



**HAL**  
open science

# Conception, étude et analyse du conditionnement d'air et de chauffage d'un établissement scolaire libanais

Rana Ismail

► **To cite this version:**

Rana Ismail. Conception, étude et analyse du conditionnement d'air et de chauffage d'un établissement scolaire libanais. Autre. 2015. dumas-01655860

**HAL Id: dumas-01655860**

**<https://dumas.ccsd.cnrs.fr/dumas-01655860>**

Submitted on 5 Dec 2017

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.



*Institut des Sciences Appliquées et Economiques  
Centre associé au  
Conservatoire National des Arts et Métiers Paris*



**Mémoire**

**Présenté en vue d'obtenir**

**Le Diplôme d'Ingénieur**

**En Energétique**

**Option Froid et Climatisation**

**Par**

**Rana ISMAIL**

**Conception, Etude et Analyse du conditionnement  
d'air et de chauffage d'un établissement scolaire  
Libanais**

**2015**

**Membres de jury :**

**PRESIDENT :** C. MARVILLET, Titulaire de chaire au CNAM, PARIS

**MEMBRES :** T. JABBOUR, Chef de département Mécanique à L'ISAE-LIBAN

F. KHOURY, Professeur enseignant à L'ISAE-LIBAN

M. HAZIM, Professeur enseignant à L'ISAE-LIBAN

# REMERCIEMENTS

Au terme de ce travail, je commence à remercier Dieu pour tous ses dons.

Tout d'abord, je voudrais remercier M. Christophe MARVILLET, responsable du département d'énergétique au **CNAM – PARIS**, et président du jury.

Je tiens à remercier sincèrement M. Tony JABBOUR qui, en tant que Directeur de mémoire, s'est toujours montré attentif et a suivi soigneusement l'évolution de mon mémoire.

Je voudrais remercier également tous mes professeurs du CNAM qui m'ont aidée à réussir mes études universitaires, surtout M. François KHOURY pour ses remarques lucides et pertinentes. En effet, il a toujours trouvé le temps de m'écouter, de me conseiller et de me fournir la documentation nécessaire tout au long de mon cursus universitaire.

Je tiens à remercier Eng. Mohammad ALBIRANI pour son support en documentations nécessaires en vue de réussir mon projet.

Je voudrais remercier l'entreprise LEMCO (MITSUBISHI), surtout Eng. Chantal KASSARGY pour son support en informations essentielles qui ont contribué au succès de mon projet.

Je n'oublie pas de remercier mes parents et mes frères pour leur contribution, leur soutien et leur patience.

Enfin, j'adresse mes plus sincères remerciements à tous mes proches et amis qui m'ont toujours soutenue et encouragée au cours de la réalisation de ce mémoire.

## **RESUME DU TRAVAIL**

Notre projet ci-dessous consiste à établir la conception d'un système de climatisation et de chauffage pour l'école située à Sariine, Békaa, Liban.

La détermination de différents types d'échange calorifique et de déperdition dans les locaux constitue la première étape de cette conception. Par l'aide du logiciel HAP (Hourly Analysis Program) les catalogues des fournisseurs, et le cahier de charges renseignant sur les types de construction, nous avons pu démarrer le calcul nécessaire des charges.

Une étude technique et économique détaillée du système de chauffage sera faite dans ce projet. Une étude écologique finale au niveau des émissions de CO<sub>2</sub> (bilan carbone et TEWI) était nécessaire à la fin de ce projet pour avoir une idée sur l'impact environnemental de l'exploitation du projet sur la durée de vie des équipements. Le système de chauffage sera conçu de manière à satisfaire la dernière édition du code ASHRAE (Association Américaine des Ingénieurs de Chauffage, de Réfrigération et de Climatisation).

# SOMMAIRE

|   |    |
|---|----|
| INTRODUCTION. ....  | 9  |
| Chapitre 1 : APERÇU SUR LE PROJET .....                                   | 10 |
| 1.1.DESCRPTION DU PROJET .....  | 10 |
| 1.2.CONFORT THERMIQUE .....   | 10 |
| 1.3.CONCEPTION GENERALE .....   | 12 |
| 1.3.1. ZONES CLIMATIQUES .....  | 12 |
| 1.3.2. CONDITIONS DE BASE .....   | 13 |
| Chapitre 2 : CALCUL DU BILAN THERMIQUE .....                              | 15 |
| 2.1. MODES DE TRANSFERT DE CHALEUR .....                                  | 15 |
| 2.1.1. LA CONDUCTION .....  | 15 |
| 2.1.2. LA CONVECTION .....  | 16 |
| 2.1.3. LE RAYONNEMENT .....   | 16 |
| 2.2. COEFFICIENT DE TRANSMISSION THERMIQUE D'UNE PAROI .....              | 17 |
| 2.3. ELEMENTS DE CONSTRUCTION .....                                       | 19 |
| 2.3.1. MURS INTERIEURS .....  | 19 |
| 2.3.2 MURS EXTERIEURS .....   | 20 |
| 2.3.3. PLAFOND .....  | 21 |
| 2.3.4. PLANCHER .....   | 22 |
| 2.3.5. DOUBLE VITRAGE.....  | 23 |
| 2.4. PRINCIPE DU CALCUL .....   | 24 |
| 2.5. CALCUL DES CHARGES THERMIQUES .....                                  | 26 |
| 2.5.1. BILAN D'ETE .....  | 26 |
| 2.5.1.1. Les charges dues à l'ensoleillement à travers les vitrages ..... | 27 |
| 2.5.1.2. Les charges par transmission à travers les parois .....          | 28 |
| 2.5.1.3. Les charges par introduction d'air neuf extérieur .....          | 31 |
| 2.5.1.4. Les charges dues aux occupants .....                             | 33 |
| 2.5.1.5. Les charges dues à l'éclairage .....                             | 35 |
| 2.5.1.6. Les charges dues aux divers équipements .....                    | 36 |

|  |    |
|--|----|
| 2.5.1.7. Les charges totales .....   | 37 |
| 2.5.2. BILAN HIVER .....   | 38 |
| 2.5.2.1. Les charges à travers les parois .....  | 38 |
| 2.5.2.2. Les charges par infiltration .....  | 38 |
| 2.6. RESULTATS DES CALCULS DES CHARGES .....   | 39 |
| Chapitre 3 : SYSTEMES ET EQUIPEMENTS DU CHAUFFAGE ET DU<br>CONDITIONNEMENT D’AIR ..... | 42 |
| 3.1 INTRODUCTION .....   | 42 |
| a) L’Evaporateur .....   | 42 |
| b) Le Compresseur .....  | 43 |
| c) Le Condenseur .....   | 43 |
| d) Le Détendeur .....  | 43 |
| 3.2. GENERALITES .....   | 43 |
| 3.3. Les systèmes à détente directe .....  | 43 |
| 3.4. Les systèmes tout air .....   | 44 |
| 3.5. Les systèmes VRV .....  | 44 |
| 3.6. Les systèmes tout eau .....   | 45 |
| 3.7. L’efficacité.....   | 45 |
| Chapitre 4 : SELECTION DES SYSTEMES ET DES EQUIPEMENTS .....                           | 47 |
| 4.1. CONDITIONNEMENT FROID .....   | 47 |
| 4.1.1. Le système Split .....  | 47 |
| 4.1.2. Le système VRV .....  | 49 |
| 4.1.3. L’étude énergétique .....   | 50 |
| 4.1.4. L’étude économique .....  | 51 |
| a) Le coût d’investissement .....  | 51 |
| b) Le coût d’exploitation .....  | 52 |
| 4.2. CONDITIONNEMENT CHAUD .....   | 52 |
| 4.2.1. La chaudière .....  | 53 |
| 4.2.2. Le brûleur .....  | 53 |
| 4.2.3. Le réservoir de fioul .....   | 54 |
| 4.2.4. Les tuyauteries .....   | 54 |
| 4.2.5. Les pompes hydrauliques .....   | 55 |

|  |    |
|--|----|
| 4.2.6. Les radiateurs .....  | 56 |
| Chapitre 5 : ETUDE ENVIRONNEMENTALE .....                          | 58 |
| 5.1. Calcul du TEWI pour le système de conditionnement d'air ..... | 62 |
| 5.2. Calcul du TEWI pour le chauffage .....                        | 63 |
| CONCLUSION .....   | 65 |
| BIBLIOGRAPHIE .....  | 66 |
| ANNEXES .....  | 67 |

# LISTE DES FIGURE

|  |    |
|--|----|
| Figure 1 : Zone de confort sur le diagramme psychrométrique. ....  | 11 |
| Figure 2: Classification climatique sur le diagramme psychrométrique. ....   | 12 |
| Figure 3: Zones climatiques du Liban. ....   | 13 |
| Figure 4 : Coefficient de transmission thermique d'une paroi. ....   | 17 |
| Figure 5 : Murs de partition et leurs caractéristiques comme données par HAP. ....   | 20 |
| Figure 6 : Murs extérieurs données par HAP. ....   | 21 |
| Figure 7 : Caractéristiques du plafond sur HAP. ....   | 22 |
| Figure 8 : Caractéristiques du plancher sur HAP. ....  | 23 |
| Figure 9 : Coefficient global d'échange U de la vitre, donné par HAP. ....   | 24 |
| Figure 10: Différents types d'apports de chaleur dans un bâtiment. ....  | 25 |
| Figure 11: Cycle frigorifique élémentaire. ....  | 42 |
| Figure 12 : le système 1 des types des unités intérieures et extérieures et des dimensions des canalisations de cuivre nécessaires. .... | 50 |

## LISTE DES TABLEAUX

|  |    |
|--|----|
| Tableau 1 : Coefficient d'échange global des murs intérieurs.....  | 19 |
| Tableau 2 : Coefficient d'échange global des murs extérieurs. ....                                       | 20 |
| Tableau 3 : Coefficient d'échange global du plafond et ses composants. ....                              | 21 |
| Tableau 4 : Coefficient d'échange global du plancher. ....   | 22 |
| Tableau 5 : Caractéristique de double vitrage. ....  | 23 |
| Tableau 6 : Apports de chaleur par personne selon le degré d'activité – ASHREA 2005<br>.....             | 34 |
| Tableau 7 : Apport de chaleur dû à l'éclairage dans des différents types de bâtiments. ..                | 35 |
| Tableau 8 : Apports de chaleur sensible par les appareillages. ....                                      | 36 |
| Tableau 9 : Quantité d'air à changer. ....   | 39 |
| Tableau 10 : Charges totales d'après le logiciel HAP 4.5. ....   | 40 |
| Tableau 11 : Type, capacité, prix et puissance électrique des unités intérieures et<br>extérieures. .... | 48 |
| Tableau 12 : Type, capacité, prix et puissance électrique des unités intérieures et<br>extérieures. .... | 49 |
| Tableau 13 : Caractéristiques déterminantes du choix. ....   | 52 |
| Tableau 14: sélection des radiateurs. ....   | 57 |
| Tableau 15: GWP et ODP des différents Fluides Frigorigènes. ....   | 60 |

# INTRODUCTION

Depuis toujours, l'homme a cherché à domestiquer l'énergie sous toutes ses formes dans le but d'améliorer sa qualité de vie, de favoriser ses productions et d'aider à son développement.

L'école à Sarine est l'une parmi d'autres bâtiments qui ont besoin de climatisation et de chauffage. Le chauffage est nécessaire pour l'hiver et la climatisation pour l'été s'il y a des cours supplémentaires de rattrapage ou des cours de langues.

Ce mémoire porte sur l'étude de climatisation et de chauffage de cette école. D'abord, nous commencerons par présenter l'école, ensuite, nous ferons une étude du bilan thermique, puis nous choisirons des systèmes à utiliser, enfin, nous sélectionnerons un système suite aux résultats obtenus des équipements par étude comparative des COP, de la consommation énergétique et de l'impact environnemental.

# **Chapitre 1 : APERÇU SUR LE PROJET**

## **1.1. DESCRIPTION DU PROJET**

Le projet de développement est fait pour l'école de Sariine au Liban. Cette dernière est constituée d'un sous-sol, d'un rez-de chaussée et d'un seul étage.

Le sous-sol comprend des toilettes, un entrepôt, un hall, des vestiaires sportifs, et des pièces pour l'électricité, les pompes, le fuel et la chaudière.

Le rez-de chaussée est l'entrée de l'école. Il comprend une salle d'entrée, 8 classes, un atelier, des toilettes, des cuisines, des archives, des entrepôts, des salles de direction, une salle de repos, des salles pour le personnel, une pièce d'infirmière et deux cours de récréation.

Le premier étage comprend 3 classes, un laboratoire scientifique, des entrepôts, une bibliothèque, des toilettes, une cuisine, une salle d'attente, des salles de musique, d'ordinateur, de technologie et d'art, des bureaux de comptabilité et de secrétariat, une pièce d'administration, une salle pour le personnel, et des salles pour les surveillants et les assistants.

## **1.2. CONFORT THERMIQUE**

La définition du bien-être thermique est complexe. Elle varie d'un individu à l'autre. Chaque individu, en fonction de son métabolisme, de sa culture, mais aussi de ses ressentis visuels, tactiles et psychologiques appréciera différemment le même environnement.

La notion de confort thermique est le plus souvent appliquée à l'être humain bien qu'elle puisse s'appliquer à tout être vivant. En effet, la vie, et spécialement l'activité métabolique assurant les fonctions vitales, n'est possible que dans une certaine plage de température qui varie d'un espace à l'autre. Il existe cependant des conditions d'ambiance optimales qui seront ressenties par l'individu comme celle d'un état de confort thermique.

Sur le plan physique, le confort thermique correspond à un état d'équilibre thermique entre le corps humain et les conditions d'ambiance. Il dépend de la sensibilité (aspects psychosociologiques), de l'habillement, du métabolisme et de l'activité physique de chaque individu, d'une part, mais aussi de la température de l'environnement (air, parois), des mouvements d'air, et de l'humidité, d'autre part. Au delà d'un certain niveau de déséquilibre, l'individu va ressentir un non-confort. Il va donc réagir pour réduire ce déséquilibre.

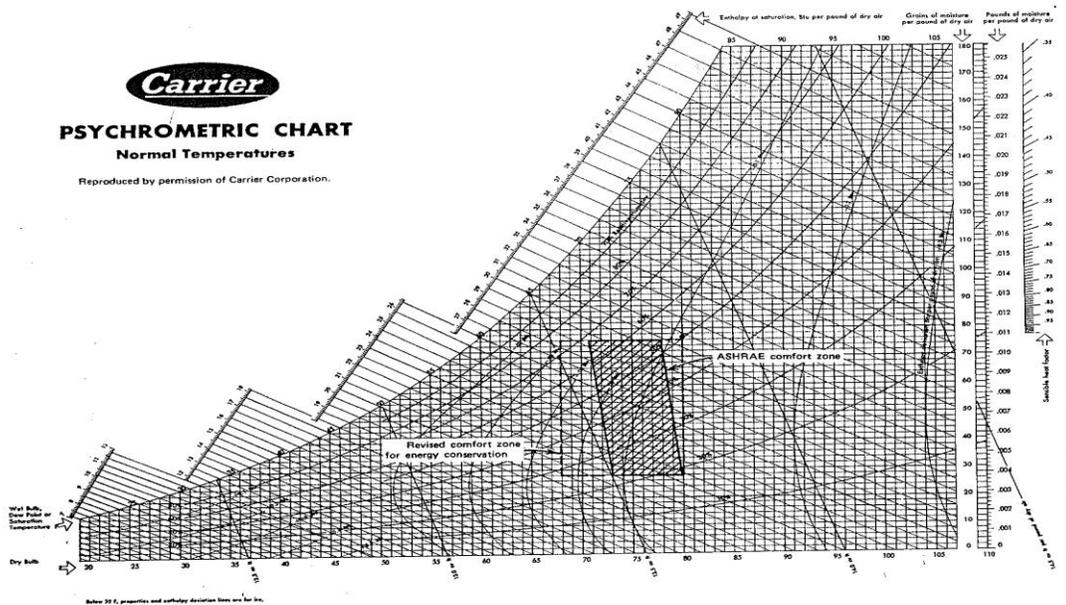


Figure 7.1 Psychrometric chart. (Courtesy: Carrier Corporation, Syracuse, NY.)

Figure 1 : Zone de confort sur le diagramme psychrométrique.

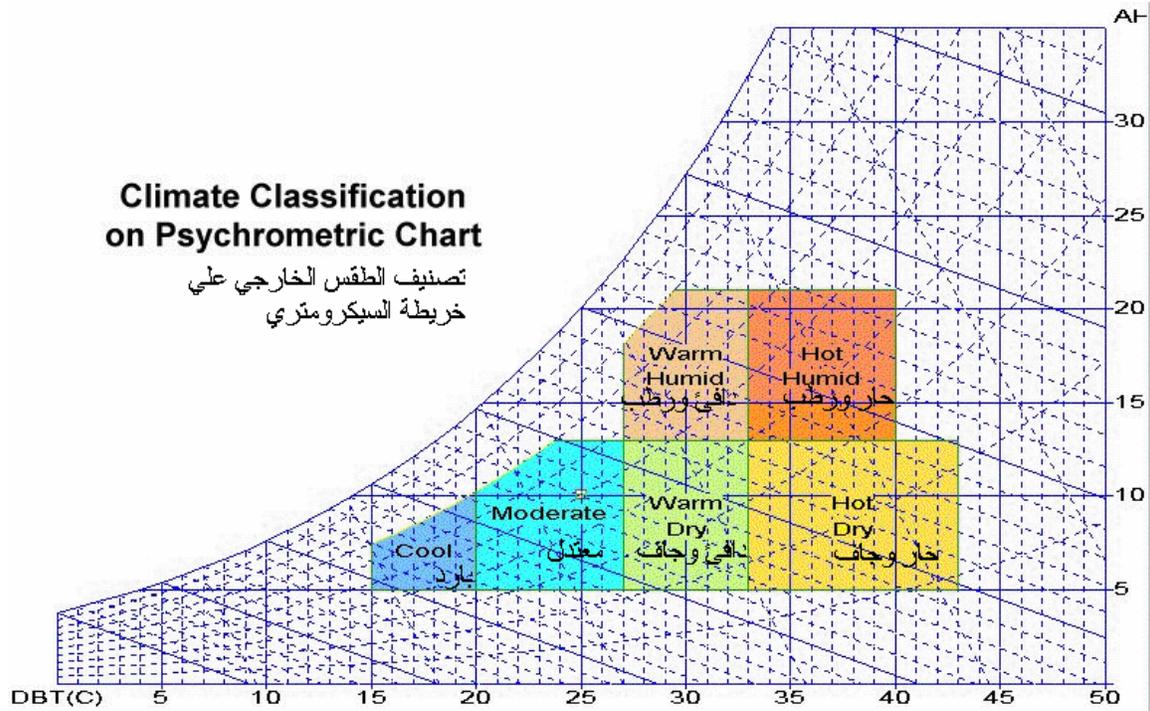


Figure 2: Classification climatique sur le diagramme psychrométrique.

### 1.3. CONCEPTION GENERALE

#### 1.3.1. ZONES CLIMATIQUES

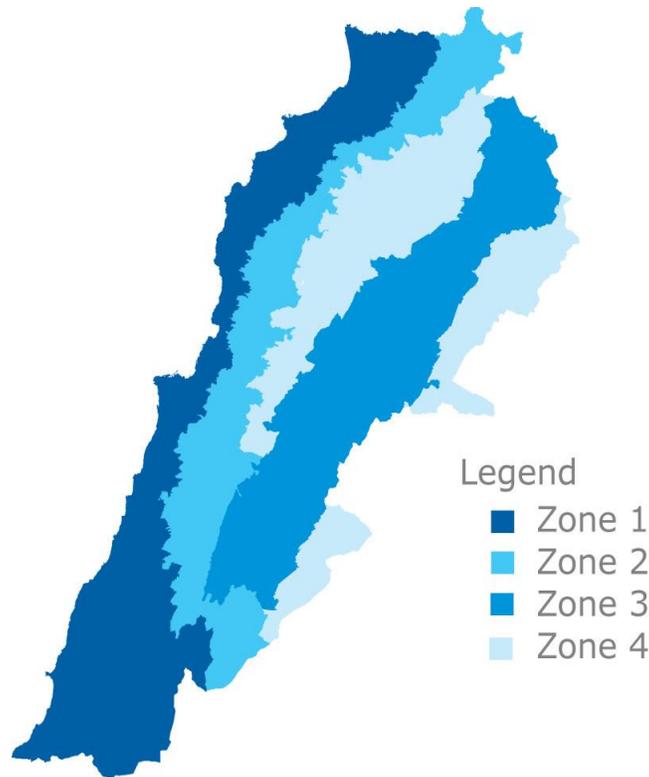
Les zones climatiques au LIBAN sont :

Zone 1 : Littoral

Zone 2 : Moyenne montagne ouest

Zone 3 : Plateau intérieur

Zone 4 : Haute montagne



**Figure 3: zones climatiques du Liban.**

### 1.3.2. CONDITIONS DE BASE

Les conditions de base prises sont celles appliquées dans les bureaux d'ingénierie au Liban comme c'est établi dans le livre ASHRAE:

- ✓ Latitude : 33.82 °
- ✓ Longitude : 35.65 °
- ✓ Altitude : 1000 m

Les températures intérieures et extérieures :

**En été :**

La température intérieure :  $T_i = 22$  à  $23^\circ\text{C}$

La température extérieure :  $T_e = 35^\circ\text{C}$

La température dans les locaux non climatisés :  $T_{nc} = 25$  à  $28^\circ\text{C}$

**En hiver :**

La température intérieure :  $T_i = 21^\circ\text{C}$

La température extérieure :  $T_e = -5^\circ\text{C}$

La température des locaux non chauffés :  $T_{nc} = 10 \text{ à } 12^\circ\text{C}$

L'humidité relative de confort en Été et en Hiver :  $HR_i = 50\%$

L'humidité relative à l'extérieur : Été :  $HR_{e,\text{été}} = 40 \text{ à } 60\%$  ; Hiver :  $HR_{e,\text{hiver}} = 40\%$ .

## Chapitre 2 : CALCUL DU BILAN THERMIQUE

### 2.1. MODES DE TRANSFERT DE CHALEUR

Il existe trois modes de transfert de chaleur : la conduction, le rayonnement et la convection. La conduction implique un contact physique entre les corps ou les parties des corps échangeant de la chaleur, alors que le rayonnement ne nécessite ni contact ni présence d'aucune matière entre les deux corps. La convection se produit lorsqu'un liquide ou gaz est en contact avec une source plus chaude ; il se produit alors un mouvement d'ensemble de molécules du fluide transportant la chaleur vers les zones les plus froides.

Bien que trois processus puissent avoir lieu simultanément, l'un des mécanismes est généralement prépondérant.

#### 2.1.1. LA CONDUCTION

La conduction permet un transfert de chaleur efficace à travers les solides opaques. Ainsi, au sein du milieu, ce mode d'échange tend à une distribution homogène de l'énergie cinétique moyenne de diverses particules par diffusion des zones où la valeur moyenne de cette énergie est élevée vers les zones où elle est plus faible.

En conséquence, l'équation élémentaire de la conduction unidimensionnelle en régime stationnaire s'écrit :

$$Q = - \lambda \cdot A \cdot \frac{dT}{dx}$$

Avec :

A : Aire de la surface d'échange de chaleur exprimée en (m<sup>2</sup>).

$\lambda$  : Conductivité thermique de matériaux en W/m.°C.

Cette équation est donnée dans le cas où  $\lambda$  est une constante.

