REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE YAHIA FARES DE MEDEA



Faculté de **T**echnologie

Mémoire de fin d'études de Master
Département de Génie Mécanique

Filière : Génie civil
Spécialité : Equipement de l'habitat

Etude et conception d'une installation de chauffage centrale d'une bibliothèque dans la willaya de Médéa

---

Présenté par

DEBOUB Saber

MAAMRI Hocine

Proposé et Dirigé par

Dr Chiba Younes

CO Pr Dr KEZRANE Mohamed

Promotion : juin 2019

REMERCIEMENTS

Avant tout, on remercie Dieu tout puissant qui nous a mené jusqu'au bout du chemin et nous a éclairé la voie du savoir

On adresse également nos remerciements à notre encadreur Dr CHIBA Younes, qui nous a énormément aidés pour l'achèvement de ce travail, pour sa disponibilité, pour son suivi, ses nombreux conseils et ses critiques constructives.

Nous tenons aussi à remercier les membres du jury, qui ont accepté de porter leur apport. Leurs remarques, critiques, orientations et conseils nous seront très utiles pour une continuité dans le processus de recherche scientifique.

Nous remercions cordialement tout le personnel et les enseignants du département génie mécanique de l'unité site Médéa pour leur disponibilité et encouragements tout au long de notre formation.

Enfin, nous remercions tous ceux qui ont contribués de près ou de loin à l'élaboration de ce mémoire.

DÉDICACES

Je dédie ce modeste travail :

A mes chers parents pour leurs soutiens, encouragement

Et leur sacrifice durant toute ma vie.

A mon frères et sœur.

A tout la famille DEBOUB.

A mes chers binômes HOCINE.

A tous mes familles de mes binômes.

A tout mes amés

A tout mes amis et mes collègues de promotion 2018/2019

De la spécialité Génie civil - Médéa.

A tout mes collègues d'université de Médéa.

SABER

DÉDICACES

Je dédie ce modeste travail à :

À mes parents qui m'ont soutenu durant toutes ces années d'études et qui ont été toujours présent pour me pousser vers toujours plus d'efforts
À mes frères, ma sœur

À tous les membres de ma grande famille MAAMRI
À Mr ALI BABA MOHAMED mon professeur à l'école primaire qui s'intéresse à moi et suis mon cours jusqu'à la fin.

À mes enseignants qui ont suivi mes études à l'université et à mentionner Pr ABUDARA, Dr CHIBA, Dr TRIKI, Dr ZIRARI, Dr KEZRANE.
À tout mes amis et à mentionner (SABER, SAMIR, NOURDINNE, YOUCEF, YOUNES, ABDEL HALIM)

HOCINE

ملخص

يبقى الإنسان في حاجة إلى توفير الراحة الحرارية التي تتلائم مع متطلبات السكن المعاصر في الجزائر و الذي بدوره لا يتماشى مع متطلبات الراحة عموما و الحرارة على وجه الخصوص.

فمن بين المعايير التي يجب معرفتها حول هاته المسألة عدم أخذ و مراعات الدراسة الحرارية بعين الإعتبار و عليه فقد قمنا بدراسة و تصميم نظام التدفئة المركزية وذلك بإختيار المعدات اللازمة (راداتور،مراجل، مضخات ،أنابيب و خزان التمدد)من خلال الكتالوجات المناسبة و كذا الوثيقةالتنظيمية التقنية للجزائر DTR وذلك لحساب الحصيلة الطاقوية .

الكلمات المفتاحية : الراحة الحرارية ،DTR ،التدفئة المركزية،الحصيلة الطاقوية .

RESUME

Les populations doivent encore fournir le confort thermique qui répond aux exigences du logement moderne en Algérie, ce qui à son tour ne répond pas aux exigences du confort en général et de la chaleur en particulier.

L'un des critères à retenir à ce sujet est de ne pas prendre en compte l'étude thermique. Nous avons étudié et conçu le système de chauffage central en sélectionnant le matériel nécessaire (radiateurs, chaudières, pompes, conduites et vase d'expansion) au moyen des catalogues appropriés et du document correspondant. DTR pour le calcul de la production d'énergie.

Mots-clés: confort thermique, DTR, chauffage central, la production d'énergie.

ABSTRACT

People still have to provide thermal comfort that meets the requirements of modern housing in Algeria, which in turn does not meet the requirements of comfort in general and heat in particular.

