L, " The use of simplified weather data to estimate thermal loads of non-residential buildings" Buildings, 2004; 36: 847-854
- [3] Andersson, B., Wayne P. and Ronald K., " The impact of building orientation on residential heating and cooling" , Energy and Buildings, 1985; 8: 205-224.
- [4] Shariha, A., Bassam S., Akram R. and Brhan T., " Effects of absorptance of external surfaces on heating and cooling loads of residential buildings in Jordan" Energy Conversion and Management, 1998; 39: 273-284.
- [6] Robert Parsons, *ASHRAE HANDBOOK: Fundamentals*. Amer Society of Heating; 2005.
- [8] Yunus A Cengel, "heat and mass transfert", universites de l'état pennsylvanie, 2007
- [9] Lais law et jaejer, conduction of heat in solid, university press, oxford, 1973
- [14] Schwartz Jutta, Qualite environnementale des bâtiments, guide comparatifs pour le
Choix des materiaux de construction, Paul Haupt, 1998.
- [15] KuR Friedrich, L'habitat écologique - Quels matériaux choisir. Terre Vivante, 2003.

Documents

- [16] Fascicule 5 des règles Th-U, RT 2005 : « Ponts Thermiques - Calcul des ponts thermiques ».
- [17] CNERIB « Document Technique Réglementaire (D.T.R.c3-4) » 2^{ème} édition Centre National d'étude et de Recherche Intégré du Bâtiment 2005 ISBN : 9961-845- 19-6 Dépôt légal : 2005.