### 2.1.2. LA CONVECTION

Dans un champ de gravitation, toute différence de température dans un liquide ou un gaz modifie sa densité, un mouvement se produisant alors au sein du fluide du fait de la poussée d'Archimède. Ce mouvement de brassage, dans lequel les parties les plus chaudes du fluide ont tendance à s'élever et les parties froides et denses à descendre, s'appelle convection. Le mouvement du fluide peut être naturel ou forcé. Les mouvements, dus uniquement à des différences de température du fluide, constituent la convection naturelle. La convection forcée est obtenue en soumettant le fluide à une action extérieure (pompe, ventilateur, ...).

Le flux de chaleur transféré par convection entre une paroi et un fluide est donné par :

$$Q=h.A. (T_p - T_f)$$

Avec :

$h$  : Coefficient d'échange de chaleur par convection exprimé en (W/m<sup>2</sup>.°C).

$A$  : Aire de la surface d'échange de chaleur exprimée en (m<sup>2</sup>).

$T_p, T_f$  : Température de la paroi et du fluide respectivement (°C).

### 2.1.3. LE RAYONNEMENT

Le rayonnement est fondamentalement différent des deux autres types de transfert de chaleur, c'est-à-dire que les substances qui échangent de la chaleur n'ont pas besoin d'être en contact l'une avec l'autre. Elles peuvent même être séparées par le vide.

En conséquence, l'énergie émise par rayonnement d'une surface  $A$  est donnée par l'équation de Stefan-Boltzmann :

$$Q_R=\sigma.\epsilon.A.T^4$$

Avec :

$Q_R$  : Energie rayonnée exprimée en (Watt).

$\varepsilon$  : Emissivité de la surface.

$\sigma$  : Constante de Stefan-Boltzmann qui est égale à  $5,67.10^{-8} \text{W/m}^2.K^4$ .

$T$  : Température exprimée en ( $^{\circ}\text{K}$ ).

L'énergie rayonnée entre deux surfaces de températures  $T_1$  et  $T_2$  ( $T_2 > T_1$ ), s'écrit :

$$Q_R = \sigma \cdot E \cdot A_1 \cdot (T_2^4 - T_1^4)$$

Avec :

$A_1$  : Aire de la surface qui reçoit l'énergie à température  $T_1$  exprimée en ( $\text{m}^2$ ).

$E$  : Facteur qui tient compte des pouvoirs émissifs  $e_1$  et  $e_2$  des surfaces aux températures  $T_1$  et  $T_2$  avec :

$$E = \frac{e_1 \cdot e_2}{e_1 + e_2 (1 - \frac{A_1}{A_2})}$$

## 2.2. COEFFICIENT DE TRANSMISSION THERMIQUE D'UNE PAROI

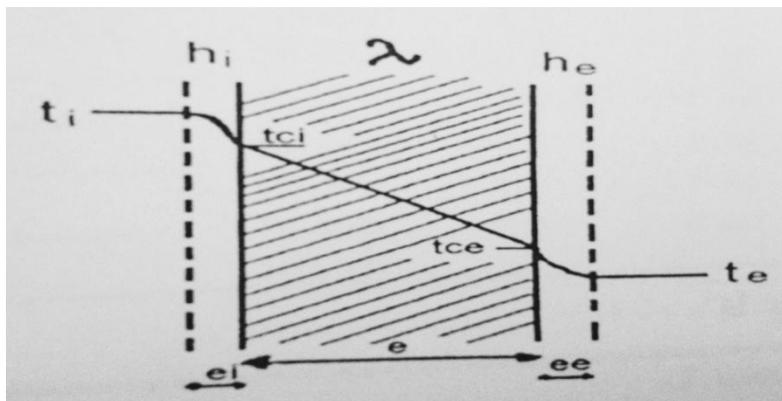


Figure 4 : Coefficient de transmission thermique d'une paroi.

Soit une paroi composée d'un seul matériau, représentée ci-dessus.

Son coefficient de transmission thermique U est calculé comme suit :

$$\frac{1}{U} = \frac{e}{\lambda} + \left( \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} \right)$$

U est le **coefficient de transmission surfacique**, exprimé en W/m<sup>2</sup>.K.

En pratique, une paroi (un mur) est généralement constituée de plusieurs couches de matériaux d'épaisseurs et de conductivités thermiques différentes.

Le coefficient de transmission thermique U d'une telle paroi a pour équation :

$$\frac{1}{U} = \sum \frac{e}{\lambda} + \left( \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} \right) \text{ ou } \frac{1}{U} = \sum R_{\text{th,cond}} + \left( \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} \right)$$

U : Coefficient de transmission thermique (W/m<sup>2</sup>.K).

e : Epaisseur du ou de chaque matériau (m).

$\lambda$  : Conductivité thermique du matériau (W/m.K).

$r_i (=1/h_i)$  et  $r_e (=1/h_e)$ : Résistances thermiques d'échanges superficiels par convection intérieure et extérieure (m<sup>2</sup>.K/W).

$R_{\text{th,cond}}$  : Résistance thermique par conduction de chaque élément de la paroi (m<sup>2</sup>.K/W).

$t_i$ : Température intérieure désirée du local (K).

$t_e$ : Température extérieure (K).

$t_{ci}$  Et  $t_{ce}$ : Températures de contact sur la paroi, côtés intérieur et extérieur (K).

## 2.3. ELEMENTS DE CONSTRUCTION

Afin d'utiliser le logiciel HAP, il est nécessaire de connaître les différents éléments qui constituent l'école en général. Connaissant ces éléments, il sera facile de trouver leurs caractéristiques thermiques soit par le logiciel lui-même, soit par les spécifications données par les fournisseurs. En plus, les consultants et les architectes nous fournissent d'autres informations nécessaires, tels que le taux d'occupation, l'éclairage, les équipements, etc.

Une fois ces données sont disponibles, l'utilisation du logiciel HAP permet de calculer les bilans thermiques (chaud et froid).

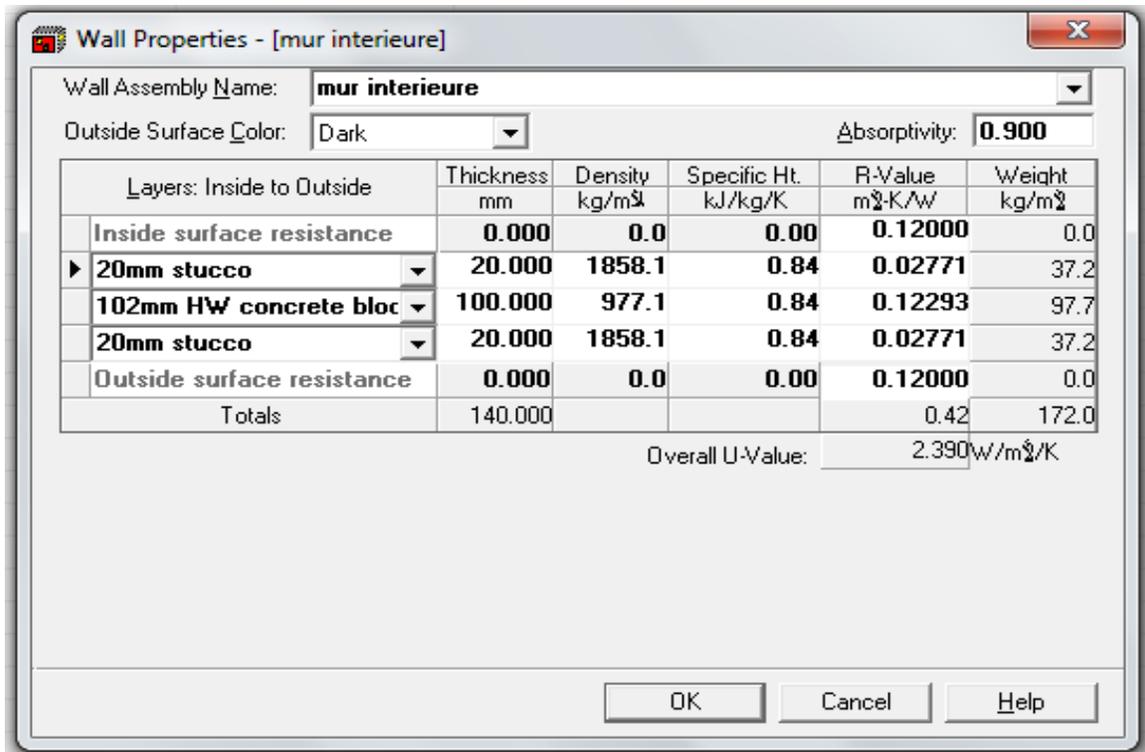
On montre ci-dessous quelques exemples de principaux éléments de construction utilisés et leurs caractéristiques :

### 2.3.1. MURS INTERIEURS

Appelés aussi «murs de partition» ou «cloison», et ce sont les murs qui séparent les locaux climatisés d'autres locaux non-climatisés. La structure de ces murs et leurs caractéristiques sont données par le tableau suivant :

| <b>Eléments :</b>                                | <b>R-valeur (m<sup>2</sup>. K/W)</b> |
|--|--------------------------------------|
| Résistance intérieure de convection              | 0.12                                 |
| Enduit intérieur de 2 cm                         | 0.03519                              |
| Parpaing de 10 cm                                | 0.1249                               |
| Enduit intérieur de 2 cm                         | 0.03519                              |
| Résistance intérieure de convection              | 0.12                                 |
| Donc U-valeur globale =2.390 W/m <sup>2</sup> .K |                                      |

**Tableau 1 : Coefficient d'échange global des murs intérieurs.**



**Figure 5 : Murs de partition et leurs caractéristiques comme données par HAP.**

### 2.3.2 MURS EXTERIEURS

On désigne par le terme «murs extérieurs», les murs d'exposition sur l'extérieur. Ils favorisent l'échange entre le local et l'air extérieur par différence de conditions. Dans notre cas, la plupart des surfaces de l'enveloppe thermique sont composées de vitrage. Les autres sont des murs de béton lourds, ou composés d'éléments suivants :

| Éléments :   | R-valeur (m <sup>2</sup> . K/W) |
|--|---------------------------------|
| Résistance intérieure de convection                | 0.12                            |
| Enduit intérieur de 2 cm                           | 0.0277                          |
| Parpaing de 10 cm                                  | 0.1229                          |
| Polystyrène  | 1.72                            |
| Parpaing de 10 cm                                  | 0.1229                          |
| Enduit extérieur de 2 cm                           | 0.0277                          |
| Résistance extérieure de convection                | 0.05864                         |
| Donc U-valeur globale = 0.454 W/m <sup>2</sup> . K |                                 |

**Tableau 2 : Coefficient d'échange global des murs extérieurs.**

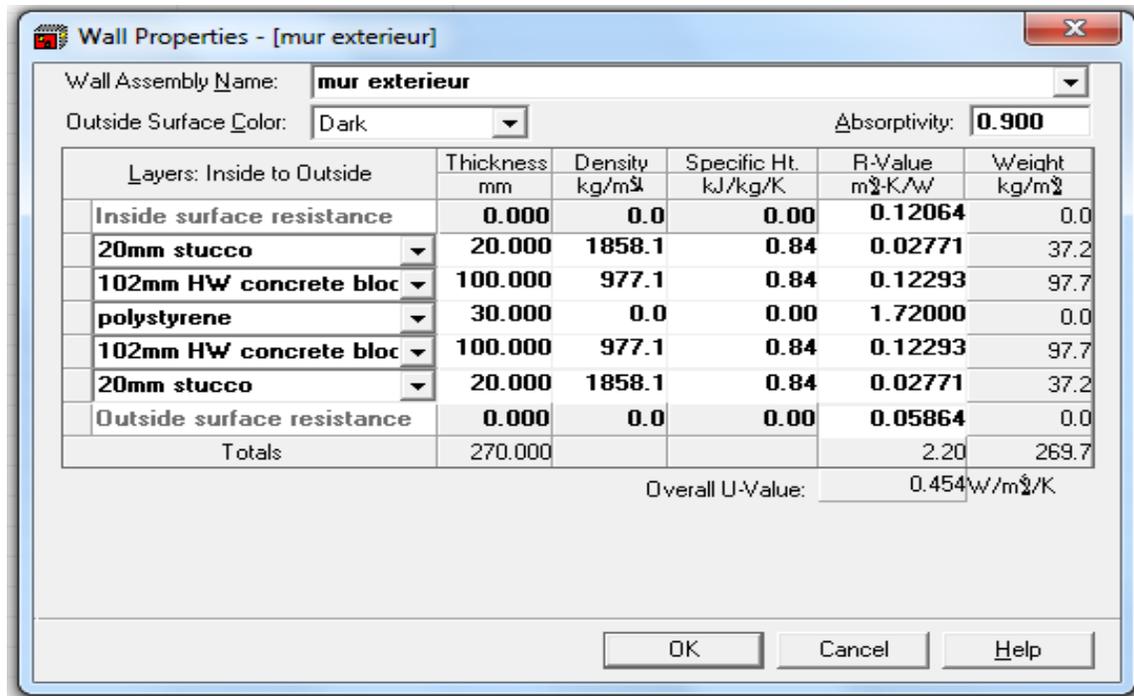


Figure 6 : Murs extérieurs donnés par HAP.

### 2.3.3. PLAFOND

Le plafond est inclus seulement dans le calcul du bilan du premier étage, puisque tous les autres plafonds séparent les étages climatisés.

| Eléments :   | R-valeur (m <sup>2</sup> . K/W) |
|--|---------------------------------|
| Résistance intérieure                              | 0.12                            |
| Enduit intérieur de 2 cm                           | 0.0277                          |
| Béton de 30 cm                                     | 0.1733                          |
| polystyrène de 5 cm                                | 1.72                            |
| Béton de 5 cm                                      | 0.0284                          |
| Asphalte   | 0.0996                          |
| Béton de 10cm                                      | 0.05778                         |
| Résistance extérieure                              | 0.05964                         |
| Donc U-valeur globale = 0.393 W/m <sup>2</sup> . K |                                 |

Tableau 3 : Coefficient d'échange global du plafond et de ses composants.

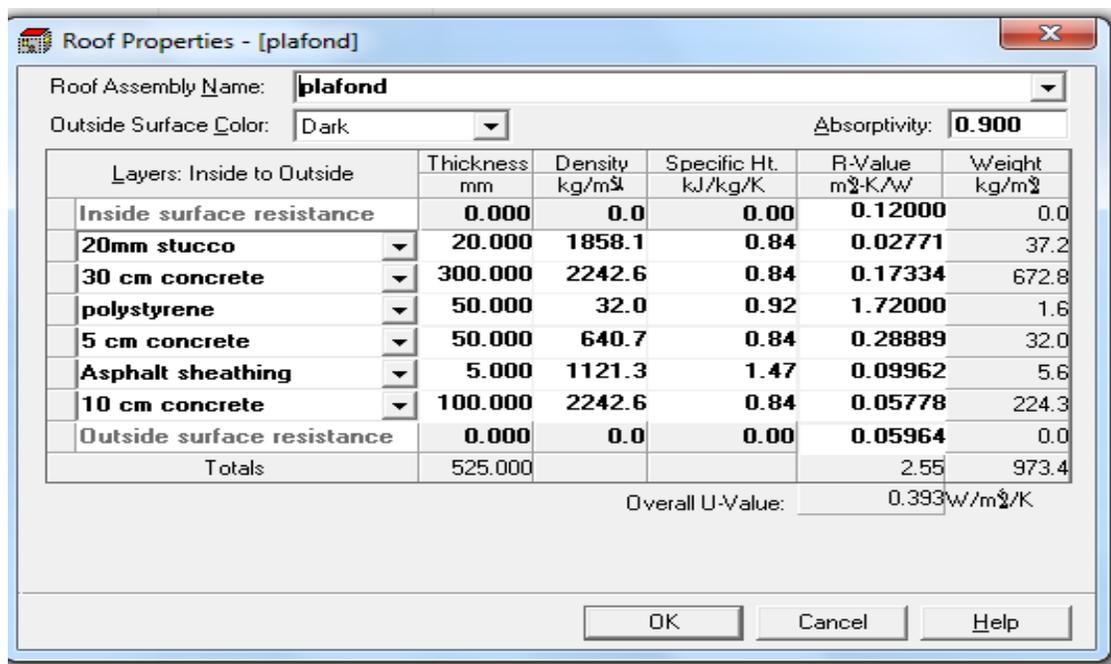


Figure 7 : Caractéristique du plafond sur HAP.

### 2.3.4. PLANCHER

Le plancher est inclus seulement dans une partie du rez-de chaussée qui n'est pas climatisé.

| Eléments :                           | R-valeur (m². K/W) |
|--------------------------------------|--------------------|
| Résistance intérieure                | 0.12               |
| Enduit intérieur de 2 cm             | 0.0277             |
| Béton de 30 cm                       | 0.1733             |
| Enduit intérieur de 2 cm             | 0.0277             |
| Résistance extérieure                | 0.12               |
| Donc U-valeur globale = 2.133W/m². K |                    |

Tableau 4 : Coefficient d'échange global du plancher.

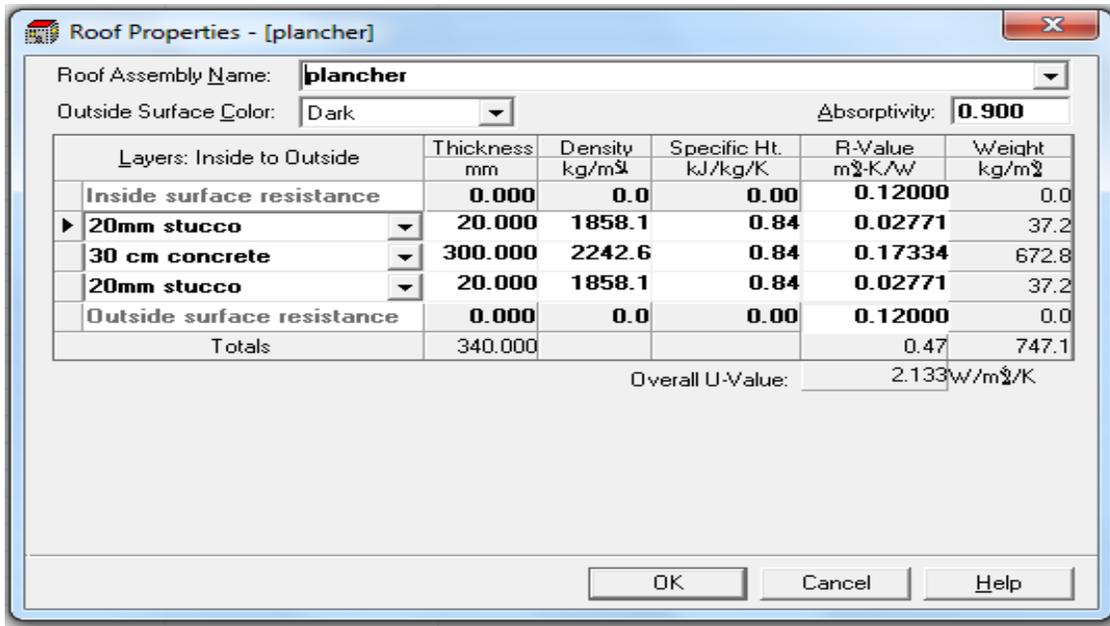


Figure 8 : Caractéristiques du plancher sur HAP.

### 2.3.5. DOUBLE VITRAGE

Un autre élément essentiel pour améliorer les performances énergétiques du bâtiment est celui d'installer un double vitrage qui joue un rôle remarquable dans la réduction du bilan thermique et dans l'amélioration de l'isolation acoustique.

Le double vitrage à isolation renforcée (VIR) forme une nouvelle génération dans ce domaine. Une fine couche transparente peu émissive (généralement à base d'argent) est déposée sur une des faces du verre (côté lame d'air). Cette couche agit comme un bouclier invisible pour empêcher en hiver la chaleur intérieure de fuir à l'extérieur. Le double Vitrage à Isolation Renforcée (VIR) a un pouvoir isolant deux à trois fois supérieur à celui d'un double vitrage ordinaire et plus de quatre fois supérieur à celui d'un vitrage simple.

De la société Saint-Gobain fournisseur d'une large gamme de vitrage, nous avons choisi le double vitrage (6mm vitre – 13mm air – 6mm vitre).

|                                   |     |           |
|-----------------------------------|-----|-----------|
| Transmission lumineuse            | TL  | 77%       |
| Réflexion lumineuse extérieure    | Rle | 11%       |
| Facteur solaire                   | G   | 0.60      |
| Coefficient d'isolation thermique | U   | 1.8 W/m²K |

Tableau 5 : Caractéristiques de double vitrage

La transmission lumineuse TL représente le pourcentage de lumière traversant la fenêtre.

Le facteur de réflexion solaire ( $R_{le}$ ) représente le degré de réflexion du vitrage.

Le facteur solaire désigne la quantité d'énergie solaire pénétrant à travers le vitrage.

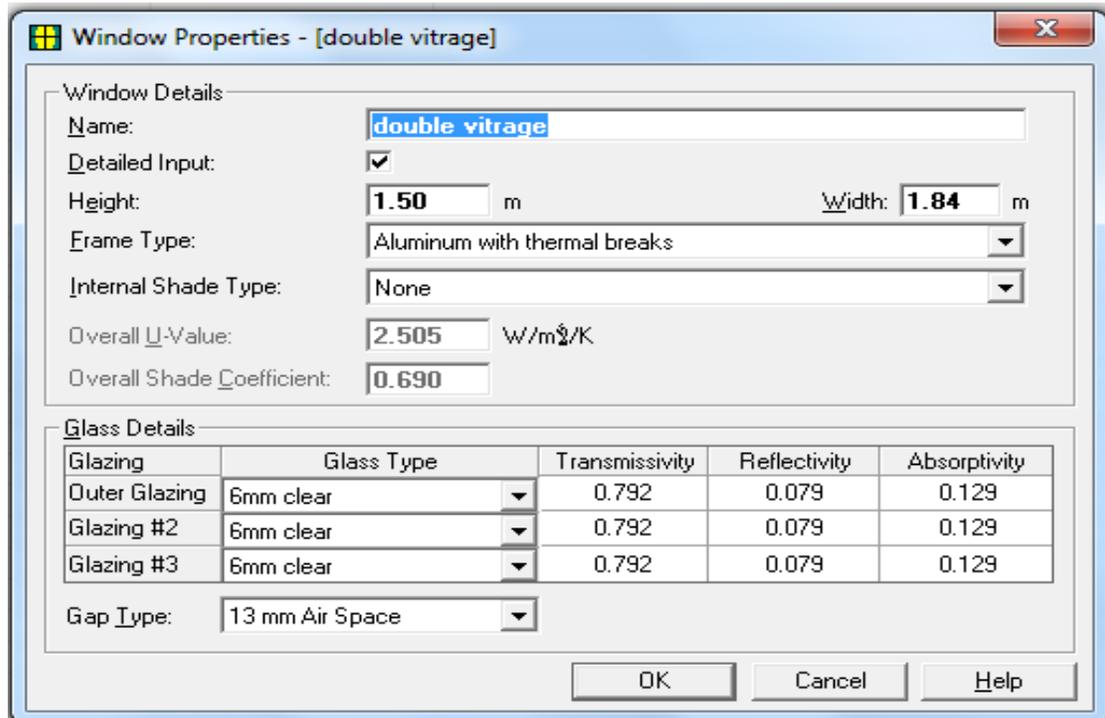


Figure 9 : Coefficient global d'échange U de la vitre, donné par HAP.