One of the criteria to remember in this regard is not to take into account the thermal study. We have studied and designed the central heating system by selecting the necessary equipment (radiators, boilers, pumps, pipes and expansion vessel) using the appropriate catalogs and the corresponding document. DTR for the calculation of energy production.

Keywords: thermal comfort, DTR, central heating, energy production.

Nomenclature

SIGNE	NOMINALE DE SIGNE	UNITE
ʎ	coefficient de conductivité thermique	W/m. °C
e	épaisseur de la paroi	m
S	surface d'échange	m^2
T1	températures des corps chaud	°C
T2	températures des corps froid	°C
Q	flux de chaleur	W
T1-T2	températures de surface de la paroi et du fluide respectivement	°C
Hc	Coefficient de convection	W/m^2. °C
Hr	Coefficient d'échange superficiel par rayonnement	W/m^2. °C
q	Caractérise le flux de chaleur par rayonnement	W/m
R th	résistance thermique de la paroi	m^2. °C/W
hi	coefficient de transfert de chaleur superficiel intérieur	W/m^2. °C
H e	coefficient de transfert de chaleur superficiel extérieur	W/m^2. °C
e i	épaisseur de l'Iér couche	m
ʎ i	conductivité thermique de l'Ièr couche	W/ m^2. °C
k	coefficient de transfert de chaleur	W/m^2. °C
Rn	résistance thermique de couche considérée	m^2. °C/W
Ø i	l'humidité intérieure	%
Ø e	l'humidité extérieure	%
Psi	la pression de saturation intérieure	K pas
Ps e	la pression de saturation extérieure	K pas
Pp i	la pression partielle intérieure	K pas
M	débit massique	kg/s
P	différence de pression entre deux couches exprimées	K pas
π	coefficient de perméabilité à la vapeur d'eau	Kg/ms
Q tr	Déperditions par transmission	W
Z	coefficient de majoration	-
ZH	Majoration pour l'orientation	%
ZU	Majoration pour interruption	%
Z a	Majoration.	-

Q v	Déperdition par ventilation	W
H	La caractéristique d'immeuble	-
R	La caractéristique du local	-
(al) a	La perméabilité des fenêtres et portes au vent.	m
Z e	le facteur de majoration pour les fenêtres d'angles	-
N	nombre des occupants	-
Q s	chaleur sensible dégagé par personne	W
QL	chaleur latente	W
N	puissance de machine électrique	KW
Qéc	Apports dû à l'éclairage	W
H	est le coefficient de déperditions thermique de la pièce	(W/°C).
ΔT n	est la déférence de température normalisée	°C
n	n : représente le pourcentage de dilatation de l'eau.	%
Pf	la pression finale de l'installation, inferieure à la pression d'ouverture le la soupape de sécurité	(bar).
P do	la pression de début d'ouverture	Bar
ΔP do	la différence de pression entre la pression de l'installation et la pression la début d'ouverture	Bar
X	le coefficient de perte de charge linéaire	-
L	la longueur de la conduite parcourue	m
D	diamètre de la conduite parcourue	mm
g	Accélération de la rétrécissement	m//s^2
V	la vitesse moyenne après rétrécissement	m/s

Les indices

e	Extérieur
i	Intérieur
do	Début d'ouverture
f	Final
n	Normalise
v	Ventilateur

Liste des figures

Figure	Désignation	page
Figure I.1	vue par satellite de la bibliothèque……..	04
Figure II.1	Transfère de chaleur Conduction ……	07
Figure II.2	Principe de la convection…….	08
Figure II.3	Rayonnement…….	09
Figure II.4	Vue en coupe d'un mur extérieur double cloison……	11
Figure II.5	vue en coupe d'un mur intérieur entre locaux……	12
Figure II.6	vue en coupe d'un mur intérieur en contact avec circulation……	13
Figure II.7	vue en coupe d'un plancher entre étage…….....	14
Figure II.8	vue en coupe d'un Plancher sur sol……..	14
Figure II.9	vue en coupe d'une toiture (terrasse)……	15
Figure II.10	Déférents températures de la condensation superficielle…….	19
Figure II.11	Diagramme de GLASER (mur extérieur)…….	23
Figure II.12	Diagramme de GLASER toiture……..	24
Figure III.1	Exemple de calcul d'un local (ordinaire 2 RDC)…….	31
Figure IV.1	radiateurs type : fonte à colonnes gamme horizontale à éléments……...	39
Figure IV.2	chaudière du groupe CHAPPEE……...	41
Figure IV.3	Cheminé……	41
Figure IV.4	vase d'expansion SALAMSON……...	46
Figure IV.5	pompe de circulation……	46
Figure V.1	Isométrie des corps de chauffe rez-de-chaussée……	49
Figure V.2	Isométrie des corps de chauffe 1er étage……	49
Figure VI.1	Thermostat numérique ……	53
Figure VI.2	Sonde de température ……	54
Figure VI.3	Une vanne à trois voit ……	54
Figure VI.4	Schéma de principe de l'installation de chauffage ……	55