## 2.4. PRINCIPE DU CALCUL

Le calcul de chaque projet de chauffage et de conditionnement d'air débute par le calcul des déperditions et des apports thermiques.

En été, les bilans thermiques sont positifs, l'équipement à installer devra combattre ces apports afin de garantir des conditions d'ambiance confortables.

En hiver, les bilans thermiques sont le plus souvent négatifs, l'équipement à installer devra compenser les pertes thermiques afin de garantir des conditions de confort.

Beaucoup d'équipements sont conçus pour combattre les apports de l'été et les déperditions de l'hiver. Citons, par exemple, les pompes à chaleur réversibles, les

centrales de traitement d'air équipées de batteries à eau glacée et de batteries à eau chaude, etc.

Le chiffrage des apports ou des déperditions peut être effectué par calcul à partir de méthodes simples ou complexes ; la tendance actuelle est à l'utilisation de plus en plus fréquente de logiciels spécifiques. Il existe plusieurs méthodes de calculs de charges dont les plus poussées sont AICVF, CARRIER, CoSTIC, Airwell, etc.

Nous allons, dans ce projet, établir nos calculs des charges en se basant sur la méthode CARRIER qui s'appuie sur le confort, et utiliser le logiciel de CARRIER, le HAP (Hourly Analysis Program) version 4.51 pour faciliter le calcul.

Le principe du calcul est basé sur la détermination du bilan de la charge thermique, positif qu'il soit ou négatif. La quantité de chaleur à compenser ou à dissiper dépend des conditions atmosphériques externes, des équipements utilisés dans le milieu à climatiser, du nombre de personnes et de leurs activités de l'éclairage...

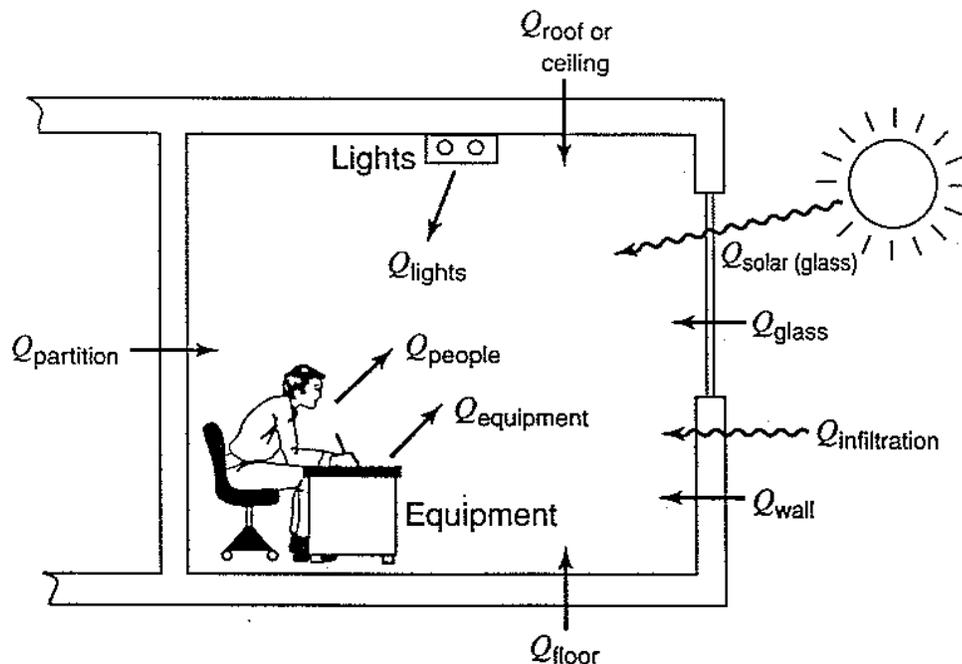


Figure 10: Différents types d'apports de chaleur dans un bâtiment

## 2.5. CALCUL DES CHARGES THERMIQUES

Le paragraphe suivant comportera le calcul détaillé des charges thermiques pendant l'été et l'hiver.

### 2.5.1. BILAN D'ETE

Le bilan thermique froid (chaleur sensible et chaleur latente) correspond aux apports de chaleur venant de l'extérieur vers le local et à l'intérieur du local. Le calcul du bilan thermique permet de dimensionner l'appareil de climatisation.

La chaleur latente correspond à l'équivalent des apports d'humidité dû à l'occupation ou à l'air introduit dans le local par infiltration ou renouvellement d'air, la chaleur latente se traduit en fait par un accroissement du taux d'humidité dans le local.

Soit : chaleur sensible + chaleur latente = chaleur totale.

- ❖ **Chaleur sensible** : la chaleur sensible est la quantité de chaleur échangée sans transition de phase physique entre deux corps formant un système isolé.

$$Q_s = m_a \times C_p \times (T_2 - T_1) = m_a \times (h_2 - h_1)$$

$Q_s$  : Quantité de chaleur sensible (KW)

$m_a$  : Débit massique de la matière (Kg/s)

$C_p$  : Capacité thermique de la matière (KJ/Kg.K)

$T$  : Température (K)

$h$  : Enthalpie spécifique (KJ/Kg)

- ❖ **Chaleur latente** : on appelle chaleur latente l'énergie échangée lors d'un changement de phase d'un corps pur.

$$H_L = m_a \times w \times h_w$$

$H_L$  : Chaleur latente (KW)

$m_a$  : Débit massique du matériel (Kg/s)

$w$  : Teneur en eau (KJ/Kg)

$h_w$  : Enthalpie spécifique du matériel (KJ/Kg)

- ❖ Le principe de calcul des charges repose sur la recherche des apports de chaleur de l'établissement tels que :
  - Les charges dues à l'ensoleillement à travers les vitrages ;
  - Les charges par transmission à travers les parois ;
  - Les charges par introduction d'air neuf de l'extérieur ;
  - Les charges dues aux occupants ;
  - Les charges dues à l'éclairage ;
  - Les charges dues aux divers équipements.

Dans cette partie, nous allons démontrer une application du calcul sur une classe du premier étage (classe 9). Cette classe a une surface de 44 m<sup>2</sup> et peut être occupé de 30 personnes (Hauteur du plafond = 2.7m). Le calcul des gains de chaleur sera fait à 17h. au mois d'Août.

#### **2.5.1.1. Les charges dues à l'ensoleillement à travers les vitrages (ou apports extérieurs par ensoleillement)**

- **Gains solaires des surfaces vitrées :**

Les gains de chaleur solaire viennent du rayonnement transmis directement par le vitrage transparent et de l'énergie absorbée par les éléments de la fenêtre et retransmise dans l'espace intérieur.

Les gains par ensoleillement direct dépendent de l'orientation du vitrage par rapport au soleil alors que les rayonnements diffus sont constants quelle que soit la position de la fenêtre par rapport au soleil.

Les gains solaires sont calculés par la formule suivante :

$$Q_{int} = SHGF.A.SC.CLF$$

Q: Apports réels par ensoleillement dû à l'intensité du rayonnement solaire en (W) ou (Btu/h)

SHGF : Facteur maximal du gain de la chaleur solaire (W/m<sup>2</sup>) ou en (Btu/hr.ft<sup>2</sup>)

A : Surface du vitrage (ft<sup>2</sup>) ou en (m<sup>2</sup>)

SC : Coefficient d'ombrage

CLF : Coefficient d'amortissement du vitrage

### **Application**

SHGF= 136 Btu/hr.ft<sup>2</sup> (tab. 6.6, PITA)

SC= 0.81 (tab. 6.7, PITA)

CLF= 0.62 (tab. 6.8, PITA)

A= 8.28 m<sup>2</sup>=89.13 ft<sup>2</sup>

Q<sub>1</sub>= 136×89.13×0.81×0.62= 7515.44 Btu/hr = 2.2 KW

Donc la valeur des charges dues à l'ensoleillement à travers les vitrages dans la classe est 2.2 KW.

### **2.5.1.2. Les charges par transmission à travers les parois (ou apports extérieurs surfaciques)**

#### **a. Gains de la chaleur à travers la structure extérieure (murs, plafond, plancher et vitrage)**

Les apports thermiques dus aux gains de la chaleur par conduction par les murs, le plafond, le plancher et le vitrage sont calculés comme suit :

$$Q_{\text{ext}} = U.A.CLTDc$$

$Q_{\text{ext}}$  : Apports thermiques extérieurs en (W) ou (Btu/h)

A : Surface vitrée ( $\text{m}^2$ ) ou en ( $\text{ft}^2$ )

U : Coefficient de transfert thermique du vitrage, des murs ou de la toiture ( $\text{W}/\text{m}^2.\text{K}$ ) ou en ( $\text{Btu}/\text{hr}.\text{ft}^2.\text{F}$ )

CLTDc : Différence de la température corrigée ( $^{\circ}\text{C}$ ) ou en ( $^{\circ}\text{F}$ )

Or, les valeurs des tableaux sont basées sur une température intérieure de  $78^{\circ}\text{F}$  et une température moyenne extérieure de  $85^{\circ}\text{F}$ , pour un mur et un plafond sombre, le 21 Juillet à  $40^{\circ}\text{N}$  de latitude.

Donc les valeurs de CLTD doivent être corrigées comme suit :

$$\text{CLTDc} = [(\text{CLTD} + \text{LM}) \times \text{K} + (78 - \text{T}_R) + (\text{T}_a - 85)] \times \text{F}$$

- CLTD : Température sélectionnée du tableau ( $^{\circ}\text{C}$ ) ou en ( $^{\circ}\text{F}$ )
- LM : Correction de la latitude et du mois tirée du tableau (PITA)
- $\text{T}_R$  : Température intérieure de la pièce ( $^{\circ}\text{C}$ ) ou en ( $^{\circ}\text{F}$ )
- $\text{T}_a$  : Température moyenne extérieure ( $^{\circ}\text{C}$ ) ou en ( $^{\circ}\text{F}$ )
- K : Correction de la couleur de la surface
  - ❖  $\text{K}=1$  : Couleur sombre
  - ❖  $\text{K}=0.5$  : Couleur claire de la toiture
  - ❖  $\text{K}=0.65$  : Couleur claire du mur
- F : Correction pour la ventilation du plafond
  - ❖  $\text{F}=0.75$  : Dans les mezzanines et le grenier
  - ❖  $\text{F}=1$  : Autres cas.

### **Application**

➤ Pour le mur :

Mur groupe C (tab. 6.3, PITA)

CLTD= 29 (tab. 6.2, PITA)

LM= 1 F (tab.6.4, PITA)

$T_a = T_0 - DR/2$  (DR : daily range et  $T_0=35^\circ\text{C}= 95 \text{ F}$ )

DR=20F (tab. A.9, PITA)

$$\Rightarrow T_a = 95 - 20/2 = 85\text{F}$$

K=0.65

$$CLTD_c = (29 + 1) \times 0.65 + (78 - 73.4) + (85 - 85) = 24.1\text{F}$$

$U = 0.454 \text{ W/m}^2$ .  $K = 0.275 \text{ Btu/hr.ft}^2.\text{F}$

$$A = 20.2 - 8.28 = 11.92 \text{ m}^2 = 128.306\text{ft}^2$$

$$Q_2 = 0.275 \times 128.306 \times 24.1 = 850.35 \text{ Btu/hr} = 0.25 \text{ KW}$$

➤ Pour la vitre :

CLTD<sub>c</sub> = 13 (tab. 6.5, PITA)

$U = 2.487 \text{ W/m}^2$ .  $K = 0.441 \text{ Btu/hr.ft}^2.\text{F}$

$$A = 8.28 \text{ m}^2 = 89.13 \text{ ft}^2$$

$$Q_3 = 0.441 \times 89.13 \times 13 = 511 \text{ Btu/hr} = 0.15 \text{ KW}$$

➤ Pour le plafond : (comme le mur)

Mur groupe A

CLTD= 22 (tab. 6.2, PITA)

LM= -1 F (tab.6.4, PITA)

$T_a = 85\text{F}$

K= 0.5

F=1

$$\Rightarrow CLTD_c = [(22 - 1) \times 0.5 + (78 - 73.4) + (85 - 85)] \times 1 = 15.1 \text{ F}$$

$$U = 0.393 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} = 0.054 \text{ Btu/hr.ft}^2 \cdot \text{F}$$

$$A = 44 \text{ m}^2 = 473.612 \text{ ft}^2$$

$$Q_4 = 0.054 \times 473.612 \times 15.1 = 386.18 \text{ Btu/hr} = 0.113 \text{ KW}$$

### **b. Gains de chaleur à travers des parois intérieures sur les locaux adjacents**

Les apports thermiques dus aux gains de chaleur par conduction des cloisons, plafonds et planchers intérieurs sont calculés selon la formule suivante :

$$Q_{\text{int}} = U \cdot A \cdot TD$$

- A : Surface cloisons, plafonds ou planchers intérieurs ( $\text{m}^2$ ) ou en ( $\text{ft}^2$ )
- U : Coefficient de transmission thermique ( $\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$ ) ou en ( $\text{Btu/hr.ft}^2 \cdot \text{F}$ )
- TD : Différence de température entre les locaux chauffés et ceux non chauffés ( $^{\circ}\text{C}$ ) ou en ( $^{\circ}\text{F}$ )
- $Q_{\text{int}}$  : Apports thermiques intérieurs en (W) ou (Btu/h)

### **Application**

➤ Pour la cloison :

$$A = 20.2 \text{ m}^2$$

$$U = 2.390 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \text{ (mur intérieur)}$$

$$TD = 28 - 21 = 7^{\circ}\text{C} \text{ (} 28^{\circ}\text{C Température du local non climatisé)}$$

$$Q_5 = 20.2 \times 2.390 \times (28 - 21) = 338 \text{ W}$$

Donc les charges par transmission à partir des parois de la classe s'élèvent à 0.851 KW.

### **2.5.1.3. Les charges par introduction d'air neuf extérieur (apports par ventilation, infiltration d'air)**

On parle de charge par introduction d'air neuf lorsque l'air, en provenance de l'extérieur, pénètre directement c'est-à-dire sans transiter par la centrale de traitement d'air, que cet

air pénètre par des entrées d'air non souhaitées (fuite à travers les ouvertures par exemple) ou souhaitée (cas d'un local que l'on souhaite mettre en dépression par exemple). Cet apport direct d'air neuf extérieur peut servir à la totalité du renouvellement d'air du local ou n'en constituer qu'une partie (en général faible) lorsque l'apport d'air neuf extérieur se fait principalement au niveau de la centrale de traitement d'air. Ce dernier apport d'air neuf extérieur est de type indirect et ne doit en aucun cas être comptabilisé dans la charge du local.

Lorsqu'il y a apport direct d'air neuf extérieur dans le local considéré, il faut alors combattre non seulement les apports de chaleur sensible dus à la différence de température entre l'extérieur et l'intérieur mais également les apports de chaleur latente dus à la différence de quantité de la valeur d'eau contenue dans l'air extérieur d'une part et dans l'air intérieur d'autre part, dans la plupart des classes. Le volume d'air neuf à introduire est de 18 m<sup>3</sup>/h.personne.

Au préalable, pour quantifier les charges dues à l'apport direct d'air neuf extérieur, il est nécessaire de connaître les conditions extérieures au moment du calcul, c'est-à-dire au moment où les apports par les vitrages sont maximaux.

Les charges par introduction d'air neuf de l'extérieur sont calculées à partir de la relation suivante :

$$Q_v = q_{\text{air}} \times \rho \times (h_e - h_i) \times 10^3$$

[W]

Où :

$q_{\text{air}}$  : Débit volumique d'air neuf extérieur pénétrant dans le local (m<sup>3</sup>/s)

$\rho$  : Densité d'air neuf (Kg/m<sup>3</sup>)

$h_e$ : Enthalpie spécifique de l'air extérieur (KJ/Kg)

$h_i$ : Enthalpie spécifique de l'air du local (KJ/Kg)

### Application

Afin de connaître les enthalpies de l'air intérieur et extérieur, nous devons placer les caractéristiques de l'air sur le diagramme psychrométrique ( $T_i = 23^\circ\text{C}$  ;  $HR_i = 50\%$  et  $T_e = 35^\circ\text{C}$  ;  $HR_{e,\text{été}} = 40\%$ ) et on tire  $h_i = 45\text{ KJ/Kg}$ ,  $h_e = 71.5\text{ KJ/Kg}$

D'où  $(h_e - h_i) = 71.5 - 45 = 26.5\text{ KJ/Kg}$

$q_{\text{air}} = 18/3600 = 5 \times 10^{-3}\text{ m}^3/\text{s}$

Où 30 est le nombre de personnes occupant la classe

$Q_v = 30 \times 5 \times 10^{-3} \times 1.141 \times 26.5 \times 10^3 = 4535.47\text{ W}$

Les charges dues à l'introduction d'air neuf de l'extérieur dans la classe montent à 4535.47 W.

#### 2.5.1.4. Les charges dues aux occupants

L'homme peut être assimilé à un générateur thermique dont la puissance, fonction de son activité, est assurée par la combustion lente des aliments. Une partie de l'énergie produite est utilisée pour maintenir la température intérieure du corps à un niveau constant, l'autre partie étant dissipée dans le milieu ambiant sous forme de chaleur.

Le maintien du corps à une température de  $37^\circ\text{C}$  est donc subordonné à un équilibre entre la production de chaleur du corps (métabolisme) et les échanges avec l'ambiance.

Le métabolisme d'un individu dépend de son activité : les apports sont minimaux pour un homme au repos et augmentent avec son activité. Pour un taux d'humidité moyen de (40% à 70%), la répartition entre apports sensibles et apports latents se fait en fonction de la température sèche du local. Lorsque la température de l'air augmente, les échanges sensibles diminuent et les apports latents augmentent.

Les charges dues aux occupants sont calculées à partir des équations suivantes :

$$Q_{os} = n_p \times Q_{\text{sens/per}}$$

Où :

$Q_{os}$ : Charges résultant de la chaleur sensible des occupants (W)

$n_p$ : Nombre des occupants dans la classe

$Q_{sens/per}$ : Apports sensibles par personne (W/per).

$$Q_{ol} = n_p \times Q_{lat/per}$$

Où :

$Q_{ol}$ : Charges résultant de la chaleur latente des occupants (W)

$n_p$ : Nombre des occupants dans la classe

$Q_{lat/per}$ : Apports latents par personne (W/per).

La quantité de chaleur sensible et latente dégagée par personne en fonction de son activité est tirée du tableau.

| Degré d'activité     | Application               | Sensible [W] | Latente [W] | Totale [W] |
|----------------------|---------------------------|--------------|-------------|------------|
| Assis au repos       | Théâtre, école, librairie | 67.4         | 35.2        | 102.6      |
| Assis, travail léger | Administration, bureau    | 71.8         | 60.1        | 131.9      |
| Assis, mange         | Restaurant                | 82.1         | 79.1        | 161.2      |
| Travail moyen        | Magasins                  | 86.5         | 133.3       | 219.8      |
| Travail pénible      | Piste de bowling, usine   | 153.9        | 271.1       | 425        |
| Danse                | Salle de danse            | 89.4         | 159.7       | 249.1      |
| Athlétisme           | Gymnase                   | 208.1        | 319.4       | 527.5      |

**Tableau 6 : Apports de chaleur par personne selon le degré d'activité – ASHREA 2005**

### **Application**

Dans le local considéré, l'être humain est doté d'un degré d'activité assis au repos (classe) ; donc, la chaleur sensible  $Q_{sens/per}=67.4W/per$  et  $Q_{lat/per}=35.2 W/per$ .

Le nombre d'occupants estimé pour ce local étant de 30 personnes, d'où :

$$Q_{os} = n_p \times Q_{sens/per} = 30 \times 67.4 = 2022 \text{ W}$$

$$Q_{ol} = n_p \times Q_{lat/per} = 30 \times 35.2 = 1056 \text{ W}$$

$$Q_o = Q_{os} + Q_{ol} = 3078 \text{ W}$$

Donc, les charges dues aux occupants dans le local considéré s'élèvent à 3078 W.

### 2.5.1.5. Les charges dues à l'éclairage

L'éclairage apporte aussi de la chaleur dans les locaux, cette chaleur dépend du type d'éclairage. Ces charges sont calculées à l'aide de l'équation suivante :

$$Q_l = A \times q_{sen.ecl} \times FD$$

Où:

Q<sub>l</sub>: Charge thermique due à l'éclairage (W)

A: Surface du local (m<sup>2</sup>)

q<sub>sen.ecl</sub>: Apports surfaciques de chaleur sensible due à l'éclairage (W/m<sup>2</sup>)

FD : Facteur de diversité (possibilité de ne pas activer tout l'éclairage simultanément).

Chaque local et suivant son utilisation, nécessite une puissance d'éclairage surfacique comme le montre le tableau.

| Type du local             | Puissance en W/m <sup>2</sup> |
|---------------------------|-------------------------------|
| Bureau                    | 60                            |
| Ecole, université         | 20                            |
| Théâtre, hôtel            | 22                            |
| Restaurant                | 17                            |
| Hôpital, librairie, musée | 15                            |

**Tableau 7 : Apport de chaleur dû à l'éclairage dans différents types de bâtiments.**

## Application

Pour le local considéré, et d'après le tableau, l'éclairage estimé est de 20 W/m<sup>2</sup> et le facteur de diversité est supposé FD = 0.8.

$$Q_1 = 44 \times 20 \times 0.8 = 704W$$

Donc, les charges dues à l'éclairage par des lampes LED dans la classe s'élèvent à 704W×0.2=140.8 W (20% de la puissance électrique sont transformés en chaleur pour les LED).

### 2.5.1.6. Les charges dues aux divers équipements

La plupart des appareils constituent à la fois une source de chaleur sensible et latente. Le tableau donne les apports de chaleur par les machines et appareillages. A noter que les machines utilisées dans la plupart des bureaux ont une chaleur latente négligeable.

On doit minorer les apports de chaleur de ces machines et appareillages par un coefficient de pondération en fonction de leurs durées de fonctionnement. On considère qu'un appareil fonctionnant une demi-heure par heure dégage la moitié de sa puissance électrique nominale en apport de chaleur.

Lorsqu'on a affaire à un projet concernant une construction future, il faut tenter répertorier les divers équipements qui se trouveront dans le local et estimer leur puissance ainsi que leur durée de fonctionnement. Lorsqu'il s'agit d'un projet concernant une installation existante, il faut absolument se rendre sur place pour considérer la situation et relever les valeurs réelles ou alors les bien estimés.

| Types d'appareils        | Gain de chaleur sensible (W) |
|--------------------------|------------------------------|
| Télévision               | 175                          |
| Ordinateur               | 250                          |
| Photocopieuse            | 750                          |
| Imprimante a jet d'encre | 52                           |
| Imprimante laser         | 15                           |
| Fax                      | 62                           |

**Tableau 8 : Apports de chaleur sensible par les appareillages**

## Application

Dans notre cas, il y a un ordinateur dans la classe. Donc les charges dues aux divers équipements dans la classe s'élèvent à 250 W.

### 2.5.1.7. Les charges totales

Après avoir calculé les différentes charges de la classe, on peut donc constater que les charges totales s'élèvent à :

$$Q_T = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_v + Q_o + Q_l + Q_e = 11.05 \text{ KW.}$$

Une marge de sécurité de 10% est prise en compte. Donc les apports thermiques à compenser s'élèvent à 12.155 KW.

Les résultats selon le logiciel HAP :

| Air System Sizing Summary for classe 9  |                             |                                |                     |
|---|-----------------------------|--------------------------------|---------------------|
| Project Name: memoire project           |                             | 11/16/2014                     |                     |
| Prepared by: Rana                       |                             | 09:55AM                        |                     |
| <b>Air System Information</b>           |                             |                                |                     |
| Air System Name                         | classe 9                    | Number of zones                | 1                   |
| Equipment Class                         | UNDEF                       | Floor Area                     | 44.0 m <sup>2</sup> |
| Air System Type                         | SZCAV                       | Location                       | Beirut, Lebanon     |
| <b>Sizing Calculation Information</b>   |                             |                                |                     |
| Zone and Space Sizing Method:           |                             |                                |                     |
| Zone L/s                                | Sum of space airflow rates  | Calculation Months             | Jan to Dec          |
| Space L/s                               | Individual peak space loads | Sizing Data                    | Calculated          |
| <b>Central Cooling Coil Sizing Data</b> |                             |                                |                     |
| Total coil load                         | 10.6 kW                     | Load occurs at                 | Aug 1500            |
| Sensible coil load                      | 6.4 kW                      | OA DB / WB                     | 32.8 / 25.6 °C      |
| Coil L/s at Aug 1500                    | 475 L/s                     | Entering DB / WB               | 27.5 / 21.8 °C      |
| Max block L/s                           | 475 L/s                     | Leaving DB / WB                | 16.3 / 15.8 °C      |
| Sum of peak zone L/s                    | 475 L/s                     | Coil ADP                       | 15.1 °C             |
| Sensible heat ratio                     | 0.605                       | Bypass Factor                  | 0.100               |
| m <sup>2</sup> /kW                      | 4.1                         | Resulting RH                   | 62 %                |
| W/m <sup>2</sup>                        | 241.5                       | Design supply temp.            | 14.4 °C             |
| Water flow @ 5.6 °K rise                | 0.46 L/s                    | Zone T-stat Check              | 1 of 1 OK           |
|   |                             | Max zone temperature deviation | 0.0 °K              |
| <b>Central Heating Coil Sizing Data</b> |                             |                                |                     |
| Max coil load                           | 5.1 kW                      | Load occurs at                 | Des Htg             |
| Coil L/s at Des Htg                     | 475 L/s                     | W/m <sup>2</sup>               | 116.4               |
| Max coil L/s                            | 475 L/s                     | Ent. DB / Lvg DB               | 15.2 / 24.1 °C      |
| Water flow @ 11.1 °K drop               | 0.11 L/s                    |                                |                     |
| <b>Supply Fan Sizing Data</b>           |                             |                                |                     |
| Actual max L/s                          | 475 L/s                     | Fan motor BHP                  | 0.00 BHP            |
| Standard L/s                            | 475 L/s                     | Fan motor kW                   | 0.00 kW             |
| Actual max L/(s-m <sup>2</sup> )        | 10.80 L/(s-m <sup>2</sup> ) | Fan static                     | 0 Pa                |
| <b>Outdoor Ventilation Air Data</b>     |                             |                                |                     |
| Design airflow L/s                      | 176 L/s                     | L/s/person                     | 5.88 L/s/person     |
| L/(s-m <sup>2</sup> )                   | 4.01 L/(s-m <sup>2</sup> )  |                                |                     |

D'après HAP:

**Total coil load (charge totale) =  $Q_T$  HAP = 10.9 KW**

$$\Delta Q = \frac{Q_{\text{manuel}} - Q_{\text{HAP}}}{Q_{\text{manuel}}} = \frac{11.05 - 10.6}{11.05} = 0.040 \times 100 = 4\%$$

Donc une erreur de 4% est calculée entre les deux méthodes de calcul.

Pour cela, les résultats obtenus à l'aide du logiciel HAP peuvent être adoptés pour faciliter le travail.

### **2.5.2. BILAN HIVER**

Le calcul des déperditions à compenser pendant l'hiver comporte principalement les déperditions à travers les parois et les infiltrations.

#### **2.5.2.1. Les charges à travers les parois**

Ces charges sont déterminées à partir de l'équation:

$$Q_t = \sum (U \times A \times \Delta T)$$

Où  $Q_t$  en [W] et  $\Delta T = (T_i - T_e)$

$T_i$  et  $T_e$  étant les températures intérieure et extérieure, elles ont été déterminées.

#### **2.5.2.2. Les charges par infiltration**

Pour le bilan de l'hiver, les charges dues aux infiltrations ne sont pas négligées et elles sont calculées à l'aide de l'équation suivante :

$$Q_i = \frac{\rho \times C}{3600} \times N \times V \times (T_i - T_e)$$

$$Q_i = 0.333 \times N \times V \times (T_i - T_e)$$

Où :

N : Quantité d'air changé par heure

V : Volume du local (m<sup>3</sup>)

C : Capacité thermique de l'air (1000 J/Kg.K)

$\rho$  : Densité de l'air (1.23 Kg/m<sup>3</sup>)

$T_i, T_e$ : Températures intérieure et extérieure (K).

| Type du local et du bâtiment     | Quantité d'air changé par heure |
|----------------------------------|---------------------------------|
| Sans fenêtre ou porte extérieure | 0.5                             |
| Avec fenêtre ou porte extérieure |                                 |
| 1 seul côté                      | 1                               |
| 2 côtés                          | 1.5                             |
| 3 côtés                          | 2                               |
| Entrée                           | 2                               |

**Tableau 9 : Quantité d'air à changer**

Donc, les déperditions suivant le bilan hiver sont :  $Q_T = Q_t + Q_i$

## 2.6. RESULTATS DES CALCULS DES CHARGES

Une analyse des résultats est recommandée pour s'assurer du compte rendu du logiciel. A partir de différentes données et des plans architecturaux, nous avons utilisé ces derniers dans le logiciel HAP version 4.51 afin d'obtenir le calcul des charges reliées aux bilans thermiques des locaux (été/hiver) comme le montre le tableau suivant :

| Nom du local      | Surface [m <sup>2</sup> ] | Niveau   | Charges Été [KW] | Chaleurs sensibles [KW] | Charges Hiver [KW] |
|-------------------|---------------------------|----------|------------------|-------------------------|--------------------|
| Multipurpose hall | 170                       | Sous-sol | 28.7             | 15.3                    | 16.1               |
| Atelier           | 90.3                      | RDC      | 13.9             | 8.2                     | 7                  |
| Classe 1          | 44                        | RDC      | 10.8             | 6.4                     | 5.9                |
| Classe 2          | 44.7                      | RDC      | 10.3             | 6.2                     | 4.8                |
| Classe 3          | 44.7                      | RDC      | 10.3             | 6.2                     | 4.8                |

|                                  |               |           |              |            |              |
|----------------------------------|---------------|-----------|--------------|------------|--------------|
| Classe 4                         | 44.7          | RDC       | 10.6         | 6.5        | 5.4          |
| Classe 5                         | 44.7          | RDC       | 10.7         | 6.1        | 5.4          |
| Classe 6                         | 44.7          | RDC       | 10.7         | 6.1        | 5.7          |
| Salle du directeur 1             | 17.5          | RDC       | 2.2          | 1.7        | 0.9          |
| Salle du directeur assistant 1   | 11.3          | RDC       | 2.2          | 1.8        | 1.2          |
| Salle d'infirmière               | 8             | RDC       | 1.4          | 0.9        | 1.2          |
| Salle du surveillant 1           | 11.2          | RDC       | 1.4          | 1          | 1.4          |
| Salle du personnel 1             | 19.2          | RDC       | 1.7          | 1.2        | 1.5          |
| Salle du repos                   | 16            | RDC       | 2.2          | 1.7        | 2.2          |
| Salle du directeur 2             | 15.9          | RDC       | 1.8          | 1.3        | 1.6          |
| Salle du directeur assistant 2   | 12.8          | RDC       | 2.1          | 1.6        | 1.6          |
| Salle du personnel 2             | 15.3          | RDC       | 2.3          | 1.9        | 1.9          |
| Classe 7                         | 44.7          | RDC       | 10.8         | 6.5        | 6.4          |
| Classe 8                         | 44.7          | RDC       | 10.9         | 6.5        | 6.1          |
| Salle des jeux                   | 54.8          | RDC       | 12.6         | 6.4        | 7.8          |
| Laboratoire scientifique         | 79.4          | 1er étage | 15.9         | 9.3        | 7.7          |
| Classe 9                         | 44            | 1er étage | 10.6         | 6.4        | 5.1          |
| Classe 10                        | 44            | 1er étage | 10.6         | 6.4        | 5.1          |
| Classe 11                        | 44            | 1er étage | 10.9         | 6.7        | 5.6          |
| Salle du surveillant principal   | 14.6          | 1er étage | 2.1          | 1.7        | 1.1          |
| Salle du surveillant 2           | 18.6          | 1er étage | 2.2          | 1.7        | 1.9          |
| Salle du personnel 3             | 24.3          | 1er étage | 2.1          | 1.6        | 1.4          |
| Salle d'administration           | 14.6          | 1er étage | 2.1          | 1.7        | 1.1          |
| Salle du secrétariat             | 35.8          | 1er étage | 3.6          | 3.1        | 2.3          |
| Salle du comptable               | 16.8          | 1er étage | 2.3          | 2.1        | 1.4          |
| Bibliothèque                     | 88            | 1er étage | 8.5          | 6.8        | 5.7          |
| Salle de technologie et d'art    | 65.8          | 1er étage | 14.7         | 9          | 6.6          |
| Salle de musique et d'ordinateur | 57.6          | 1er étage | 14.9         | 11         | 5            |
| <b>TOTAL</b>                     | <b>1346.7</b> |           | <b>258.1</b> | <b>161</b> | <b>139.2</b> |

**Tableau 10 : Charges totales d'après le logiciel HAP 4.5.**

Ainsi, d'après les valeurs déterminées à l'aide du logiciel HAP, on peut évaluer les charges thermiques totales à évacuer à **258.1 KW (été)** et les pertes thermiques totales à compenser à **139.2 KW (hiver)**.

En effectuant le rapport entre la quantité de la charge de refroidissement totale (charge été) et la surface totale des étages climatisés, on aura :

$$Q_T/S = 258100W / 1346.7m^2 = 191.6 W/m^2$$

Le coefficient de refroidissement obtenu est acceptable car il est proche de la marge des index utilisés au Liban par l'Ordre d'Ingénieurs.

D'où la capacité de refroidissement totale du bâtiment :

$$Q_T = 258.1 KW = 73.4 TR$$

TR : tonne de réfrigération.

Après avoir calculé le bilan thermique, on va étudier le système de climatisation et de chauffage choisi d'après le cahier de charge.

# Chapitre 3 : SYSTEMES ET EQUIPEMENTS DU CHAUFFAGE ET DU CONDITIONNEMENT D'AIR

## 3.1. INTRODUCTION

**Présentation générale des machines frigorifiques :** Dans les installations de climatisation, la machine frigorifique permet d'évacuer vers l'extérieur la chaleur excédentaire des locaux. En pratique, elle prépare de l'air froid ou de l'eau froide qui viendront compenser les apports de chaleur du soleil, des équipements de bureautique, des occupants,... de telle sorte que le bilan chaud-froid soit à l'équilibre et que la température de consigne soit maintenue dans les locaux. La machine frigorifique est basée sur la propriété des fluides frigorigènes de s'évaporer et de se condenser à des températures différentes en fonction de la pression. Elle se compose au minimum des 4 éléments suivants : l'évaporateur, le compresseur, le condenseur et l'organe de détente.

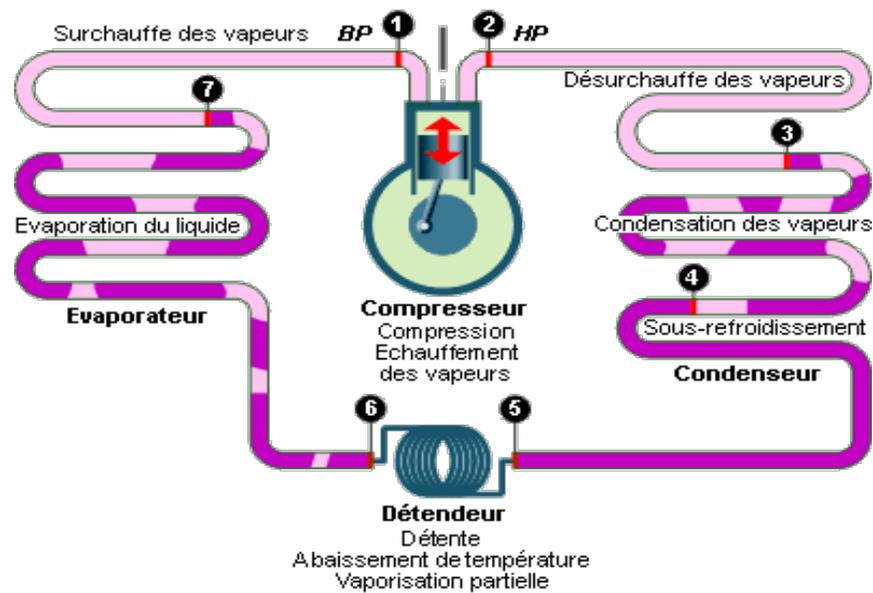


Figure 11: Cycle frigorifique élémentaire.

- a) **L'Evaporateur :** Le fluide frigorigène liquide entre dans l'évaporateur en ébullition et s'évapore en absorbant la chaleur du fluide extérieur. Dans un deuxième temps, le gaz formé est encore légèrement réchauffé par le fluide extérieur, c'est ce qu'on appelle la phase de surchauffe (entre 7 et 1).

- b) Le Compresseur :** Le compresseur va tout d'abord aspirer le gaz frigorigène à basse pression et à basse température (1). L'énergie mécanique apportée par le compresseur va permettre d'élever la pression et la température du gaz frigorigène. Une augmentation d'enthalpie en résultera.
- c) Le Condenseur :** Le gaz chaud provenant du compresseur va céder sa chaleur au fluide extérieur. Les vapeurs de fluide frigorigène se refroidissent ("désurchauffent"), avant l'apparition de la première goutte de liquide (point 3). Puis la condensation s'effectue jusqu'à la disparition de la dernière bulle de vapeur (point 4). Le fluide liquide peut alors se refroidir de quelques degrés (sous-refroidissement) avant de quitter le condenseur.
- d) Le Détendeur :** La différence de pression entre le condenseur et l'évaporateur nécessite d'insérer un dispositif "abaisseur de pression" dans le circuit. C'est le rôle du détendeur. Le fluide frigorigène se vaporise partiellement dans le détendeur pour abaisser sa température.

## 3.2. GENERALITES

Les différents types de climatisation peuvent être classés suivant les catégories suivantes :

- **les systèmes à détente directe ;**
- **les systèmes tout air ;**
- **les systèmes VRV ;**
- **les systèmes tout eau.**

Les fabricants proposent des gammes de plus en plus variées et polyvalentes.

### 3.3. Les systèmes à détente directe

La chaleur est prélevée sur l'air à refroidir à partir d'un échangeur fluide frigorigène / air. Les puissances de ces différents systèmes sont généralement faibles ou moyennes, chaque fabricant développe des matériels spécifiques. On trouve différents systèmes à détente directe :

- a. Les climatiseurs de fenêtre**
- b. Les climatiseurs mobiles**
- c. Les climatiseurs monoblocs**
- d. Les climatiseurs à élément séparé (que l'on va étudier)**

Le gros avantage de ce système est que la principale source de bruit est extérieure au local climatisé. Ce choix technologique implique généralement de grandes longueurs de tuyauteries liquides et d'aspiration ce qui induit des pertes de charge significatives, il en découle une dégradation du rendement énergétique de la machine.

Les unités terminales peuvent être :

- de type mural (utilisées pour les locaux situés dans le RDC et dans le premier étage) ;
- de type console ;
- de type cassette à 1, 2 ou 4 voies, ces unités sont alors incorporées aux faux plafonds ;
- de type gainable, cette unité est alors logée dans le faux plafond (utilisé pour le hall situé dans le sous-sol).

### **3.4. Les systèmes tout air**

- a. Les climatiseurs de toiture**
- b. Les armoires de climatisation**

### **3.5. Les systèmes VRV (que l'on va étudier)**

Le système VRV (volume de réfrigérant variable) ou DRV (débit de réfrigérant variable) dont les deux abréviations représentent la même technologie de faire varier la puissance frigorifique des compresseurs. La variation de la puissance frigorifique s'accompagne d'une réduction pratiquement proportionnelle de la puissance électrique absorbée.

Ce choix technologique s'avère donc très économique. Cette technologie permet d'adapter la puissance instantanée à l'écart mesure-consigne, la durée d'obtention de la

valeur de consigne est donc réduite. Elles peuvent être à 2 ou à 3 tubes. Chaque unité intérieure pouvant fonctionner en chauffage et rafraîchissement.

### 3.6. Les systèmes tout eau

Dans les systèmes tout eau, on distingue les groupes de refroidissement de liquide pour produire de l'eau glacée aussi appelé refroidissement indirect avec réfrigérant à eau.

### 3.7.L' EFFICACITE

L'efficacité énergétique d'une machine frigorifique se traduit par le rapport entre la quantité du froid qu'elle produit ( $Q_{sf}$ ) et l'énergie qu'elle consomme. Le coefficient de performance (COP) caractérise la capacité de l'appareil à capter puis à restituer de l'énergie. Il permet de comparer les performances des appareils entre eux :

$$COP_{\text{Réal}} = \frac{\text{Energie totale absorbée}}{\text{Energie totale consommée}} = \frac{Q_{sf}}{|W|}$$

L'énergie consommée par le groupe frigorifique ( $W$ ) comprend principalement celle délivrée au compresseur ( $W_c$ ) pour activer le circuit frigorifique mais il faut également tenir compte de celle fournie aux auxiliaires (ventilation, pompes) nécessaires au fonctionnement du système global.

Ayant la puissance frigorifique du système et la puissance électrique totale, nous pouvons donc calculer le COP.

Voici les principaux facteurs qui peuvent influencer le COP d'une machine :

- le dimensionnement du groupe par rapport aux besoins ;
- le type de procédé (détente directe ou fluides intermédiaires) ;
- la quantité technologique des équipements (compresseurs, échangeurs,...) ;
- la consommation des auxiliaires ( $W_{aux}$ ) ;
- les systèmes de régulation (détendeur, distribution d'eau glacée, température d'eau de refroidissement) ;
- la température de la source froide ( $T_{sf}$  en °K) ;
- la température de la source chaude ( $T_{sc}$  en °K).

C'est essentiellement les deux derniers points cités qui sont déterminants. En théorie, le coefficient de performance de Carnot montre que la meilleure performance énergétique pouvant être atteinte par une machine thermodynamique (frigorifique) ne dépend que de la température des sources de chaleur utilisées :

$$\text{COP}_{\text{Carnot}} = \frac{T_{\text{sf}}}{T_{\text{sc}} - T_{\text{sf}}}$$

**Rendement exergetique ( $\eta_{\text{ex}}$ )** : le rendement exergetique permet d'avoir une approche qualitative de l'énergie utilisée, il a pour expression :

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{\text{COP}_r}{\text{COP}_c}$$

On trouve aussi d'autres coefficients pour mesurer la performance des machines frigorifiques :

- **IPLV** (selon ARI 550/5900-98) : l'ILPV (Integrated Part Load Value) permet d'évaluer la performance énergétique moyenne du système à partir de quatre conditions de fonctionnement définies par ARI (American Refrigeration Institute). L'IPLV est la moyenne des efficacités énergétiques (EER) aux différentes conditions de fonctionnement pondérées du temps de fonctionnement.
- **ESEER** (selon EUROVENT) : l'ESEER (European Seasonal Energy Efficiency Ratio) permet d'évaluer la performance énergétique moyenne à charge partielle à partir de quatre conditions de fonctionnement définies par Eurovent. L'ESEER est la moyenne des efficacités énergétiques (EER) aux différentes conditions de fonctionnement pondérées du temps de fonctionnement.

# Chapitre 4 : SELECTION DES SYSTEMES ET DES EQUIPEMENTS

## 4.1. CONDITIONNEMENT FROID

Dans cette partie, nous allons sélectionner les unités intérieures et extérieures des deux différents systèmes d'installation de climatisation. Puis nous allons comparer le  $COP_{Réel}$ , le  $COP_{Carnot}$ , le rendement exergetique, l'investissement et les coûts d'exploitation. Ces deux systèmes sont : le système **Split** (système à détente directe) et le système **VRV**.