Liste de tableaux

Tableau I-1 : condition extérieur de base……..…... 05
Tableau I-2 : Conditions climatiques intérieurs……..……. 05
Tableau I-3 : Différents locaux du la bibliothèque(RDC)…… ……...… ……. 06
Tableau I-4 : Différent locaux de la bibliothèque 1erEtage ……..... 06
Tableau II-1 : Résistance des différentes couches de la paroi extérieur…….....11
Tableau II-2 : Résistance des différentes couches du mur intérieur…….....12
Tableau II-3: Résistance des différentes couches du mur intérieur
(contact Avec circulation)……13
Tableau II-4 : Résistance couches du plancher entre étage……...14
Tableau II-5 : Résistance des déférentes couches du plancher sur sol …….....15
Tableau II-6 : Résistance des déférentes couches de la toiture……...…16
Tableau II-7 : valeur de coefficient k pour les fenêtres et les portes ……. ……...16
Tableau II-8 : vérification de la condition (R paroi > R min) …….....18
Tableau II-9 : donnant les pressions de saturations de différentes températures……....20
Tableau II-10: les pressions partielles au niveau des interfaces…….....21
Tableau II-11: Les pressions partielles au niveau des interfaces……21
Tableau II.12 : Résistance de chaque couche de la paroi extérieur……..…..... 22
Tableau II-13: les pressions partielles au niveau des interfaces…….....22
Tableau II-14: Résistance de chaque couche de la paroi extérieur…..…….....……...23
Tableau II-15: Les pressions partielles au niveau des interfaces……24
Tableau III-1 : a, b, c, d, e .Annexe tableau B .6…….....29
Tableau III-2:température des locaux non chauffées du RDC……..…….....30
Tableau III-3 : température des locaux non chauffées de l'E01…….....30
Tableau III-4: Résultats de calcule des déperditions thermiques pour les locaux
(rez-de-chaussée)…….……..…...33
Tableau III-5 : Résultats de calcule des déperditions thermiques pour les locaux
(1'erétage)…….....34
Tableau III-6 : Déperditions thermiques total…….35
Tableau IV-1:Choix des radiateurs pour (rez-de-chaussée)…… ……...… 38
Tableau IV-2:Choix des radiateurs pour (1er étage)…… ……..… 39
Tableau IV-3: coefficients de dilatation de l'eau (AnnexeTableau D5)……...44
Tableau IV-4: A partir de ces paramètres onchoisi la vase sur le catalogue salmson…..…..45

Tableau VI-5 : les caractéristiques de la pompe de circulation ……..……..46
Tableau V-1 : des pertes de charge pour le circuit de l'RDC……..…….50
Tableau V-2 : des pertes de charge pour le réseau de 1er étage ……..……51
Tableau V-3 : On a la tronçon le plus défavorable est le circuitCH A1'A1 CH du 1'^{er} etage..52

Sommaire

INTRODUCTION GENERALE …….01

CHAPITRE I : DESCRIPTION DU PROJET

I.1 Introduction ……03

I.2 Présentation du projet …….03

I.3 Le but du projet …….. ……...03

I.4 La Situation géographique……...03

I.5 Zone climatique……..…….....04

I.6 Conditions de base ……..04

I.7 Paramètre Climatique ……04

I.8 Description de la bibliothèque……...…..05

CHAPITRE II : CALCUL THERMIQUE ET ETUDE DE LA CONDENSATION

II.1 Modes de transmission de la chaleur ……..…...07

II.2 Valeurs des coefficients de transfert de chaleur superficiels intérieurs et extérieurs ...….09