### 4.1.1. Le système Split :

Le tableau ci-dessous représente les types, les capacités et les prix des unités intérieures et extérieures selon la société MITSUBISHI.

| Nom du local                   | Niveau   | Charges Été [KW] | Unités intérieures | Unités extérieures |                          |   |   |
|--------------------------------|----------|------------------|--------------------|--------------------|--------------------------|---|---|
|                                |          |                  | Type               | Type               | Capacités (cooling) [KW] | Prix [\$] (Unités intérieures + Unités extérieures) | Puissance électrique consommée [KW] (Unités intérieures + Unités extérieures) |
| Multipurpose hall              | Sous-sol | 28.7             | 4×PEAD-RP140       | 4×PUHZ-P140        | 31.68                    | 16400   | 12.816  |
| Atelier                        | RDC      | 13.9             | 2×MSH-GA80         | 2×MUH-GA80         | 17                       | 3070  | 5.138   |
| Classe 1                       | RDC      | 10.8             | 2×MSH-GA60         | 2×MUH-GA60         | 12.6                     | 2400  | 3.920   |
| Classe 2                       | RDC      | 10.3             | 2×MSH-GA60         | 2×MUH-GA60         | 12.6                     | 2400  | 3.920   |
| Classe 3                       | RDC      | 10.3             | 2×MSH-GA60         | 2×MUH-GA60         | 12.6                     | 2400  | 3.920   |
| Classe 4                       | RDC      | 10.6             | 2×MSH-GA60         | 2×MUH-GA60         | 12.6                     | 2400  | 3.920   |
| Classe 5                       | RDC      | 10.7             | 2×MSH-GA60         | 2×MUH-GA60         | 12.6                     | 2400  | 3.920   |
| Classe 6                       | RDC      | 10.7             | 2×MSH-GA60         | 2×MUH-GA60         | 12.6                     | 2400  | 3.920   |
| Salle du directeur 1           | RDC      | 2.2              | MSC-GE25           | MUH-GA25           | 2.65                     | 700   | 0.735   |
| Salle du directeur assistant 1 | RDC      | 2.2              | MSC-GE25           | MUH-GA25           | 2.65                     | 700   | 0.735   |
| Salle d'infirmière             | RDC      | 1.4              | MSC-GE20           | MUH-GA20           | 2                        | 655   | 0.635   |
| Salle du surveillant 1         | RDC      | 1.4              | MSC-GE20           | MUH-GA20           | 2                        | 655   | 0.635   |
| Salle du personnel             | RDC      | 1.7              | MSC-GE20           | MUH-GA20           | 2                        | 655   | 0.635   |

|                                  |           |       |            |            |        |       |        |
|----------------------------------|-----------|-------|------------|------------|--------|-------|--------|
| 1                                |           |       |            |            |        |       |        |
| Salle de repos                   | RDC       | 2.2   | MSC-GE25   | MUH-GA25   | 2.65   | 700   | 0.735  |
| Salle du directeur               | RDC       | 1.8   | MSC-GE20   | MUH-GA20   | 2      | 655   | 0.635  |
| 2                                |           |       |            |            |        |       |        |
| Salle du directeur assistant 2   | RDC       | 2.1   | MSC-GE25   | MUH-GA25   | 2.65   | 700   | 0.735  |
| Salle du personnel               | RDC       | 2.3   | MSC-GE25   | MUH-GA25   | 2.65   | 700   | 0.735  |
| 2                                |           |       |            |            |        |       |        |
| Classe 7                         | RDC       | 10.8  | 2×MSH-GA60 | 2×MUH-GA60 | 12.6   | 2400  | 3.920  |
| Classe 8                         | RDC       | 10.9  | 2×MSH-GA60 | 2×MUH-GA60 | 12.6   | 2400  | 3.920  |
| Salle des jeux                   | RDC       | 12.6  | 2×MSH-GA80 | 2×MUH-GA80 | 17     | 3070  | 5.138  |
| Laboratoire scientifique         | 1er étage | 15.9  | 3×MSH-GA60 | 3×MUH-GA60 | 18.9   | 3600  | 5.880  |
| Classe 9                         | 1er étage | 10.6  | 2×MSH-GA60 | 2×MUH-GA60 | 12.6   | 2400  | 3.920  |
| Classe 10                        | 1er étage | 10.6  | 2×MSH-GA60 | 2×MUH-GA60 | 12.6   | 2400  | 3.920  |
| Classe 11                        | 1er étage | 10.9  | 2×MSH-GA60 | 2×MUH-GA60 | 12.6   | 2400  | 3.920  |
| Salle du surveillant principal   | 1er étage | 2.1   | MSC-GE25   | MUH-GA25   | 2.65   | 700   | 0.735  |
| Salle du surveillant             | 1er étage | 2.2   | MSC-GE25   | MUH-GA25   | 2.65   | 700   | 0.735  |
| 2                                |           |       |            |            |        |       |        |
| Salle du personnel               | 1er étage | 2.1   | MSC-GE25   | MUH-GA25   | 2.65   | 700   | 0.735  |
| 3                                |           |       |            |            |        |       |        |
| Salle de l'administration        | 1er étage | 2.1   | MSC-GE25   | MUH-GA25   | 2.65   | 700   | 0.735  |
| Salle du secrétariat             | 1er étage | 3.6   | MSH-GA50   | MUH-GA50   | 5      | 1120  | 1.360  |
| Salle du comptable               | 1er étage | 2.3   | MSC-GE25   | MUH-GA25   | 2.65   | 700   | 0.735  |
| Bibliothèque                     | 1er étage | 8.5   | 2×MSH-GA50 | 2×MUH-GA50 | 10     | 2240  | 2.720  |
| Salle de technologie et d'art    | 1er étage | 14.7  | 2×MSH-GA80 | 2×MUH-GA80 | 17     | 3070  | 5.138  |
| Salle de musique et d'ordinateur | 1er étage | 14.9  | 2×MSH-GA80 | 2×MUH-GA80 | 17     | 3070  | 5.138  |
| TOTAL                            |           | 258.1 |            |            | 306.68 | 71660 | 96.338 |

**Tableau 11 : Type, capacité, prix et puissance électrique des unités intérieures et extérieures.**

### 4.1.2. Le système VRV :

Le tableau ci-dessous représente les types, les capacités et les prix des unités intérieures et extérieures selon la société MITSUBISHI.

| Locaux (systèmes)  | Unités intérieures        |                          |              | Unités extérieures |                          |              | Puissance électrique consommée [KW] (Unités intérieures + Unités extérieures) |
|--|---------------------------|--------------------------|--------------|--------------------|--------------------------|--------------|---|
|  | Type                      | Capacités (cooling) [KW] | Prix [\$]    | Type               | Capacités (cooling) [KW] | Prix [\$]    |   |
| Système 1 (Laboratoire scientifique, classes 9, 10 et 11)  | 9×PKFY-P63                | 63.9                     | 11565        | PUHY-P550          | 62                       | 18300        | 13.694  |
| Système 2 (Salle du surveillant principal, Salle du surveillant 2, Salle du personnel 3, Salle de l'administration, Salle du secrétariat et Salle du comptable)  | 5×PKFY-P25 + 1×PKFY-P40   | 18.5                     | 5500         | PUMY-P175          | 20                       | 5500         | 10.615  |
| Système 3 (Bibliothèque, Salle de technologie et d'art et Salle de musique et d'ordinateur)  | 2×PKFY-P50 + 4×PKFY-P100  | 56                       | 8540         | PUHY-P450          | 50                       | 14600        | 12.849  |
| Système 4 (Atelier, classes 1, 2, 3, 4, 5 et 6)  | 13×PKFY-P63 + 1×PKFY-P100 | 104.8                    | 18310        | PUHY-P800          | 90                       | 26500        | 23.294  |
| Système 5 (Salle du directeur 1, Salle du directeur assistant 1, Salle d'infirmière, Salle du surveillant 1, Salle du personnel 1, Salle du repos, Salle du directeur 2, Salle du directeur assistant 2 et Salle du personnel 2) | 4×PKFY-P25 + 4×PKFY-P20   | 53.4                     | 7000         | PUHY-P200          | 22.4                     | 7550         | 6.031   |
| Système 6 (classes 7 et 8 et Salle des jeux)   | 6×PKFY-P63                | 42.6                     | 7710         | PUHY-P350          | 40                       | 11400        | 10.741  |
| Système 7 (Multipurpose hall)  | 2×PEFY-P140               | 32                       | 3770         | PUHY-P250          | 28                       | 8300         | 7.783   |
| <b>TOTAL</b>   |                           | <b>371.2</b>             | <b>62395</b> |                    | <b>312.4</b>             | <b>92150</b> | <b>85.007</b>   |

**Tableau 12 : Type, capacité, prix et puissance électrique des unités intérieures et extérieures.**

Cette figure représente le système 1 des types des unités intérieures et extérieures et des dimensions des canalisations de cuivre nécessaires.

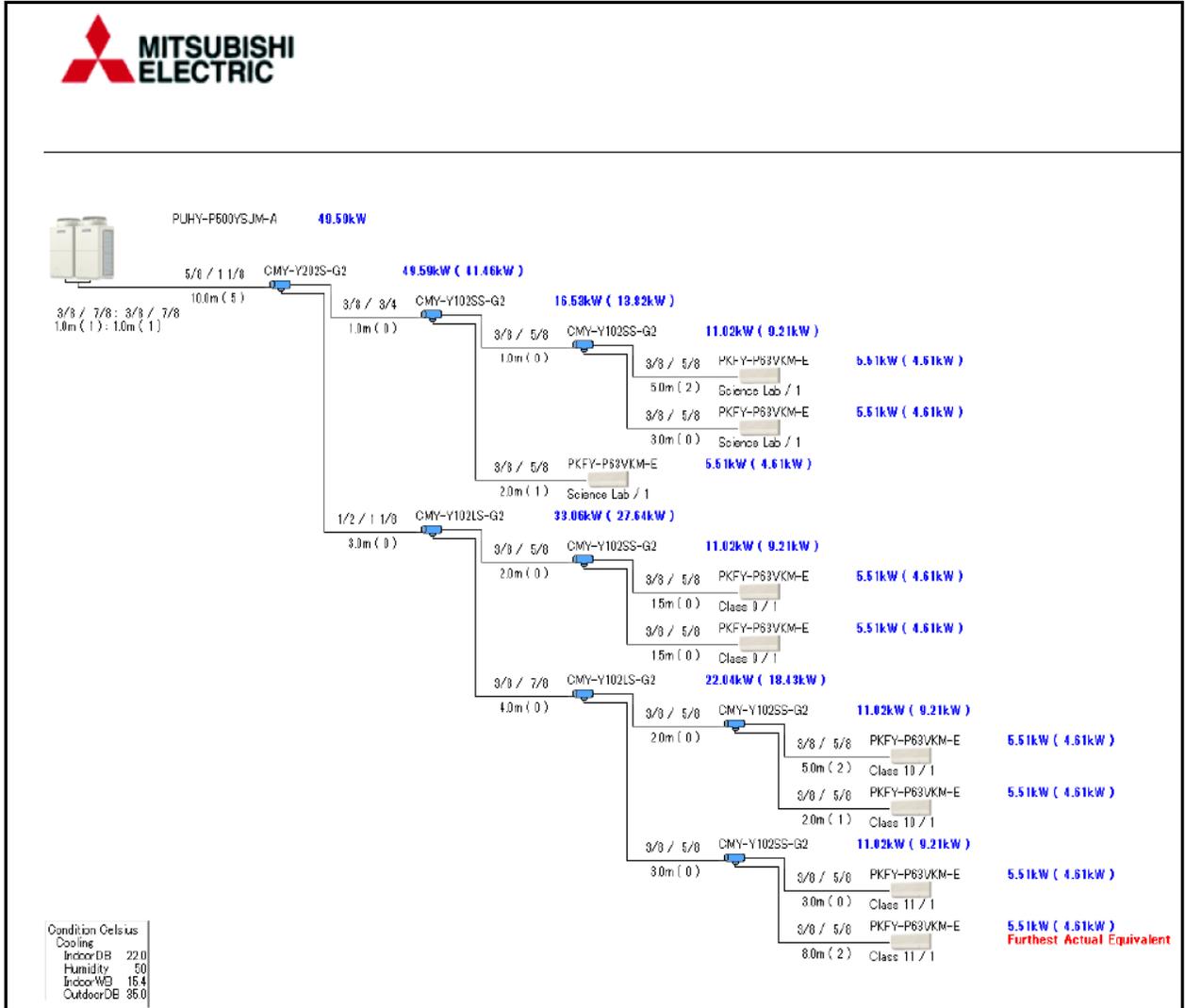


Figure 12 : le système 1 des types des unités intérieures et extérieures et des dimensions des canalisations de cuivre nécessaires.

### 4.1.3. L'étude énergétique :

$$1) \text{COP}_{\text{R\u00e9el}} = \frac{Q_{sf}}{|W|}$$

Pour le système Split:  $Q_{sf} = 306.68\text{KW}$  (capacités des unités extérieures) et  $W = 96.338\text{KW}$  (compresseurs + ventilateurs)

$$\Rightarrow \text{COP}_{\text{R\u00e9el}} = 3.18$$

Pour le système VRV :  $Q_{sf} = 312.4\text{KW}$  (capacités des unités extérieures) et  $W = 85.007\text{ KW}$  (compresseurs + ventilateurs)

$$\Rightarrow \text{COP}_{\text{Réel}} = 3.67$$

$$2) \text{COP}_{\text{Carnot}} = \frac{\text{Tsf}}{\text{Tsc} - \text{Tsf}} \text{ (pour les deux systèmes le } \text{COP}_{\text{Carnot}} \text{ est le même)}$$

Température de condensation ( $\text{Tsc}$ ) =  $35^\circ\text{C} + 15^\circ\text{C} = 50^\circ\text{C}$

Température de vaporisation ( $\text{Tsf}$ ) =  $(22^\circ\text{C} - 10^\circ\text{C}) - 10^\circ\text{C} = 2^\circ\text{C}$

Avec :  $22^\circ\text{C} - 10^\circ\text{C} = 12^\circ\text{C}$  (température de l'air soufflé au serpentin).

$$\Rightarrow \text{COP}_{\text{Carnot}} = \frac{273+2}{50-2} = 5.73$$

Donc,  $\text{COP}_{\text{Réel}} < \text{COP}_{\text{Carnot}}$

$$3) \eta_{\text{ex}} = \frac{\text{COP}_r}{\text{COP}_c}$$

$$\eta_{\text{ex,Split}} = \frac{3.18}{5.73} = 0.55$$

$$\eta_{\text{ex,VRV}} = \frac{3.67}{5.73} = 0.64$$

**On Remarque que** le rendement exergetique du VRV est meilleur que celui de l'unité à éléments séparés (Split).

#### 4.1.4. L'étude économique :

##### a) Le coût d'Investissement :

Sur le plan commercial, le prix des systèmes varie selon les capacités des unités.

Le Prix du système Split est égal à **71660 \$**. Et Le Prix du système VRV est égal à **154545 \$**.

Le surcoût entre les deux systèmes est de  $154545 - 71660 = 82885 \$$

### b) Le coût d'exploitation :

On désire étudier la consommation électrique des deux systèmes durant un an de fonctionnement. On estime un fonctionnement de 8 heures par jour et 60 jours par an.

- La consommation électrique totale dans le système **Split** = **96.338KW** (tableau 11)  
 $\times 8 \text{ heures/jour} \times 60 \text{ jours/an} = 46242.24 \text{ KWh/an}$

Le coût de consommation =  $46242.24 \text{ KWh/an} \times 0.13 \text{ \$/KWh} = 6011.5 \text{ \$/an}$ .

- La consommation électrique totale dans le système **VRV** = **85.007KW** (tableau 12)  
 $\times 8 \text{ heures/jour} \times 60 \text{ jours/an} = 40803.36 \text{ KWh/an}$

Le coût de consommation =  $40803.36 \text{ KWh/an} \times 0.13 \text{ \$/KWh} = 5304.44 \text{ \$/an}$ .

Le tableau ci- dessous montre les caractéristiques déterminantes du choix du système de **VRV**. Donc on va choisir le VRV pour la climatisation de l'école, car les coûts d'exploitation sont inférieurs et que le TEWI du VRV est inférieur à celui du Split et le rendement exergetique est meilleur pour le VRV.

| Systèmes | COP réel | Rendement exergetique $\eta_{ex}$ | Coût d'Investissement [\\$] | coût d'exploitation [\$/an] | TEWI [tco2/an] |
|----------|----------|-----------------------------------|-----------------------------|-----------------------------|----------------|
| Split    | 3.18     | 0.55                              | 71660                       | 6011.5                      | 40.58          |
| VRV      | 3.67     | 0.64                              | 154545                      | 5304.44                     | 37.35          |

**Tableau 13 : Caractéristiques déterminantes du choix.**

## 4.2. CONDITIONNEMENT CHAUD

Pour compenser les pertes thermiques et assurer une température de confort en temps froid, un système de chauffage est utilisé dans notre projet. Il est composé de :

1. Une chaudière au fuel de type Die Dietriech.
2. Un brûleur compatible à la chaudière ayant pour fonction de brûler le combustible.
3. Un réservoir de fuel permettant d'alimenter le système en fuel.
4. Les radiateurs pour le chauffage dans les différents locaux de ce projet.

Ainsi, une pompe, un vase d'expansion et des tuyaux en acier sont nécessaires pour l'installation du système.

#### **4.2.1. La chaudière**

La chaudière est sélectionnée suivant les charges thermiques calculées à partir du logiciel HAP dont le résultat est de **139.2 KW**. On majore ce résultat à 25% ce qui nous donne alors une charge de  $139.2 \text{ KW} \times 1.25 = 174 \text{ KW}$ .

Nous allons sélectionner une chaudière pressurisée en fonte de type De Dietrich et de modèle GT 300/II pour le chauffage central à eau chaude et délivrant une gamme de 55 à 280 KW.

La conception de De Dietrich pour le corps de chauffe assure un rendement élevé de 93%, une hygiène de combustion optimale avec des émissions en NOx et CO minimisées, une caractéristique acoustique favorable et une adaptation particulièrement facile des brûleurs traditionnels comme des nouveaux brûleurs à bas rejet de NOx. Le modèle choisi est le GT 307/II pour une puissance nominale maximale de 185 KW (plage de puissance utile [150 KW : 185 KW]), pour un rendement de 93% et pour une contenance en eau de 156L. (Cf. la fiche technique de De Dietrich en annexe).

#### **4.2.2. Le brûleur**

Le brûleur est sélectionné de façon à être compatible avec la chaudière choisie. D'après le catalogue de De Dietrich, le brûleur compatible est de modèle M32-7S. Les brûleurs fioul de la série M 30 sont des brûleurs de moyenne puissance particulièrement compacts et spécialement conçus pour obtenir de hauts rendements et une grande qualité de combustion.

Ils sont prévus pour l'utilisation sur toute chaudière quelle que soit sa marque et bénéficient d'un équipement particulièrement adapté aux chaudières De Dietrich GT300.

### 4.2.3. Le réservoir de fioul

Le réservoir de fioul doit être le plus proche possible du brûleur pour éviter les pertes de charge importantes dans les longues canalisations. Il peut être fabriqué en métal ou en plastique et il est préférable qu'il soit placé dans un local qui lui est exclusivement réservé. Pour déterminer les dimensions du réservoir, nous avons eu recours au calcul suivant :  $P_C = M_f \times P_{CI}$

Où :

$P_C$  : puissance calorifique de la chaudière ;

$M_f$  : masse du fioul ;

$P_{CI}$  : pouvoir calorifique inférieur du fioul = 42624 KJ/Kg.

Donc pour une puissance  $P_C = 185$  KW,

$$\Rightarrow M_f = 185/42624 = 4.34 \times 10^{-3} \text{ Kg/s} = 15.624 \text{ Kg/h}$$

La masse volumique du fioul étant  $\rho_f = 850$  Kg/m<sup>3</sup>

Donc le volume horaire nécessaire est :  $V_f = M_f / \rho_f = 15.624/850 = 0.01838$  m<sup>3</sup>/h.

On considère que la chaudière est opérationnelle pour une durée de 8 heures / jour, d'où la consommation journalière du fioul par jour est de :  $0.01838 \times 8 = 0.147$  m<sup>3</sup>/ jour = 147L/jour.

Et par suite, la consommation mensuelle sera :

$147\text{L/ jour} \times 26 \text{ jours / mois} = 3822 \text{ L/ mois} = 3.822 \text{ m}^3/\text{mois}$ . Donc la capacité du réservoir du fioul doit être d'un minimum de 4 m<sup>3</sup> si l'alimentation du fioul est mensuelle.

### 4.2.4. Les tuyauteries

Le dimensionnement des conduites de l'eau chaude se basant sur les pertes thermiques à compenser relatives à chaque local pour calculer le débit nécessaire (avec l'équation :

$V_f = \frac{Q_0}{c \times \rho \times \Delta T}$ ;  $\Delta T = 11^\circ\text{C}$  c'est la différence de température de départ de la chaudière et de la sortie de l'étage). Donc  $V_f = \frac{Q_0}{4.2 \times 1000 \times 11} = \frac{Q_0}{46200}$  (Avec  $Q_0$  : la quantité de chaleur en KW et  $V_f$ : débit d'eau chaude).

**Application :** pour la classe 9, les charges thermiques sont égales à **5.1 KW**, alors  $V_f = 0.11 \text{ L/s}$ .

On utilise (chart 3: friction loss for closed piping systems) pour déterminer les dimensions des conduits, une perte de charge linéaire unitaire de 3% est adaptée pour l'eau chaude. Les valeurs obtenues sont représentées dans le tableau 14.

#### 4.2.5. Les pompes hydrauliques

Afin de sélectionner les pompes, nous devons connaître :

- Les pertes de charges totales (linéaire + singulière)
- Le débit de la pompe.

Les pertes de charges totales du système sont :

- Les longueurs linéaires des tuyaux (chemin critique le plus éloigné) =  $L_L = 95 \text{ m}$  (aller + retour).
- Les longueurs singulières ( $L_S$ ) = 40% des longueurs linéaires des tuyaux.  
 $L_S = L_L \times 0.4 = 95 \times 0.4 = 38 \text{ m}$
- Les longueurs totales :  $L_T = L_L + L_S = 95 + 38 = 133 \text{ m}$ .
- La perte de charge linéaire est de 3% adaptée pour l'eau chaude (circuit fermé).  
 $\Rightarrow$  Les pertes de charges totales =  $3\% \times L_T = 0.03 \times 133 = 4 \text{ m}$ .

Le débit de la pompe est de (Cf. tableau 14)  $3 \text{ L/s} = 10.8 \text{ m}^3/\text{h}$ .

A partir de ces résultats affichés ci-dessus, on peut maintenant sélectionner une pompe. La pompe sélectionnée est une pompe centrifuge monocellulaire à axe horizontal, plan de joint radial en construction procès, performances et dimensions principales suivant la norme EN 733.

#### 4.2.6. Les radiateurs

Les radiateurs sélectionnés sont de type ROCA dont on peut trouver deux modèles : le classique et le DUBA comme le montre la figure ci-après. Pour ce projet le radiateur choisie est le DUBA 80-3D dont les caractéristiques par section sont :

Puissance en chauffage par section : 115.8 Kcal/h/section

Capacité en eau par section : 0.74 litres/section

Poids : 5.48 Kg/section

Dimensions : A = 712, B = 650, C = 102, D = 60 mm/section.

| Nom du local                   | Niveau   | Charges Hiver [KW] | Débit d'entrée d'eau chaude (Vf) en L/s | Charge totale [Kcal/h] | Nombre de radiateurs | Quantité en eau par litre | Type  |
|--------------------------------|----------|--------------------|---|------------------------|----------------------|---------------------------|-------|
| Multipurpose hall              | Sous-sol | 16.1               | 0.348                                   | 13852.764              | 120                  | 88.8                      | 80-3D |
| Atelier                        | RDC      | 7                  | 0.151                                   | 6022.944               | 52                   | 38.48                     | 80-3D |
| Classe 1                       | RDC      | 5.9                | 0.127                                   | 5076.468               | 44                   | 32.56                     | 80-3D |
| Classe 2                       | RDC      | 4.8                | 0.104                                   | 4130.028               | 36                   | 26.64                     | 80-3D |
| Classe 3                       | RDC      | 4.8                | 0.104                                   | 4130.028               | 36                   | 26.64                     | 80-3D |
| Classe 4                       | RDC      | 5.4                | 0.117                                   | 4646.268               | 40                   | 29.6                      | 80-3D |
| Classe 5                       | RDC      | 5.4                | 0.117                                   | 4646.268               | 40                   | 29.6                      | 80-3D |
| Classe 6                       | RDC      | 5.7                | 0.123                                   | 4904.388               | 43                   | 31.82                     | 80-3D |
| Salle du directeur 1           | RDC      | 0.9                | 0.019                                   | 774.378                | 7                    | 5.18                      | 80-3D |
| Salle du directeur assistant 1 | RDC      | 1.2                | 0.026                                   | 1032.505               | 9                    | 6.66                      | 80-3D |
| Salle d'infirmière             | RDC      | 1.2                | 0.026                                   | 1032.505               | 9                    | 6.66                      | 80-3D |
| Salle du surveillant 1         | RDC      | 1.4                | 0.030                                   | 1204.588               | 11                   | 8.14                      | 80-3D |
| Salle du personnel 1           | RDC      | 1.5                | 0.032                                   | 1290.632               | 11                   | 8.14                      | 80-3D |
| Salle du repos                 | RDC      | 2.2                | 0.047                                   | 1892.926               | 17                   | 12.58                     | 80-3D |
| Salle du directeur 2           | RDC      | 1.6                | 0.034                                   | 1376.672               | 12                   | 8.88                      | 80-3D |
| Salle du directeur assistant 2 | RDC      | 1.6                | 0.034                                   | 1376.672               | 12                   | 8.88                      | 80-3D |
| Salle du personnel 2           | RDC      | 1.9                | 0.041                                   | 1634.799               | 14                   | 10.36                     | 80-3D |
| Classe 7                       | RDC      | 6.4                | 0.138                                   | 5506.704               | 48                   | 35.52                     | 80-3D |
| Classe 8                       | RDC      | 6.1                | 0.132                                   | 5248.548               | 45                   | 33.3                      | 80-3D |
| Salle des jeux                 | RDC      | 7.8                | 0.168                                   | 6711.264               | 58                   | 42.92                     | 80-3D |

|                                  |           |              |          |                  |             |               |       |
|----------------------------------|-----------|--------------|----------|------------------|-------------|---------------|-------|
| Laboratoire scientifique         | 1er étage | 7.7          | 0.166    | 6625.224         | 57          | 42.18         | 80-3D |
| Classe 9                         | 1er étage | 5.1          | 0.110    | 4388.148         | 38          | 28.12         | 80-3D |
| Classe 10                        | 1er étage | 5.1          | 0.110    | 4388.148         | 38          | 28.12         | 80-3D |
| Classe 11                        | 1er étage | 5.6          | 0.121    | 4818.348         | 42          | 31.08         | 80-3D |
| Salle du surveillant principal   | 1er étage | 1.1          | 0.024    | 946.461          | 8           | 5.92          | 80-3D |
| Salle du surveillant 2           | 1er étage | 1.9          | 0.041    | 1634.799         | 14          | 10.36         | 80-3D |
| Salle du personnel 3             | 1er étage | 1.4          | 0.030    | 1204.588         | 11          | 8.14          | 80-3D |
| Salle de l'administration        | 1er étage | 1.1          | 0.024    | 946.461          | 8           | 5.92          | 80-3D |
| Salle du secrétariat             | 1er étage | 2.3          | 0.050    | 1978.966         | 17          | 12.58         | 80-3D |
| Salle du comptable               | 1er étage | 1.4          | 0.030    | 1204.588         | 11          | 8.14          | 80-3D |
| Bibliothèque                     | 1er étage | 5.7          | 0.123    | 4904.388         | 42          | 31.08         | 80-3D |
| Salle de technologie et d'art    | 1er étage | 6.6          | 0.142    | 5678.784         | 49          | 36.26         | 80-3D |
| Salle de musique et d'ordinateur | 1er étage | 5            | 0.110    | 4302.108         | 37          | 27.38         | 80-3D |
| <b>TOTAL</b>                     |           | <b>139.2</b> | <b>3</b> | <b>119770.56</b> | <b>1036</b> | <b>766.64</b> |       |

**Tableau 14: sélection des radiateurs.**

## **Chapitre 5 : ETUDE ENVIRONNEMENTALE**

Il est tout à fait normal de commencer ce chapitre par l'effet de serre. En effet, on entend souvent parler dans les médias des impacts néfastes de ces gaz sur la planète.