II.3 Calcul des coefficients globaux de transfert de chaleur ……..……..10

II.4 Caractéristiques thermiques …….……10

II.5 Étude de stabilité thermique…….……..17

II.6 Étude de condensation…….…..…..18

CHAPITRE III : CALCUL DES DEPERDITIONS

III.1 Introduction ……...……..26

III.2 Méthode de calcul du bilan thermique en période hivernale ……..……26

III.3 Calcul du bilan hivernal…….……..30

Chapitre IV:CHOIX DES APPAREILLAGES

IV .1 Choix des radiateurs a eau chaude…….…..…36

IV .2 le Choix des radiateurs pour notre la bibliothèque…….…….……37

IV .3 La chaudière……39

IV .4 Dimensionnement De La Chemine…….……41

IV.5 La chaufferie……...……42

Chapitre V : CALCUL DU RESEAU DE TUYAUTERIES

V.1 Introduction……...47

V.2 Calcul du réseau de tuyauteries …….....47

V.3 Les pertes de charges linéaires et les pertes de charge singulières……...……47

V.4 Calcul et dimensionnement de notre réseau ……..…48

Chapitre VI : SESTEME DE REGULATION

VI.1 Introduction …….53

VI.2 Boucle régulation ……......53

VI.3 Appareils de régulation utilisée dans le système de chauffage ……....53

VI-4 Choix du mode de régulation ……...…..55

VI.5 Application au projet ……...55

CONCLUSION GENERALE ……...56

REFERONCEBIBLIOGRAPHIQUES….....57

ANNEXES…….... 58

IMPLANTATION DES RADIATEURS

INTRODUCTION GENERALE

Le corps humain est un organisme qui nécessite physiologiquement une température constante de 37C°, c'est le bien-être autrement dit le confort.

L'utilisation du chauffage a pour but de compenser les pertes calorifiques du corps humain pendant la saison froide en réchauffant son environnement de façon à réaliser un équilibre entre la production de chaleur et les déperditions, et assurer également le bien-être de l'être humain.

Le chauffage est l'action de transmettre de l'énergie thermique à un objet, un matériau ou à l'air ambiant, on distingue le chauffage à des fins de confort thermique et le chauffage à des fins industrielles.

Le confort thermique est assuré principalement par le chauffage des locaux et volumes de vie ainsi que par le chauffage de l'eau chaude sanitaire.

L'objectif du chauffage est d'améliorer le confort thermique d'un espace à vivre, un système de chauffage consomme de l'énergie et la restitue sous forme de chaleur.

Le terme de chauffage peut designer aussi tous les systèmes destinées à assurer l'augmentation de température d'une pièce à vivre ou d'un processus de fabrication.

Le chauffage central est un bon exemple pour comprendre les différents composants qui entrent dans le fonctionnement du système. Le chauffage central fournit de la chaleur aux différentes pièces ou appartements d'un immeuble. Le système est installé dans un lieu centralisé, généralement dans une cave.

L'ensemble du système de chauffage central composé d'un générateur de chaleur, d'une unité de distribution et des émetteurs de chaleur constitue un circuit de chauffage fermé. Le circuit de distribution chauffe les pièces raccordées au système.

Dans ce mémoire, nous allons procéder à l'étude et la conception d'une installation de chauffage centralisée pour une bibliothèque situer à la ville de sidi naamane et établir les bilans thermique requis afin d'assurer le confort thermique aux occupants pendant la saison hivernale.

A cet effet, nous allons commencer par la présentation de la situation géographique du local à chauffer et cerner tous les paramètres climatiques et conditions prise en compte, pour ensuite passer au second chapitre ou nous allons établir le calcule thermique de l'installation de chauffage et réaliser une étude de la condensation dans le local à chauffer.

Le troisième chapitre de notre étude traitera des déperditions thermiques qui sont un paramètre primordial dans le dimensionnement de l'installation de chauffage, ce dernier qui saura examiner dans le quatrième chapitre de notre mémoire.

Le dimensionnement de circuit d'eau chaude et de l'installation ne peut se faire sans le calcul des pertes de charge linaires et singulières du réseau en question, à cela nous avons consacré le cinquième chapitre.