L'effet de serre est un processus naturel de maintien de la chaleur émise par le soleil dans l'atmosphère de la terre. L'origine du nom de ce processus vient de l'application agricole pour favoriser la culture de certains végétaux : des lieux clos munis de quelques vitres, celles-ci ayant pour but de laisser passer la chaleur des rayons du soleil et surtout de l'emprisonner dans cet espace, la serre.

La plus grande partie du rayonnement solaire traverse directement l'atmosphère pour réchauffer la surface du globe. La terre, à son tour, « renvoie » cette énergie dans l'espace sous forme de rayonnement infra-rouge de grandes longueurs d'ondes. Les gaz à effet de serre (GES) absorbent ce rayonnement renvoyé par la terre, empêchent l'énergie de passer directement de la surface du globe vers l'espace et réchauffent ainsi l'atmosphère. L'augmentation de la teneur atmosphérique en gaz à effet de serre peut se comparer à la pose d'un double vitrage : si les apports des rayonnements solaires à l'intérieur de la serre restent constants, la température s'élèvera.

L'effet de serre est un phénomène naturel, indispensable à la vie sur terre et qui assure une température moyenne de +15°C environ au lieu de -19°C. En fait, une température de -19 °C ferait geler les océans, ce qui augmenterait considérablement leur albédo (pouvoir réflecteur) faisant chuter les températures autour de -100 °C.

La concentration des GES augmente depuis le XIXe siècle, principalement à cause du développement des activités humaines à l'origine de leur rejet massif. Le GIEC, Groupe d'experts intergouvernemental sur l'évolution du climat, affirme que 90% du réchauffement climatique est lié aux activités de l'homme : utilisation de combustibles fossiles comme le gaz, le pétrole ou le charbon, déforestation, élevage intensif ou rejets industriels contribuent tous au phénomène de réchauffement climatique actuellement observé.

La vapeur d'eau, le gaz carbonique (CO<sub>2</sub>), le méthane (CH<sub>4</sub>), le protoxyde de carbone (N<sub>2</sub>O), l'ozone (O<sub>3</sub>), les halocarbures (C<sub>x</sub>H<sub>y</sub>Hal.<sub>z</sub>) et l'hexafluorure de soufre (SF<sub>6</sub>) sont les gaz à effet de serre.

Suite à cette introduction, nous allons dans cette partie s'intéresser à l'impact de ce projet sur l'effet de serre (quantification) provenant des émissions directes et indirectes entraînant un renforcement sur l'effet de serre tout en illustrant ci-après les sources de ces émissions.

Il est à noter que l'impact sur l'effet de serre dans le domaine de conditionnement d'air n'est pas limité à la consommation d'énergie qu'elle induit mais provient également des fluides frigorigènes émises dans l'atmosphère. Ces fluides (CFC, HCFC et HFC) ont un pouvoir de réchauffement global d'un minimum de 1300 fois plus élevé que le CO<sub>2</sub> suivant le genre de chaque fluide.

Les impacts environnementaux liés aux fluides frigorigènes reposent sur deux phénomènes :

- La destruction de la couche d'ozone
- Le réchauffement de la planète

C'est pour caractériser la capacité de destruction de la couche d'ozone par les fluides frigorigènes qu'a été défini le Potentiel d'Action sur la couche d'Ozone (PAO) ou Ozone Depletion Potential (ODP) avec comme valeur de référence le PAO du CFC R11 qui est de 1, ce fluide étant considéré comme celui ayant l'effet le plus destructeur sur la couche d'ozone.

Un PAO de 0 signifierait que le fluide frigorigène considéré n'a aucun effet sur la destruction de la couche d'ozone.

Pour caractériser l'effet des fluides frigorigènes sur le réchauffement de la planète, il a été défini le Potentiel d'Action sur l'Effet de Serre (PAES) ou GWP (Global Warning Potential) qui est un index qui compare l'effet de réchauffement de différents gaz au fil du temps par rapport à des émissions équivalentes de CO<sub>2</sub> (exprimé en masse).

Etant donné la durée de vie du CO<sub>2</sub> qui est de l'ordre de 500 ans, il est défini plusieurs GWP en fonction de la durée d'intégration en années (10, 20, 50, 100, 200, 500) mais en pratique il est adopté le GWP pour une durée d'intégration de 100 ans : GWP<sub>100</sub>. Par conséquent, le GWP<sub>100</sub> du CO<sub>2</sub> (dioxyde de carbone – R744) est de 1.

Le tableau suivant donne l'ODP et le GWP<sub>100</sub> de quelques fluides frigorigènes.

| Nom                | Formule et proportion de chaque composant pour les mélanges | GWP (100 ans) | ODP   |
|--------------------|---|---------------|-------|
| <b>CFC</b>         |   |               |       |
| R11                | CFCl <sub>3</sub>   | 4000          | 1     |
| R12                | CF <sub>2</sub> Cl <sub>2</sub>                             | 8500          | 1     |
| <b>HCFC</b>        |   |               |       |
| R22                | CF <sub>2</sub> HCl   | 1700          | 0,055 |
| R408A              | R125/143a/22 (7/46/47)                                      | (2650)        |       |
| R401A              | R22/152a/124 (53/13/34)                                     | (970)         |       |
| <b>HFC</b>         |   |               |       |
| R32                | CH <sub>2</sub> F <sub>2</sub>                              | 580           | 0     |
| R125               | CF <sub>3</sub> CHF <sub>2</sub>                            | 3200          | 0     |
| R134a              | CF <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> F                           | 1300          | 0     |
| R143a              | CF <sub>3</sub> CH <sub>3</sub>                             | 4400          | 0     |
| <b>Mélange HFC</b> |   |               |       |
| R404A              | R125/143a/134a (44/52/4)                                    | 3260          | 0     |
| R407C              | R32/125/134a (23/25/52)                                     | 1525          | -     |
| R410A              | R32/125 (50/50)   | 1730          | -     |
| R422A              | R125/134a/600a (85,1/11,5/3,4)                              | 2535          | -     |
| R422D              | R125/134a/600a (65,1/31,5/3,4)                              | 2235          | -     |
| R427A              | R32/125/143a/134a (15/25/10/50)                             | 1830          | -     |
| R507A              | R125/143a (50/50)   | 3300          | -     |

**Tableau 15: GWP et ODP des différents Fluides Frigorigènes.**

Le GWP désigne la contribution directe des fluides frigorigènes au réchauffement de la planète. Cette contribution peut être réduite par la restriction des émissions due en partie à l'étanchéité renforcée des systèmes frigorifiques et en partie à la récupération de ces fluides.

Le choix d'un fluide frigorigène repose sur les critères suivants :

- les propriétés thermo-physiques du fluide frigorigène ;
- les conditions d'utilisation (applications) du fluide frigorigène ;
- le critère économique et la disponibilité du fluide frigorigène ;
- le critère de réglementation (normes, recommandations, impacts environnementaux...).

En résumé, le choix de fluide frigorigène est basé sur des considérations technico-économiques. Le fluide utilisé dans notre système de climatisation est le R410A.

Le **TEWI** (Total Equivalent Warning Impact) est un indicateur qui comptabilise les émissions directes provenant des fuites de fluide frigorigène et les émissions indirectes provenant de la consommation énergétique :

$$\mathbf{TEWI = GWP_{100} \cdot [M (1-x) + M.f.N] + E.A.N}$$

$$\text{Avec : Effet direct} = \mathbf{GWP_{100} \cdot [M (1-x) + M.f.N]}$$

$$\text{Et Effet indirect} = \mathbf{E.A.N}$$

D'où :

$GWP_{100}$  représenté la valeur  $GWP_{100}$  pour le fluide considéré ;

M est la masse de fluide frigorigène en Kg ;

x est la fraction de fluide récupérée en fin de vie de l'équipement (=1 d'après la réglementation) ;

f est le taux de fuite annuel de l'équipement ;

N est le temps d'utilisation en années ;

E est la consommation annuelle d'énergies de l'équipement en KWh de l'énergie utilisée.

Le TEWI est donné en Kg de CO<sub>2</sub> pour la durée de vie de l'équipement.

Le coefficient A dépend de l'énergie utilisée, il se diffère d'un pays à un autre en Kg<sub>CO<sub>2</sub></sub>/KWh.

Disposant de ces indicateurs, il est alors possible de comparer l'impact environnemental de différentes filières énergétiques en évaluant leurs émissions en termes de tCO<sub>2</sub>eq ou de tCeq.

### 5.1. Calcul du TEWI pour le système de conditionnement d'air

Pour les deux systèmes sélectionnés (Split et VRV), le fluide frigorigène utilisé pour le conditionnement d'air est le R410A dont les caractéristiques sont :

$$GWP_{100} = 1730$$

$$ODP = 0 \text{ (aucun effet sur la destruction de la couche d'ozone)}$$

$$TEWI = GWP_{100} \cdot [M (1-x) + M \cdot f \cdot N] + E \cdot A \cdot N$$

$$x = 1$$

f est estimée à 5%

$$M = 54 \text{ Kg}$$

$$A = 0.83$$

$$N = 15 \text{ ans}$$

- Pour le système **Split** :

$$E = 43267.2 \text{ KWh/an}$$

$$\Rightarrow TEWI = 1730 \times [54 \times (1 - 1) + 54 \times 0.05 \times 15] + 43267.2 \times 0.83 \times 15$$

$$TEWI = 608741.64 \text{ Kg}$$

$$TEWI = 608.74 \text{ t}_{CO_2} / 15 \text{ ans}$$

- Pour le système **VRV** :

$$E = 39379.2 \text{ KWh/an}$$

$$\Rightarrow \text{TEWI} = 1730 \times [54 \times (1 - 1) + 54 \times 0.05 \times 15] + 39379.2 \times 0.83 \times 15$$

$$\text{TEWI} = 560336 \text{ Kg}$$

$$\text{TEWI} = 560.336 \text{ t}_{\text{CO}_2} / 15 \text{ ans}$$

## 5.2. Calcul du TEWI pour le chauffage

$\text{GWP}_{100} = 0$  puisque le chauffage utilise le fioul et non pas un fluide frigorigène.

$$\Rightarrow \text{TEWI} = E \cdot A \cdot N$$

$N = 15 \text{ ans}$  ;  $A = 0.83$  (pour l'énergie électrique) ;

$$E = E_{\text{chaudière}} + E_{\text{brûleur}} + E_{\text{pompe}}$$

➤ La chaudière fonctionne 8 heures/jour et 104 jours/an.

➤ Consommation électrique :

$$E_{\text{brûleur}} = 0.15 \text{ KW} \times 8 \text{ heures/jour} \times 104 \text{ jours/an} = 124.8 \text{ KWh/an.}$$

$$E_{\text{pompe}} = 0.25 \text{ KW} \times 8 \text{ heures/jour} \times 104 \text{ jours/an} = 208 \text{ KWh/an.}$$

$$\Rightarrow \text{TEWI}_1 = (124.8 + 208) \times 0.83 \times 15$$

$$\Rightarrow \text{TEWI}_1 = 4143.36 \text{ Kg}_{\text{CO}_2} / 15 \text{ ans}$$

➤ Consommation thermique :

$$\text{Puissance thermique de la chaudière} = \frac{\text{Puissance nominale}}{\text{Rendement de chaudière}} = \frac{185}{0.93} = 199 \text{ KW}$$

$$\Rightarrow E_{\text{chaudière}} = 199 \text{ KW} \times 8 \text{ heures/jour} \times 104 \text{ jours/an} = 165568 \text{ KWh/an.}$$

$$\Rightarrow E = 165900.8 \text{ KWh/an.}$$

$A = 0.282 \text{ Kg}_{\text{CO}_2} / \text{KWh}$  (pour l'énergie thermique utilisant le fioul)

$$\text{Alors, TEWI}_2 = 165568 \times 0.282 \times 15$$

$$\Rightarrow \text{TEWI}_2 = 700352.64 \text{ Kg}_{\text{CO}_2} / 15 \text{ ans}$$

Donc, la masse de CO2 totale rejetée par le système de chauffage est de :

$$TEWI = TEWI_1 + TEWI_2$$

$$\Rightarrow TEWI = 704496 \text{ Kg}_{\text{CO}_2}/15 \text{ ans.}$$

## CONCLUSION

Ce projet s'inscrit dans le cadre de l'étude de la climatisation et du chauffage d'une école dans la Békaa à Sariine.

La sélection des équipements du point de vue économique et technique nous a permis de choisir un système VRV. Quant au chauffage on a utilisé une chaudière basse température pressurisée en fonte du type De Dietrich et de modèle GT300/II dont le rendement est de 93%.

On n'oublie jamais l'importance du bon choix des matériaux de construction (double mur, double vitrage, etc.), qui peuvent réduire les déperditions énergétiques et la masse de CO<sub>2</sub> rejetée dans l'atmosphère.

Malgré ces mesures traitées afin d'économiser l'énergie et de réduire la consommation, l'étude sur l'impact environnemental montre que les émissions de CO<sub>2</sub> sont élevées. Alors, le LIBAN doit réagir pour réduire ces émissions et pour établir des normes strictes qui soient proches des normes européennes. Il faut imposer des « taxes environnementales » ou « taxes carbone ». D'où l'intérêt de réduire les consommations d'électricité et de fioul en encourageant l'usage des systèmes d'énergie renouvelables.

## BIBLIOGRAPHIE

- [1] *Atlas climatique du Liban*, in four Volumes, Lebanese Meteorological Service, 1977.
- [2] *Climatic Zoning for building in Lebanon*, UNDP/GEF and MPWT/DGU – 2005.
- [3] *American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers*  
ASHRAE Handbook 2005. Fundamentals
- [4] *American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers*  
ASHRAE Handbook 2008. Applications
- [5] *Air Conditioning Principals and Systems and Energy Approach*, Edward G. Pita.
- [6] CARRIER. *HAP Version 4.51*.
- [7] Desmons, Jean. *Aide mémoire – Génie Climatique*. Paris : DUNOD, 2008/2009.  
ISBN 978 2100646244.
- [8] Catalogues de sélection (MITSUBISHI).
- [9] Catalogues de sélection (De Dietrich).
- [10] KSB. [www.KSB.com](http://www.KSB.com).
- [11] MEUNIER, Francis. (2004) *Aide mémoire Thermodynamique de l'ingénieur*.  
Energétique – Environnement. DUNOD. ISBN 2-10-007154-8.
- [12] MEUNIER, Francis. (2008) *Domestiquer l'effet de serre. Energie et développement durable*.  
Collection : Univers Sciences, DUNOD.

# ANNEXES

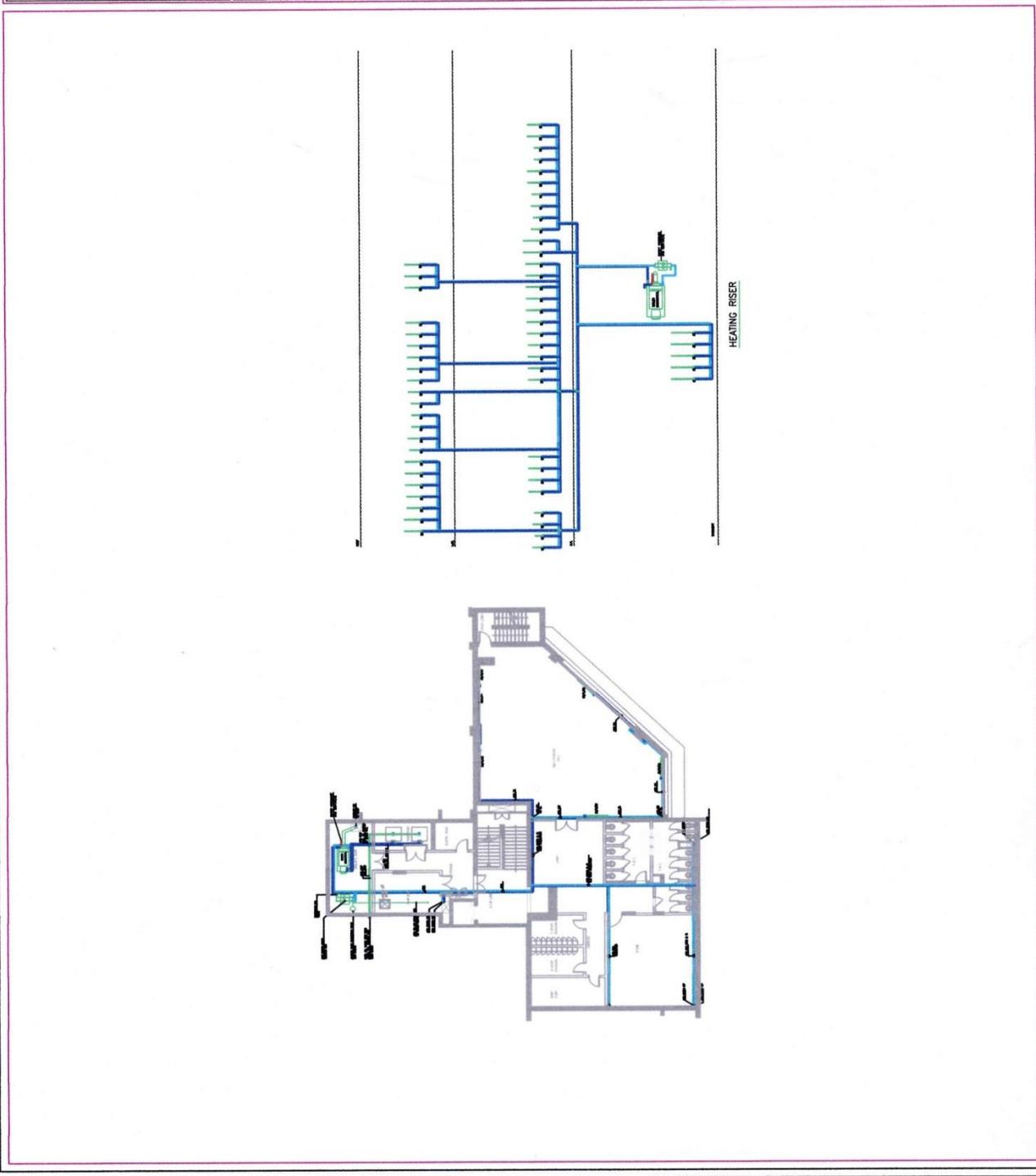
|   |    |
|---|----|
| <b>Annexe 1: plan du sous sol</b> .....   | 68 |
| <b>Annexe 2: plan du rez-de chaussée.</b> .....                                   | 69 |
| <b>Annexe 3: plan du premier étage</b> .....                                      | 70 |
| <b>Annexe 4: unités extérieurs pour le système Split.</b> .....                   | 71 |
| <b>Annexe 5: unités intérieurs pour le système Split</b> .....                    | 72 |
| <b>Annexe 6: unités extérieurs pour le système VRV.</b> .....                     | 73 |
| <b>Annexe 7: unités intérieurs pour le système VRV.</b> .....                     | 74 |
| <b>Annexe 8: caractéristiques thermiques des chaudières</b> .....                 | 75 |
| <b>Annexe 9: bruleurs compatibles avec les chaudières</b> .....                   | 76 |
| <b>Annexe 10: radiateurs de type ROCA.</b> .....                                  | 77 |
| <b>Annexe 11 : pertes des charges unitaires des systèmes de tuyauteries</b> ..... | 78 |
| <b>Annexe 12: sélection de pompes hydrauliques suivant la norme EN 733</b> .....  | 79 |

NOTES  
 1- THIS DRAWING SHOULD BE USED IN CONJUNCTION WITH THE CONTRACT DOCUMENTS.  
 2- ALL DIMENSIONS IN METERS



LEB-2000

ISSUED FOR BID  
 LEBANESE REPUBLIC  
 PROJECT NO.  
 DATE  
 DRAWN BY  
 CHECKED BY  
 APPROVED BY  
 FEB 2008  
**Engineers**  
 CONSULTING & CONTRACTING  
 OFFICE: 100, EL-DOKKI, BEIRUT, LEBANON  
 TEL: 99532222, FAX: 99532222  
 WWW.ENGINEERS-LEBANON.COM