Après que le bilan thermique soit établi, et que le dimensionnement de l'installation avec les pertes de charges relative soit fait, nous allons nous attaquer au choix de l'appareillage de notre installation, ou nous allons satisfaire la demande thermique et hydraulique de l'installation avec l'équipement adéquat.

Enfin, la régulation étant le cœur même de tout système, nous l'avons abordé au sixième chapitre de cette thèse, clôturant ainsi avec tous les aspects technique nécessaire pour la réalisation d'une étude et conception d'un chauffage centralisée.

I.1Introduction

Pour faire un calcul bien précis d'une installation du chauffage ou de climatisation, il est nécessaire de connaître certaines données concernant la situation géographique et la zone climatique de la région où est implanté le projet (bloc à chauffer) ainsi que les conditions thermiques de base de l'air qui est en contact avec l'immeuble à conditionner et les données thermiques y afférent. Le bilan énergétique annuel d'une installation de conditionnement d'air dépend des consignes adoptées consternants la température, l'humidité et la pureté de l'air à l'intérieur du local.

Pour effectuer le calcul des installations de chauffage il faut d'abord déterminer lesChargesthermiques maximales, pour ce faire il est nécessaire depréciser la condition extérieure et intérieure d'après **[1]**

I.2La présentation du projet

Le thème de notre mémoire est l'étude d'une installation de chauffage d'une nouvelle bibliothèque située dans la ville de sidi naamane (willaya de Médéa) au nordsudde l'Algérie, le locale à chauffer est constitué d'un rez-de-chaussée (RDC) et étages (E1), et contient des salles ordinaires, salles polyvalent, bureaux, et sanitaires,…

I.3 Le but de projet

Le but de cette étude est définie les besoins en énergie thermique à composer en hiver à extraire pour chaque local de notre la bibliothèque et choisir l'équipement convenable pour garantir ces besoin grâce au bon dimensionnement des conduits et la bonne régulation de l'installation ; d'une façon générale pour réaliser confort thermique de point de vue thermique.

I .4 Situation géographique

Pour commencer l'étude d'un projet du chauffage, il est nécessaire de connaitre toutes les Informations concernant la situation géographique de ce projet :

-la wilaya : Médéa ;

-la commune : sidi naamane;

-l'altitude de site par rapport au niveau de la mer ;

-la l'altitude de la région où est implanté le projet ;

-la longitude ;

-l'orientation des locaux du projet.

Notre projet trouve à la bibliothèque de sidi naamane, à la ville de Médéa qui se trouve à au nord sud d'Alger à la wilaya de Médéa



Figure I.1 : vue par satellite de la bibliothèque [10]

I.5 Zone climatique

La détermination de la zone climatique à considérer pour le projet (bâtiment à chauffer) se fait selon la classification thermique (hivernale et estivale) des communes d'Algérie donnée dans**l'annexe (tableauA1).**

Dans notre cas le projet se situe dans la zone climatique B **(annexe tableau A1),** distinguée de la zone climatique B qui comprend la plaine derrière le rivage de la mer et les vallées entre les chaînes côtières et l'atlas tellien.

I.6 Conditions de base

Les conditions de base auront une influence directe sur le bilan thermique (voir chapitre calcul thermique et étude de la condensation) de l'installation de chauffage, puisqu'elle détermine la différence de température et d'humidité absolue entre l'air extérieur et l'air intérieur.

Selon la saison et l'environnement, on distingue les deux types de conditions suivantes :

- conditions extérieures de base (en hiver).
- conditions intérieures de base (en hiver).

I.7 Paramètre Climatique

Le bilan énergétique annuel d'une installation de conditionnement d'air dépend des consignes adoptées consternants la température, l'humidité et la pureté de l'air à l'intérieur du local.

Pour effectuer le calcul des installations de chauffage il faut d'abord déterminer les charges thermiques maximales, et pour ce faire il est nécessaire de préciser la condition extérieure et intérieure d'après la référence **[1]**

I.7.1 condition extérieur

Les conditions sont déterminées d'après des données météorologiques géographiques **(zone B),** ces dernières sont résumés dans **le tableau (I-1).**

I.7.2 condition intérieur

Les conditions intérieures de base sont des valeurs minimales ou maximales qui ne doivent pas être dépassés tant que les conditions extérieures ne dépassent pas elles même les valeurs de base.

Elles sont déterminées en fonction des conditions du confort .Les conditions intérieures sont résumées dans **le tableau (I-2).**

Tableau I.1 : Condition extérieur de base[1]

				Période hivernale	
Zone	Altitude(m)	L'altitude	Longitude	T° de base (c°)	L'humidité relative(%)
B	635	36°.21N	3°.12^{E}	0	75

Tableau I-2 : Conditions climatiques intérieurs d'après [1]

Désignation	Période hivernal	
	Ti (c°)	φ (%)
Salle polyvalente	20	50
Les bureaux	20	50
Les salles desordinaires	20	50

I.8 Description de la bibliothèque

Par la suit nous présentons les différentes locaux et le plans de notre l'école, il comporte le Rez-de -chaussée et, et la salle de sport couverte.et 1erEtage Les différents locaux et leur caractéristique sont résumés dans les tableaux suivants :

Tableau I.3 : Déférents locaux du la bibliothèque (RDC)

Locaux	Désignation	Hauteurs(m)	Surface (m^2)
R01	Salle de polyvalent	3.57	68.50
R02	Salle ordinaire 01	3.57	66.06
R03	Salle ordinaire 02	3.57	66,06
R04	Salle ordinaire 03	3.57	66.06
R05	Salle ordinaire 04	3.57	66.06
R06	Salle ordinaire 05	3.57	66.06
R07	Salle ordinaire 06	3.57	66.06
R08	Sanitaire garçons	3.57	25.70
R09	Sanitaire filles	3.57	24.64
R10	Loge Gardien	3.57	7.00
R11	Sanitaire enseignent	3.57	2.00
R12	Bureau	3.57	15.20

Tableau I.4 : différent locaux de la bibliothèque 1erEtage

Locaux	Désignation	Hauteurs(m)	Surface (m^2)
E01	Salle ordinaire 01	3.57	66 ,06
E02	Salle ordinaire 02	3.57	66,06
E03	Salle ordinaire 03	3.57	66 ,06
E04	Salle ordinaire 04	3.57	66 ,06
E05	Salle ordinaire 05	3.57	66,06
E06	Salle ordinaire 06	3.57	66,06

II.1 Modes de transmission de la chaleur

On distingue conventionnellement trois modes de transfert de chaleur ; la conduction, la convection et le rayonnement :

II.1.1La conduction

Ce mode de transmission de chaleur s'applique plus particulièrement aux solides, mis aussi les fluides au repos.

Il correspond à une propagation de la chaleur de proche en proche au sein de la matière, le passage chaleur se faisant par contact entre particules (atomes ou molécules) voisines. La matière se comporte véritablement comme un conducteur de la chaleur, La quantité de la chaleur est déterminée par la loi de FOURIER pour un régime permanent.

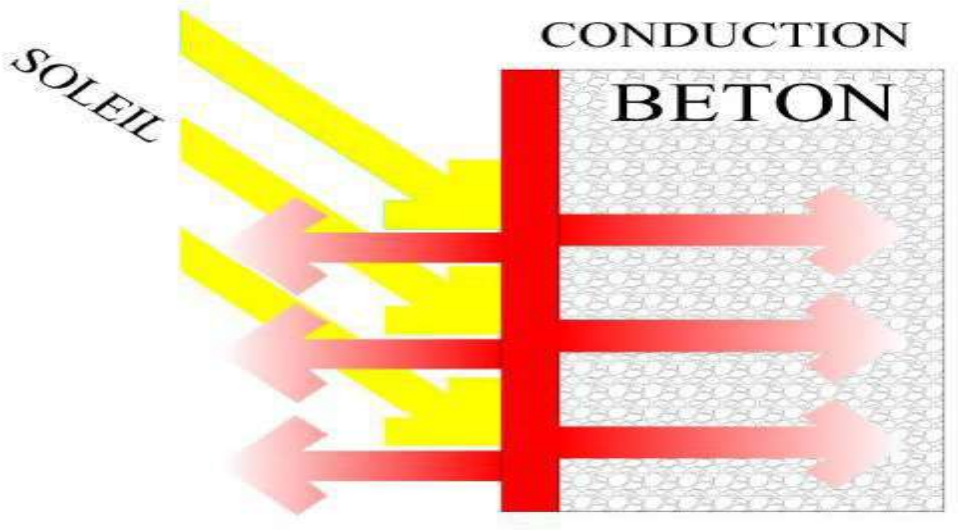


Figure II-1 : Transfère de chaleur Conduction [2]

$Qcond=(\lambda/e).S.(t_1-t_2)$ (II-1).