Annexe 1: plan du sous sol





## 3

## SPECIFICATION

| Outdoor model   |                                     |                   | MUH-GA50VB   |                              | MUH-GA60VB                 |         |
|-----------------|-------------------------------------|-------------------|--|------------------------------|----------------------------|---------|
| Function        |                                     |                   | Cooling  | Heating                      | Cooling                    | Heating |
| Power supply    |                                     |                   | Single phase<br>230V, 50Hz   |                              | Single phase<br>230V, 50Hz |         |
| Capacity        | Capacity                            | kW                | 5.0  | 5.2                          | 6.3                        | 7.2     |
|                 | Dehumidification                    | ℓ /h              | 2.5  | —                            | 3.2                        | —       |
|                 | Air flow(High)                      | m <sup>3</sup> /h | 2,196  |                              | 2,760                      |         |
| Electrical data | Power outlet                        | A                 | 15   |                              | 25                         |         |
|                 | Running current                     | A                 | 7.93   | 7.23                         | 10.39                      | 10.70   |
|                 | Power input                         | W                 | 1,720  | 1,550                        | 2,350                      | 2,420   |
|                 | Power factor                        | %                 | 94   | 93                           | 98                         | 98      |
|                 | Starting current                    | A                 | 37   |                              | 74                         |         |
|                 | Compressor motor current            | A                 | 7.54   | 6.84                         | 9.81                       | 10.12   |
|                 | Fan motor current                   | A                 | 0.39   |                              | 0.58                       |         |
|                 | Coefficient of performance(C.O.P)   |                   | 2.81   | 3.23                         | 2.61                       | 2.90    |
| Compressor      | Model                               |                   | RN196VHSHT   |                              | NN29VBAHT                  |         |
|                 | Output                              | W                 | 1,300  |                              | 1,900                      |         |
|                 | Winding resistance(at 20°C)         | Ω                 | C-R 1.80<br>C-S 3.00   |                              | C-R 0.80<br>C-S 1.64       |         |
| Fan motor       | Model                               |                   | <b>E1</b> RA6V50-PA<br><b>E2</b> RA6V60-MA                                       | RA6V85-DA                    |                            |         |
|                 | Winding resistance(at 20°C)         | Ω                 | <b>E1</b> WHT-BLK 79.5<br>BLK-RED 83.0<br><b>E2</b> WHT-BLK 71.2<br>BLK-RED 89.3 | WHT-BLK 68.8<br>BLK-RED 93.1 |                            |         |
|                 | Dimensions W×H×D                    | mm                | 850×605×290  |                              | 840×850×330                |         |
|                 | Weight                              | kg                | 47   |                              | 74                         |         |
| Special remarks | Sound level(High)                   | dB                | 52   |                              | 53                         |         |
|                 | Fan speed(High)                     | rpm               | 828  |                              | 730                        |         |
|                 | Fan speed regulator                 |                   | 1  |                              | 1                          |         |
|                 | Refrigerant filling capacity(R410A) | kg                | 1.80   |                              | 2.35                       |         |
|                 | Refrigeration oil (Model)           | cc                | 520 (NEO22)  |                              | 1,200 (NEO22)              |         |
|                 | Thermistor RT61(at 0°C)             | kΩ                | 33.18  |                              | 33.18                      |         |

NOTE: Test conditions are based on ISO5151.  
Cooling : Indoor DB27°C WB19°C  
Outdoor DB35°C WB(24°C)  
Indoor-Outdoor piping length : 5m

Heating : Indoor DB20°C WB 15.5°C  
Outdoor DB 7°C WB 6°C

## Annexe 4: unités extérieurs pour le système Split

## 3

## SPECIFICATION

| Indoor model            |                              |                   | MSH-GA50VB                 |         | MSH-GA60VB                 |                 |
|-------------------------|------------------------------|-------------------|----------------------------|---------|----------------------------|-----------------|
| Function                |                              |                   | Cooling                    | Heating | Cooling                    | Heating         |
| Power supply            |                              |                   | Single phase<br>230V, 50Hz |         | Single phase<br>230V, 50Hz |                 |
| Capacity                | Air flow(High/Med.*/Low*)    | m <sup>3</sup> /h | 768/642*/528*              |         | 768/672*/588*              | 768/642*/528*   |
| Electrical data         | Power outlet                 | A                 | 10                         |         | 10                         |                 |
|                         | Running current              | A                 | 0.3                        |         | 0.3                        |                 |
|                         | Power input                  | W                 | 60                         |         | 60                         |                 |
|                         | Power factor                 | %                 | 87                         |         | 87                         |                 |
|                         | Fan motor current            | A                 | 0.30                       |         | 0.30                       |                 |
| Fan motor               | Model                        |                   | RC4V32-AA                  |         | RC4V32-AA                  |                 |
|                         | Winding resistance(at 20°C)  | Ω                 | WHT-BLK 293<br>BLK-RED 146 |         | WHT-BLK 293<br>BLK-RED 146 |                 |
|                         | Dimensions W×H×D             | mm                | 1,100×325×258              |         | 1,100×325×258              |                 |
|                         | Weight                       | kg                | 16                         |         | 16                         |                 |
| Special remarks         | Air direction                |                   | 5                          |         | 5                          |                 |
|                         | Sound level(High/Med.*/Low*) | dB                | 42/38*/34*                 |         | 45/41*/37*                 | 45/40*/34*      |
|                         | Fan speed(High/Med.*/Low*)   | rpm               | 1,070/920*/780*            |         | 1,070/960*/850*            | 1,070/920*/780* |
|                         | Fan speed regulator          |                   | 3                          |         | 3                          |                 |
|                         | Thermistor RT11(at 25°C)     | kΩ                | 10                         |         | 10                         |                 |
|                         | Thermistor RT12(at 25°C)     | kΩ                | 10                         |         | 10                         |                 |
| Remote controller model |                              |                   | KM04A or KP0A              |         | KM04A or KP0A              |                 |

| Indoor model             |                              |                   | MSH-GA80VB                     |         |                     |  |
|--------------------------|------------------------------|-------------------|--------------------------------|---------|---------------------|--|
| Function                 |                              |                   | Cooling                        | Heating |                     |  |
| Power supply             |                              |                   | Single phase<br>230V, 50Hz     |         |                     |  |
| Capacity                 | Air flow(High/Med.*/Low*)    | m <sup>3</sup> /h | 960/822*/684*                  |         | 960/834*/732*       |  |
| Electrical data          | Power outlet                 | A                 | 10                             |         |                     |  |
|                          | Running current              | A                 | 0.34                           |         |                     |  |
|                          | Power input                  | W                 | 69                             |         |                     |  |
|                          | Power factor                 | %                 | 88                             |         |                     |  |
|                          | Fan motor current            | A                 | 0.34                           |         |                     |  |
| Fan motor                | Model                        |                   | RC4V40-AA                      |         |                     |  |
|                          | Winding resistance(at 20°C)  | Ω                 | WHT-BLK 138.2<br>BLK-RED 159.0 |         |                     |  |
|                          | Dimensions W×H×D             | mm                | 1,100×325×258                  |         |                     |  |
|                          | Weight                       | kg                | 16                             |         |                     |  |
| Special remarks          | Air direction                |                   | 5                              |         |                     |  |
|                          | Sound level(High/Med.*/Low*) | dB                | 47/42*/37*                     |         |                     |  |
|                          | Fan speed(High/Med.*/Low*)   | rpm               |                                |         |                     |  |
|                          | Fan speed regulator          |                   | 1,310/1,130*/970*              | 3       | 1,310/1,150*/1,020* |  |
|                          | Thermistor RT11(at 25°C)     | kΩ                | 10                             |         |                     |  |
|                          | Thermistor RT12(at 25°C)     | kΩ                | 10                             |         |                     |  |
| Thermistor RT13(at 25°C) | kΩ                           | 10                |                                |         |                     |  |
| Remote controller model  |                              |                   | KM04A or KP0A                  |         |                     |  |

NOTE: Test conditions are based on ISO 5151.

Cooling : Indoor DB27°C WB19°C

Outdoor DB35°C WB(24°C)

Indoor-Outdoor piping length : 5m

\* Reference value

Heating : Indoor DB20°C WB 15.5°C

Outdoor DB 7°C WB 6°C

## Annexe 5: unités intérieures pour le système Split

# 1. SPECIFICATIONS

DATA G8

| Model  |                                     |                                   | PUHY-P800YSJM-A(-BS)  |                |  |
|--|-------------------------------------|-----------------------------------|-----------------------|----------------|--|
| Power source                                     | 3-phase 4-wire 380-400-415V 50/60Hz |                                   |                       |                |  |
| Cooling capacity (Nominal)                       | *1                                  | kW                                | 90.0                  |                |  |
|  | *1                                  | kcal / h                          | 77,400                |                |  |
|  | *1                                  | BTU / h                           | 307,100               |                |  |
|  |                                     | Power input                       | kW                    | 27.10          |  |
|  |                                     | Current input                     | A                     | 45.7-43.4-41.8 |  |
| Temp. range of cooling                           |                                     | COP                               | 3.32                  |                |  |
|  | Indoor                              | W.B.                              | 15.0~24.0°C(59~75°F)  |                |  |
|  | Outdoor                             | D.B.                              | -5.0~46.0°C(23~115°F) |                |  |
| Heating capacity (Nominal)                       | *2                                  | kW                                | 100.0                 |                |  |
|  | *2                                  | kcal / h                          | 86,000                |                |  |
|  | *2                                  | BTU / h                           | 341,200               |                |  |
|  |                                     | Power input                       | kW                    | 25.70          |  |
|  |                                     | Current input                     | A                     | 43.3-41.2-39.7 |  |
| Temp. range of heating                           |                                     | COP                               | 3.89                  |                |  |
|  | Indoor                              | D.B.                              | 15.0~27.0°C(59~81°F)  |                |  |
|  | Outdoor                             | W.B.                              | -20.0~15.5°C(-4~60°F) |                |  |
| Indoor unit connectable                          | Total capacity                      | 50~130 % of outdoor unit capacity |                       |                |  |
|  | Model / Quantity                    | P15~P250 / 1~50                   |                       |                |  |
| Sound pressure level (measured in anechoic room) |                                     | dB <A>                            | 64                    |                |  |
| Power pressure level (measured in anechoic room) |                                     | dB <A>                            | 84                    |                |  |
| Refrigerant                                      | Liquid pipe                         | mm (in.)                          | 19.05(3/4) Brazed     |                |  |
| Piping diameter                                  | Gas pipe                            | mm (in.)                          | 34.93(1-3/8) Brazed   |                |  |

| Set Model                             |   |   | PUHY-P350YJM-A(-BS)   |   | PUHY-P450YJM-A(-BS) |  |
|---------------------------------------|---|---|---|---|---------------------|--|
| FAN                                   | Type x Quantity   | Propeller fan x 1   |   | Propeller fan x 2   |                     |  |
|                                       | Air flow rate   | m <sup>3</sup> / min  | 210   |   | 370                 |  |
|                                       |   | L/s   | 3,500   |   | 6,167               |  |
|                                       |   | cfm   | 7,415   |   | 13,065              |  |
|                                       | Control, Driving mechanism  | Inverter-control, Direct-driven by motor                        |   | Inverter-control, Direct-driven by motor                        |                     |  |
| Motor output                          | kW  | 0.46 x 1  |   | 0.46 x 2  |                     |  |
| *3 External static press.             | 0 Pa (0 mmH <sub>2</sub> O)   |   | 0 Pa (0 mmH <sub>2</sub> O)   |   |                     |  |
| Compressor                            | Type x Quantity   | Inverter scroll hermetic compressor                             |   | Inverter scroll hermetic compressor                             |                     |  |
|                                       | Manufacture   | AC&R Works, MITSUBISHI ELECTRIC CORPORATION                     |   | AC&R Works, MITSUBISHI ELECTRIC CORPORATION                     |                     |  |
|                                       | Starting method   | Inverter  |   | Inverter  |                     |  |
|                                       | Motor output  | kW  | 9.9   |   | 11.6                |  |
|                                       | Case heater   | kW  | 0.045   |   | 0.045               |  |
| Lubricant                             | MEL32   |   | MEL32   |   |                     |  |
| External finish                       | Pre-coated galvanized steel sheets (+powder coating for -BS type)   |   | Pre-coated galvanized steel sheets (+powder coating for -BS type)   |   |                     |  |
| External dimension HxWxD              | <MUNSELL 5Y 8/1 or similar>   |   | <MUNSELL 5Y 8/1 or similar>   |   |                     |  |
|                                       | mm  | 1,710(1,650 without legs) x 1,220 x 760                         |   | 1,710(1,650 without legs) x 1,750 x 760                         |                     |  |
| Protection devices                    | High pressure protection  | High pressure sensor, High pressure switch at 4.15MPa (601 psi) |   | High pressure sensor, High pressure switch at 4.15MPa (601 psi) |                     |  |
|                                       | Inverter circuit (COMP. / FAN)  | Over-heat protection, Over-current protection                   |   | Over-heat protection, Over-current protection                   |                     |  |
|                                       | Compressor  | Over-heat protection  |   | Over-heat protection  |                     |  |
|                                       | Fan motor   | Thermal switch  |   | Thermal switch  |                     |  |
| Refrigerant                           | Type x original charge  | R410A x 11.5kg (26lbs)  |   | R410A x 11.8kg (27lbs)  |                     |  |
|                                       | Control   | LEV and HIC circuit   |   | LEV and HIC circuit   |                     |  |
| Net weight                            | kg (lbs)  | 250(552)  |   | 290(640)  |                     |  |
| Heat exchanger                        | Salt-resistant cross fin & copper tube  |   | Salt-resistant cross fin & copper tube  |   |                     |  |
| HIC circuit (HIC: Heat Inter-Changer) | Copper pipe,tube-in-tube structure  |   | Copper pipe,tube-in-tube structure  |   |                     |  |
| Pipe between unit and distributor     | Liquid pipe   | 12.7(1/2) Brazed  |   | 15.88(5/8) Brazed   |                     |  |
|                                       | Gas pipe  | 28.58(1-1/8) Brazed   |   | 28.58(1-1/8) Brazed   |                     |  |
| Defrosting method                     | Auto-defrost mode (Reversed refrigerant cycle)  |   | Auto-defrost mode (Reversed refrigerant cycle)  |   |                     |  |
| Drawing                               | External  | WKD94G068   |   | WKD94G068   |                     |  |
|                                       | Wiring  | KE94C448  |   | KE94C450  |                     |  |
| Standard attachment                   | Document  | Installation Manual   |   | Installation Manual   |                     |  |
|                                       | Accessory   | Refrigerant conn. pipe  |   | Refrigerant conn. pipe  |                     |  |
| Optional parts                        | Outdoor Twinning kit: CMY-Y200VBK2<br>Joint: CMY-Y102S/L-G2, CMY-Y202/302-G2<br>Header: CMY-Y104/108/1010-G   |   | Outdoor Twinning kit: CMY-Y200VBK2<br>Joint: CMY-Y102S/L-G2, CMY-Y202/302-G2<br>Header: CMY-Y104/108/1010-G |   |                     |  |
| Remarks                               | Details on foundation work, duct work, insulation work, electrical wiring, power source switch, and other items shall be referred to the Installation Manual.<br>Due to continuing improvement, above specifications may be subject to change without notice. |   |   |   |                     |  |

Notes :

- Nominal cooling conditions(subject to JIS B8615-1)  
Indoor:27°CDB/19°CWB(81°FDB/66°FWB), Outdoor:35°CDB(95°FDB)  
Pipe length:7.5m(24-9/16ft.), Level difference:0m(0ft.)
- Nominal heating conditions(subject to JIS B8615-1)  
Indoor:20°CDB(68°FDB), Outdoor:7°CDB(45°FDB)(45°FDB/43°FWB)  
Pipe length:7.5m(24-9/16ft.), Level difference:0m(0ft.)
- External static pressure option is available (30Pa, 60Pa / 3.1mmH<sub>2</sub>O, 6.1mmH<sub>2</sub>O).

Unit converter

|       |                              |
|-------|------------------------------|
| kcal  | =kW x 860                    |
| BTU/h | =kW x 3,412                  |
| cfm   | =m <sup>3</sup> /min x 35.31 |
| lb    | =kg / 0.4536                 |

\*Above specification data is subject to rounding variation.

## Annexe 6: unités extérieures pour le système VRV

# 1. SPECIFICATIONS

DATA G5

| Model   |  | PKFY-P40VHM-E  | PKFY-P50VHM-E  | PKFY-P63VKM-E  | PKFY-P100VKM-E   |                   |
|---|--|--|--|--|--|-------------------|
| Power source  |  | 1-phase 220-240V 50Hz, 1-phase 220V 60Hz   | 1-phase 220-240V 50Hz, 1-phase 220V 60Hz   | 1-phase 220-240V 50Hz, 1-phase 220V 60Hz   | 1-phase 220-240V 50Hz, 1-phase 220V 60Hz   |                   |
| Cooling capacity (Nominal)  | *1 kW  | 4.5  | 5.6  | 7.1  | 11.2   |                   |
|   | *1 kcal / h                                      | 3,900  | 4,800  | 6,100  | 9,600  |                   |
|   | *1 BTU / h                                       | 15,400   | 19,100   | 24,200   | 38,200   |                   |
|   | *2 kcal / h                                      | 4,000  | 5,000  | 6,300  | 10,000   |                   |
| (220V)  | Power input                                      | *4 kW  | 0.04   | 0.05   | 0.08   |                   |
|   | Current input                                    | *4 A   | 0.40   | 0.37   | 0.58   |                   |
| Heating capacity (Nominal)  | *3 kW  | 5.0  | 6.3  | 8.0  | 12.5   |                   |
|   | *3 kcal / h                                      | 4,300  | 5,400  | 6,900  | 10,800   |                   |
|   | *3 BTU / h                                       | 17,100   | 21,500   | 27,300   | 42,600   |                   |
|   | Power input                                      | kW   | 0.03   | 0.03   | 0.04   | 0.07              |
| (220V)  | Current input                                    | A  | 0.30   | 0.30   | 0.51   |                   |
| External finish   |  | Plastic, MUNSELL (1.0Y 9.2/0.2)  | Plastic, MUNSELL (1.0Y 9.2/0.2)  | Plastic, MUNSELL (1.0Y 9.2/0.2)  | Plastic, MUNSELL (1.0Y 9.2/0.2)  |                   |
| External dimension HxWxD  |  | mm<br>295x898x249  | mm<br>295x898x249  | mm<br>365x1170x295   | mm<br>365x1170x295   |                   |
| Net weight  |  | kg(lbs)<br>13(29)  | kg(lbs)<br>13(29)  | kg(lbs)<br>21(46)  | kg(lbs)<br>21(46)  |                   |
| Heat exchanger  |  | Cross fin (Aluminum fin and copper tube)   | Cross fin (Aluminum fin and copper tube)   | Cross fin (Aluminum fin and copper tube)   | Cross fin (Aluminum fin and copper tube)   |                   |
| FAN   | Type x Quantity                                  |  | Line flow fan x 1  | Line flow fan x 1  | Line flow fan x 1  | Line flow fan x 1 |
|   | External static press.                           |  | Pa   | 0  | 0  | 0                 |
|   |  |  | mmH <sub>2</sub> O   | 0  | 0  | 0                 |
|   | Motor Type                                       |  | DC motor   | DC motor   | DC motor   | DC motor          |
|   | Motor output                                     |  | kW   | 0.030  | 0.030  | 0.056             |
|   | Driving mechanism                                |  | Direct-drive   | Direct-drive   | Direct-drive   | Direct-drive      |
|   | Airflow rate (Low-Mid-High)                      |  | m <sup>3</sup> / min   | 9-10.5-11.5  | 9-10.5-12  | 16-20             |
|   |  |  | L/s  | 150-175-192  | 150-175-200  | 267-333           |
|   |  |  | cfm  | 318-371-406  | 318-371-424  | 565-706           |
|   | Sound pressure level (measured in anechoic room) |  | dB <A>   | 34-38-41   | 34-39-43   | 39-45             |
| Insulation material   |  | Polyethylene sheet   | Polyethylene sheet   | Polyethylene sheet   | Polyethylene sheet   |                   |
| Air filter  |  | PP honeycomb   | PP honeycomb   | PP honeycomb   | PP honeycomb   |                   |
| Protection device   |  | Fuse   | Fuse   | Fuse   | Fuse   |                   |
| Refrigerant control device  |  | LEV  | LEV  | LEV  | LEV  |                   |
| Connectable outdoor unit  |  | R410A, R407C, R22 CITY MULTI   | R410A, R407C, R22 CITY MULTI   | R410A, R407C, R22 CITY MULTI   | R410A, R407C, R22 CITY MULTI   |                   |
| Diameter of refrigerant pipe  | Liquid (R410A) (R22, R407C)                      | mm(in.)  | 6.35(1/4) Flare  | 6.35(1/4) Flare  | 9.52(3/8) Flare  | 9.52(3/8) Flare   |
|   |  | mm(in.)  | 6.35(1/4) Flare  | 9.52(3/8) Flare  | 9.52(3/8) Flare  | 9.52(3/8) Flare   |
|   | Gas (R410A) (R22, R407C)                         | mm(in.)  | 12.70(1/2) Flare   | 12.70(1/2) Flare   | 15.88(5/8) Flare   | 15.88(5/8) Flare  |
|   |  | mm(in.)  | 12.70(1/2) Flare   | 15.88(5/8) Flare   | 15.88(5/8) Flare   | 19.05(3/4) Flare  |
| Field drain pipe size   |  | mm(in.)  | I.D. 16(5/8)   | I.D. 16(5/8)   | I.D. 16(5/8)   | I.D. 16(5/8)      |
| Drawing   | External   | -  | -  | -  | -  |                   |
|   | Wiring   | -  | -  | -  | -  |                   |
|   | Refrigerant cycle                                | -  | -  | -  | -  |                   |
| Standard attachment   | Document   | Installation Manual, Instruction Book  | Installation Manual, Instruction Book  | Installation Manual, Instruction Book  | Installation Manual, Instruction Book  |                   |
|   | Accessory  | -  | -  | -  | -  |                   |
| Optional parts  | External LEV Box                                 | -  | -  | -  | -  |                   |
|   | Drain pump                                       | PAC-SH75DM-E   | PAC-SH75DM-E   | PAC-SH94DM-E   | PAC-SH94DM-E   |                   |
| Remarks   |  | * Details on foundation work, duct work, insulation work, electrical wiring, power source switch, and other items shall be referred to the Installation Manual.<br>* Due to continuing improvement, above specification may be subject to change without notice. |  |  |  |                   |
| Notes :   |  | *1 Nominal cooling conditions (subject to JIS B8615-1)<br>Indoor : 27degC D.B. / 19degC W.B. (81degF D.B. / 66degF W.B.)<br>Outdoor : 35degC D.B. (95degF D.B.)<br>Pipe length : 7.5 m (24-9/16 ft.)<br>Level difference : 0 m (0 ft.)                           | *2 Nominal cooling conditions<br>27degC D.B. / 19.5degC W.B. (81degF D.B. / 67degF W.B.)<br>35degC D.B. (95degF D.B.)<br>5 m (16-3/8 ft.)<br>0 m (0 ft.) | *3 Nominal heating conditions (subject to JIS B8615-1)<br>20degC D.B. (68degF D.B.)<br>7degC D.B. / 6degC W.B. (45degF D.B. / 43degF W.B.)<br>7.5 m (24-9/16 ft.)<br>0 m (0 ft.) | Unit converter<br>kcal/h = kW x 860<br>BTU/h = kW x 3.412<br>cfm = m <sup>3</sup> /min x 35.31<br>lbs = kg / 0.4536<br><br>*The specification data is subject to rounding variation. |                   |
| *4 Electrical characteristic of cooling are included optional drain-pump. |  |  |  |  |  |                   |

PKFY

## Annexe 7: unités intérieures pour le système VRV

# CARACTÉRISTIQUES TECHNIQUES DES CHAUDIÈRES

## CARACTÉRISTIQUES TECHNIQUES ET PERFORMANCES SELON RT 2000

**Nota :** Le Groupement des Fabricants de matériel de Chauffage Central (GFCC) intègre dans sa base de données centralisée sur le site "www.rt2000-chauffage.org" les caractéristiques RT 2000 des chaudières. Nos données peuvent y être consultées et importées sous forme de fichier Excel. Elles y sont réactualisées régulièrement et ont de ce fait valeur de référence.

|  |  |
|--|--|
| <b>Type générateur :</b> chauffage seul<br><b>Type chaudière :</b> basse température<br><b>Energie utilisée :</b> fioul / gaz<br><b>Brûleur :</b> sans | <b>Réf. "Certificat CE" :</b> CE 0049AQ0949<br><b>Evacuation combustion :</b> cheminée<br><b>Température mini retour :</b> aucune<br><b>Température mini départ :</b> 30°C |
|--|--|

| MODÈLE GT   |                   | 304/II | 305/II | 306/II  | 307/II  | 308/II  | 309/II  |
|---|-------------------|--------|--------|---------|---------|---------|---------|
| Puissance nominale (Pn)   | kW                | 90     | 115    | 150     | 185     | 230     | 280     |
| Rendement en % PCI à charge                                       | %                 | 91,0   | 91,6   | 91,7    | 91,5    | 91,7    | 92,0    |
| % PCI à charge  | %                 | 93,1   | 93,3   | 93,7    | 93,0    | 93,5    | 93,4    |
| % Pn et temp. moyenne   | %                 | 95,2   | 95,5   | 95,8    | 95,2    | 96,1    | 96,3    |
| Débit nominal d'eau à Pn  | m <sup>3</sup> /h | 5,164  | 6,598  | 8,606   | 10,614  | 13,196  | 16,064  |
| Perte à l'air et à ΔT = 30 K                                      | W                 | 191    | 209    | 224     | 231     | 241     | 245     |
| % perte par les parois  | %                 | 64     | 68     | 78      | 78      | 83      | 83      |
| Puissance électrique auxiliaire (hors circulateur) à Pn chaudière | W                 | 10     | 10     | 10      | 10      | 10      | 10      |
| Plage de puissance utile  | kW                | 50-90  | 90-115 | 115-150 | 150-185 | 185-230 | 230-280 |
| Contenance en eau   | l                 | 96     | 116    | 136     | 156     | 176     | 196     |
| Perte de charge côté eau ΔT = 15 K (II)                           | mbar              | 4,6    | 7,4    | 14,2    | 19,5    | 30,1    | 40,6    |
| Chambre de combustion   | Ø inscrit         | 677    | 677    | 677     | 677     | 677     | 677     |
|   | longueur          | 571    | 731    | 891     | 1051    | 1211    | 1371    |
|   | Volume            | 0,096  | 0,122  | 0,148   | 0,174   | 0,200   | 0,226   |
| Volume du circuit des fumées (foyer + carneaux)                   | m <sup>3</sup>    | 0,163  | 0,206  | 0,249   | 0,292   | 0,335   | 0,378   |
| Débit massique des fumées (II)                                    | fioul             | 119    | 191    | 248     | 306     | 381     | 463     |
|   | gaz naturel       | 160    | 206    | 270     | 331     | 411     | 500     |
| Température des fumées (II)                                       | °C                | 195    | 190    | 195     | 195     | 185     | 185     |
| Pression au foyer pour dépression à la base = 0 (II)              | mbar              | 0,2    | 0,4    | 0,7     | 1,2     | 1,8     | 2,2     |
| Nombre d'éléments   |                   | 4      | 5      | 6       | 7       | 8       | 9       |
| Poids à vide (avec tableau DIEMATIC-m Delta)                      | GT kg             | 418    | 736,5  | 816,0   | 981,0   | 1102,8  | 1229,8  |

(I) A l'allure nominale (puissance haute de la chaudière), fonctionnement au fioul domestique : CO<sub>2</sub> = 13,9% ; fonctionnement aux gaz naturels : CO<sub>2</sub> = 9,0%  
 1 mbar équivaut en pratique à 10 mm de colonne d'eau ou à 100 Pascal, 1 K = 1°C  
 (\*) Puissance 1<sup>ère</sup> allure / 2<sup>ème</sup> allure.