• Q : flux de chaleur transmise par conduction et exprimé en (w).

• λ : coefficient de conductivité thermique et exprimé en (w/m^2. ºC).

• e : épaisseur de la paroi en (m).

• t_1-t_2 : différance de températures des corps chaud et froid respectivement exprimée en (ºC).

• S : surface d'échange exprimée en (m^2).

II.1.2La convection

La transmission de chaleur par convection met en jeu le mouvement des fluides (gaz ou liquides), ce mouvement permet l'échange de chaleur entre le fluide et une paroi et facilite la diffusion de la chaleur au sein de l'ensemble du fluide grâce à l'agitation produite.

La convection est dite naturelle ou libre lorsque le mouvement du fluide créé par les différences de masse volumique existant au sens du fluide du fait des différences de températures. Lorsque le mouvement est communiqué par une machine- agitateur, pompe, compresseur ou ventilateur – la convection est dite forcée.

La quantité de la chaleur est donnée par la loi de NEWTON **[2]**.

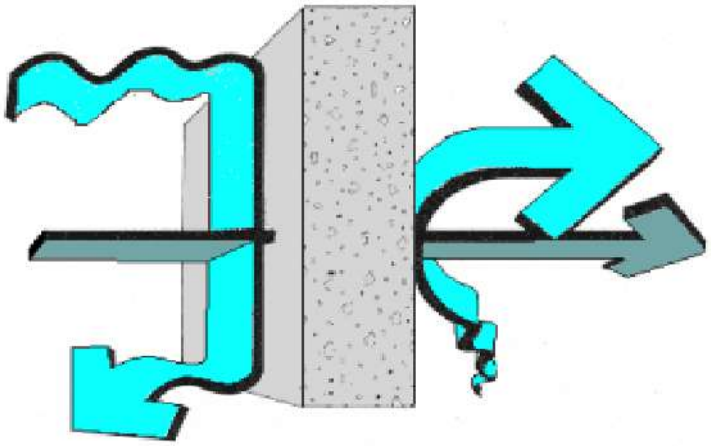


Figure II-2: Principe de la convection [2].

$$Q_{conv}=h_c.S.(t_1-t_2) \qquad \text{(II-2).}$$

- Q_{conv} : flux de chaleur transmise par convection exprime en (w).
- h_c : coefficient de convection exprime en (w/m^2. ºC).
- S : surface d'échange exprime en (m^2).
- $t_1$et t_2 : températures du corps solide respectivement exprime en (ºC).

II.1.3Le rayonnement

La transmission de la chaleur par rayonnement correspond au transport d'énergie thermique sous forme d'ondes électromagnétiques analogues à celle de la lumière, La quantité de chaleur rayonnée est déterminée par la relation suivante : d'après **[2]**.

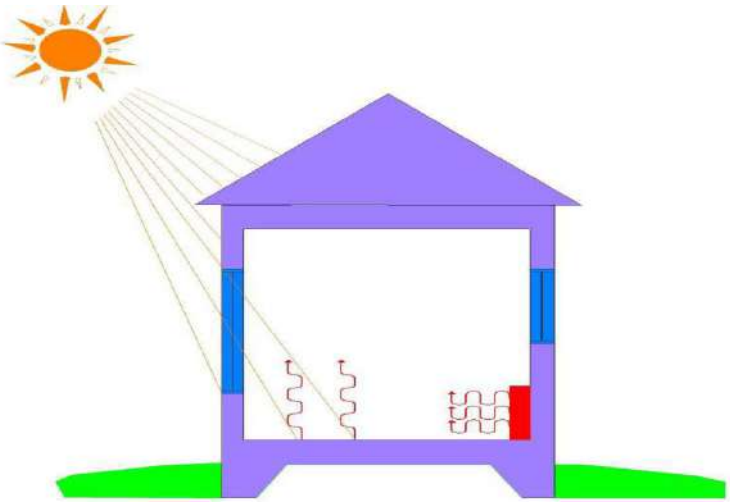


Figure II-3 : Rayonnement [2].

$Q_{ray}=h_r.S.(t_1-t_2)$ (II-3).

• Q_{ray} : la quantité de chaleur rayonnée exprime en (W).