## Annexe 8: caractéristiques thermiques des chaudières

# LES BRÛLEURS FIOUL OU GAZ

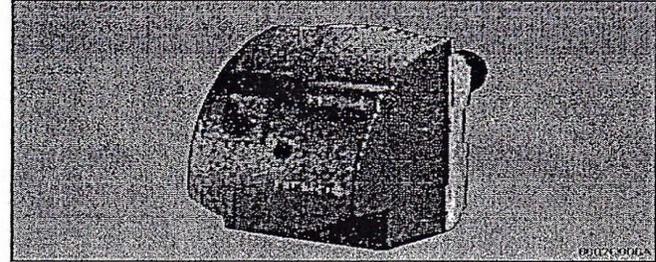
Les brûleurs fioul ou gaz proposés sont des brûleurs particulièrement compacts et spécialement étudiés pour obtenir associés avec chacune des chaudières De Dietrich GT 300/II qu'ils peuvent équiper, les meilleures performances : hauts rendements et qualité de combustion.

## BRÛLEURS FIOUL BAS-NOx M 200 S

Les brûleurs fioul M 200 S sont des brûleurs 1 ou 2 allures selon EN 267 à faibles rejets d'oxydes d'azote :  $NO_x < 120 \text{ mg/kWh}$  adaptés aux chaudières GT 304/II.

| BRÛLEUR TYPE            | M 201/2S  | M 202/2S     |
|-------------------------|-----------|--------------|
| Nbre d'allures          | 1         | 2            |
| Plage de puissance (kW) | 60 à 124  | 55*/86 à 125 |
| Pour chaudières         | GT 304/II | GT 304/II    |

\* Puissance mini en 1<sup>re</sup> allure

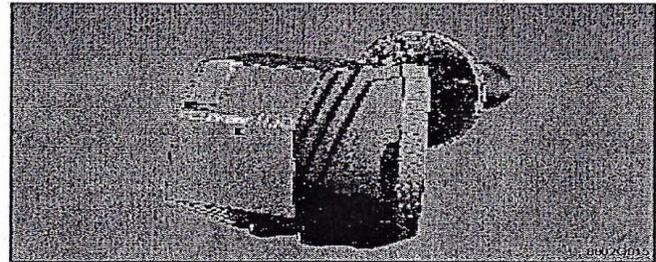


## BRÛLEURS FIOUL M 30 S

Les brûleurs fioul M 30 S sont des brûleurs 1 ou 2 allures selon EN 267. Ils sont plus particulièrement adaptés aux chaudières GT 305/II à GT 309/II.

| BRÛLEUR TYPE            | M 31-5S    | M 32-5SB     | M 32-6S       | M 32-7S        | M 32-8S        | M 32-9S        |
|-------------------------|------------|--------------|---------------|----------------|----------------|----------------|
| Nbre d'allures          | 1          | 2            | 2             | 2              | 2              | 2              |
| Plage de puissance (kW) | 77,6 à 165 | 75*/98 à 142 | 80*/113 à 131 | 107*/142 à 202 | 149*/149 à 256 | 150*/220 à 356 |
| Pour chaudières         | GT 305/II  | GT 305/II    | GT 305/II     | GT 307/II      | GT 308/II      | GT 309/II      |

\* Puissance mini en 1<sup>re</sup> allure

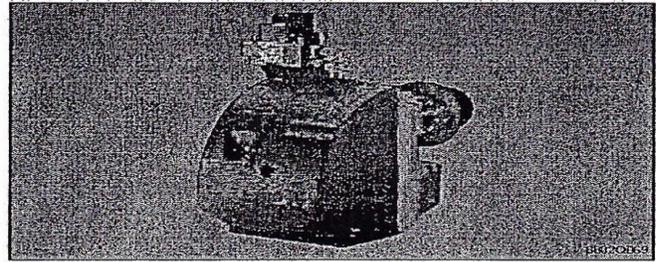


## BRÛLEURS GAZ Eco-NOx G 200N

Les brûleurs gaz G 200N sont des brûleurs 1 allure ou modulant selon EN 676 à très faibles émissions d'oxyde d'azote :  $NO_x < 70 \text{ mg/kWh}$ , adaptés aux chaudières GT 304/II.

| BRÛLEUR TYPE            | G 201/2N  | G 203/2N     |
|-------------------------|-----------|--------------|
| Nbre d'allures          | 1         | modulant     |
| Plage de puissance (kW) | 65 à 123  | 52*/73 à 123 |
| Pour chaudières         | GT 304/II | GT 304/II    |

\* Puissance mini en 1<sup>re</sup> allure

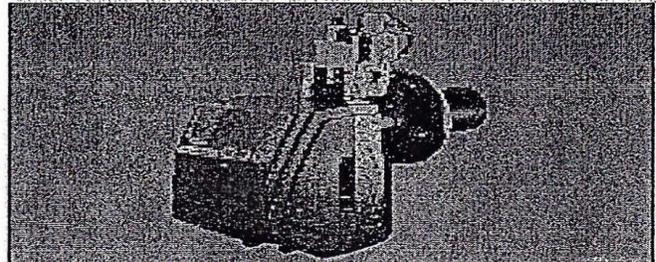


## BRÛLEURS GAZ G 30S

Les brûleurs gaz G 30S sont des brûleurs gaz 2 allures ou modulant selon EN 676 plus particulièrement adaptés aux chaudières GT 304/II à GT 309/II.

| BRÛLEUR TYPE            | G 32-2S     | G 33-3S   | G 33-4S   | G 32-3P      | G 32-2P      | G 32-3P       |
|-------------------------|-------------|-----------|-----------|--------------|--------------|---------------|
| Pour fonctionner        | gaz naturel |           |           | propane      |              |               |
| Nbre d'allures          | modulant    |           |           | 2 allures    |              |               |
| Plage de puissance (kW) | 60 à 160    | 60 à 220  | 175 à 350 | 40*/65 à 115 | 55*/85 à 160 | 65*/150 à 220 |
| Pour chaudières         | GT 305/II   | GT 307/II | GT 308/II | GT 304/II    | GT 305/II    | GT 309/II     |

\* Puissance mini en 1<sup>re</sup> allure

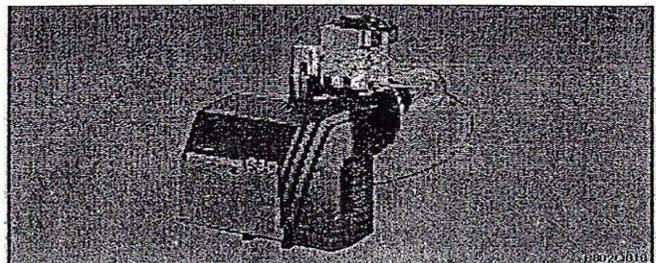


## BRÛLEURS GAZ Eco-NOx G 33N

Les brûleurs gaz G 33N sont des brûleurs gaz modulants selon EN 676 à très faibles rejets d'oxydes d'azote.  $NO_x < 70 \text{ mg/kWh}$  adaptés aux GT 304 à 309/II.

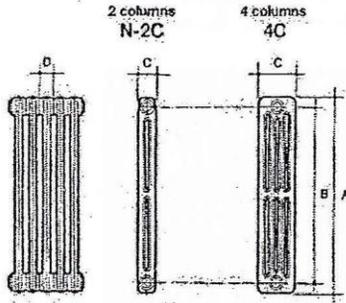
| BRÛLEUR TYPE            | G 33-4N      | G 33-5N      | G 33-6N      | G 33-7N       | G 33-8N       | G 33-9N        |
|-------------------------|--------------|--------------|--------------|---------------|---------------|----------------|
| Nbre d'allures          | modulant     |              |              |               |               |                |
| Plage de puissance (kW) | 40*/75 à 132 | 40*/75 à 132 | 55*/90 à 180 | 65*/120 à 250 | 65*/120 à 250 | 165*/210 à 350 |
| Pour chaudières         | GT 304/II    | GT 305/II    | GT 306/II    | GT 307/II     | GT 308/II     | GT 309/II      |

\* Puissance mini en 1<sup>re</sup> allure



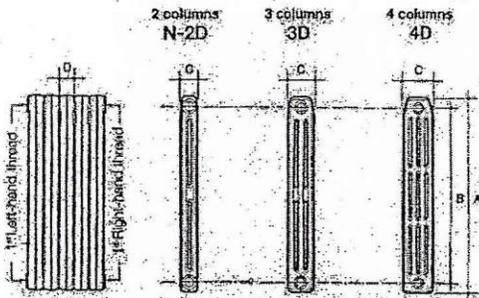
## Annexe 9: bruleurs compatibles avec les chaudières

### CLASSIC model



| Model | Heating power per section kcal/h* | Water capacity per section in litres | Approx. weight per section kg | Nipples | Dimensions |     |     |     |    |
|-------|-----------------------------------|--------------------------------------|-------------------------------|---------|------------|-----|-----|-----|----|
|       |                                   |                                      |                               |         | A          | B   | C   | D   |    |
| N-2C  | N61-2                             | 63,9                                 | 0,48                          | 3,00    | 1"         | 562 | 500 | 63  | 60 |
|       | N80-2                             | 81,1                                 | 0,64                          | 3,70    | 1"         | 712 | 650 | 63  | 60 |
| 4C    | 33-4                              | 47,7                                 | 0,40                          | 2,58    | 1"         | 288 | 218 | 140 | 50 |
|       | 46-4                              | 68,3                                 | 0,49                          | 3,19    | 1"         | 420 | 350 | 140 | 50 |
|       | 61-4                              | 91,8                                 | 0,60                          | 4,19    | 1"         | 570 | 500 | 140 | 50 |
|       | 80-4                              | 122,0                                | 0,85                          | 5,17    | 1"         | 720 | 650 | 140 | 55 |
|       | 95-4                              | 145,9                                | 0,97                          | 6,54    | 1"         | 870 | 800 | 140 | 55 |

### DUBA model

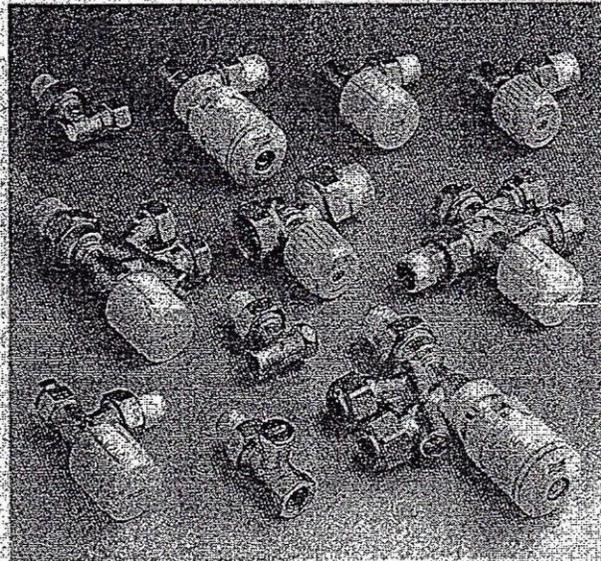


| Model | Heating power per section kcal/h* | Water capacity per section in litres | Approx. weight per section kg | Nipples | Dimensions |     |     |     |     |
|-------|-----------------------------------|--------------------------------------|-------------------------------|---------|------------|-----|-----|-----|-----|
|       |                                   |                                      |                               |         | A          | B   | C   | D   |     |
| N-2D  | N46-2D                            | 50,3                                 | 0,31                          | 2,60    | 1"         | 412 | 350 | 63  | 60  |
|       | N61-2D                            | 68,9                                 | 0,48                          | 3,30    | 1"         | 562 | 500 | 63  | 60  |
|       | N80-2D                            | 87,5                                 | 0,64                          | 4,00    | 1"         | 712 | 650 | 63  | 60  |
| 3D    | 46-3D                             | 72,3                                 | 0,50                          | 3,40    | 1"         | 412 | 350 | 102 | 60  |
|       | 61-3D                             | 94,1                                 | 0,63                          | 4,47    | 1"         | 562 | 500 | 102 | 60  |
|       | 80-3D                             | 115,8                                | 0,74                          | 5,48    | 1"         | 712 | 650 | 102 | 60  |
|       | 95-3D                             | 139,7                                | 0,80                          | 6,80    | 1"         | 862 | 800 | 102 | 60  |
|       | N-4D                              | N80-4D                               | 144,0                         | 1,00    | 7,40       | 1"  | 712 | 650 | 141 |
|       | N95-4D                            | 173,7                                | 1,20                          | 8,90    | 1"         | 862 | 800 | 141 | 60  |

\* Heat emission according to UNE 9-015-68 for a difference between the mean temperature of the radiator and the room temperature of  $\Delta t = 60^\circ\text{C}$ .

### Radiator valves

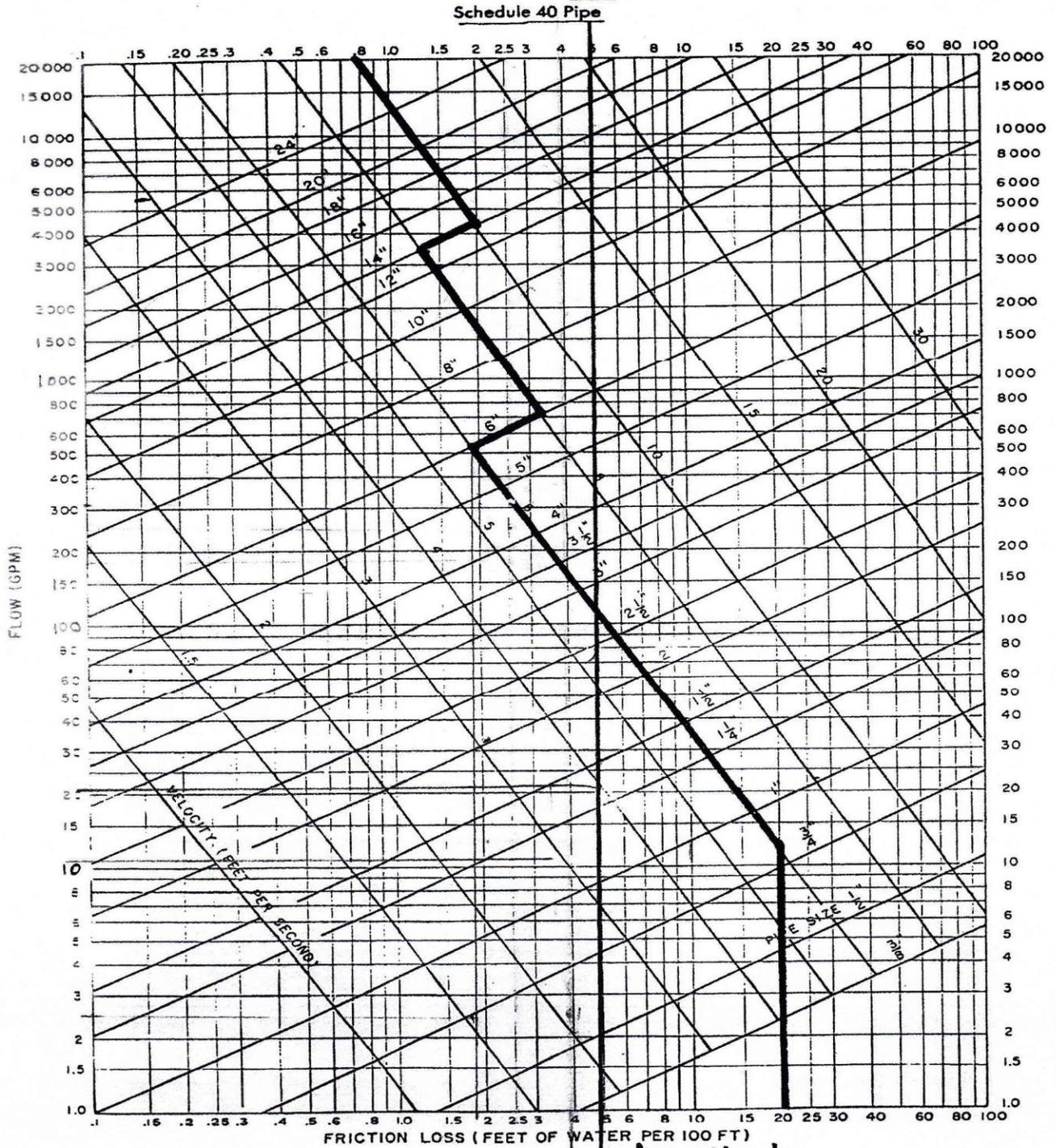
Complementary to the heating installation, Roca has a wide range of double-regulation valves and thermostats with automatic regulation sensor.



## Annexe 10: radiateurs de type ROCA

ISAE/CNAM/ENERGETIQUE  
 F. KHOURY (Signature)

CHART 3—FRICTION LOSS FOR CLOSED PIPING SYSTEMS



*4% for cold water*

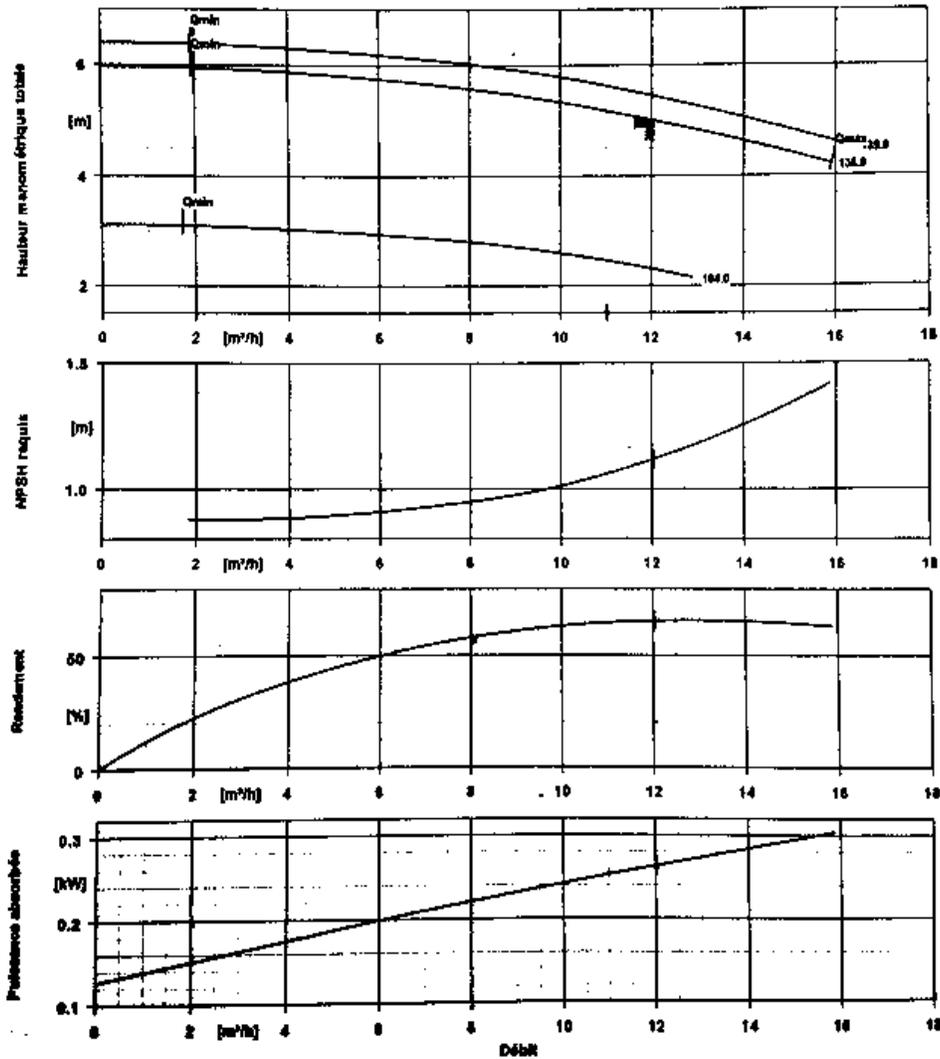
Annexe 11 : pertes des charges unitaires des systèmes de tuyauteries

N° de poste client:  
 Date de commande:  
 No. de commande:  
 Quantité: 1

Numéro:  
 Poste: 100  
 : 01/12/2009  
 Page: 5 / 22

Etanorm G 032-125 G11  
 Pompe normalisée selon EN 733

No. de version



Annexe 12: sélection de pompes hydrauliques suivant la norme EN 733