• h_r : coefficient d'échange superficiel par rayonnement exprime en $(w/m^2.°C)$.

• $t_1$et t_2 : températures de surface de la paroi et du fluide respectivement exprime en (k).

h_r : est donné par la relation suivante :

$h_r=q/(t_1-t_2)$ (II-4).

Avec:$q=C((T_1/100)^4-(T_2/100)^4)$ (II-5).

• q : caractérise le flux de chaleur par rayonnement exprime en (w/m^2).

• C : coefficient de rayonnement entre la surface de la paroi et le fluide en $(w/m^2.°C)$.

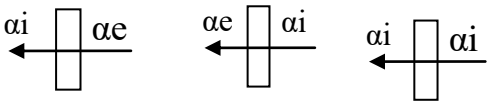
• T_1et T_2 : températures de surface de la paroi et du fluide respectivement exprime en (°C).

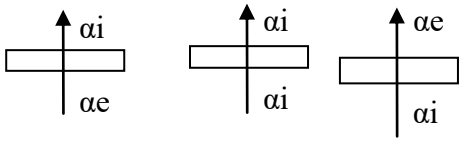
II.2 Valeurs des coefficients de transfert de chaleur superficiels intérieurs et extérieurs

Généralement les coefficients d'échange de thermique par rayonnement et par convection sont rassemblés dans un seul coefficient d'échange de chaleur superficiel intérieur ou extérieur. D'après **[2]**.

•Pour un flux horizontal :

h_i =9,09 $(w/m^2.°C)$. h_e=16,66 $(w/m^2.°C)$.





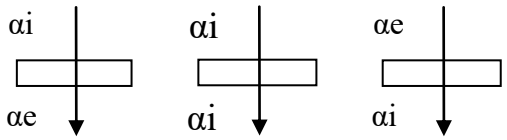
•Pour un flux vertical :

* flux ascendant :

h_i =11,11(w/m^2.ºC). h_e=20 (w/m^2.ºC).

* flux descendant :

h_i =5,88(w/m^2.ºC). h_e =20 (w/m^2.ºC).



II.3 Calcule des coefficients globaux de transfert de chaleur

Le coefficient de transmission global (k) d'une paroi plane comportant une couche ou plusieurs couches se détermine par la formule suivant : d'après **[3]**.

$k=1/R_{th}=1/((1/hi)+\Sigma(e_i/\lambda_i)+(1/h_e))$ (II-6).

• R_{th} : résistance thermique de la paroi exprime en (m^2.ºC/w).

• h_i : coefficient de transfert de chaleur superficiel intérieur exprimé en (w/m^2.ºC) **annexe tableau B1.**

• h_e : coefficient de transfert de chaleur superficiel extérieur exprimé en (w/m^2.ºC)

annexe tableau B1.

• e_i : épaisseur de l'Ièr couche exprimée en (m).

• λ_i : conductivité thermique de la $I^{èr}$ couche exprimer en (w/m.^{o}C) **annexe tableau B2** .

II.4 Caractéristiques thermiques

II.4.1 Calcul thermique de paroi

La chaleur est une forme d'énergie, son flux est toujours dirigé des températures les plus élevées vers les températures les plus basses.

Des éléments tels que planchers, parois, dalles, toits, fenêtres et portes opposent une certaine résistance aux échanges thermiques. Le flux de chaleur qui traverse un élément est défini par le coefficient de transmission thermique K.

II.4.2 Calcul de Coefficient de transmission thermique d'une paroi K

Il est représenté ci-contre une paroi composée d'une seule couche **[3]**:

Son coefficient de transmission thermique K est calculé comme suit :

$K=1/(R_i+R+R_e)$ (II-7).

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 K d'une telle paroi a pour équation :

$K=1/R_{tot}$ (II-8).

Tel que: $R_{tot} = R_i + \Sigma R + R_e$

Donc: $K=1/(R_i+\Sigma R+R_e)$ (II-9).

Avec: $R_i=1/h_i$ $R_e=1/h_e$ $R=e/\lambda$ (II-10).

II.4.3 Application au projet

Les murs utilisés dans le projet sont les suivants :

- Mur extérieur.
- Mur intérieur (entre locaux).
- Mur intérieur (contact avec circulation).
- Plancher entre étage.
- Plancher sur sol.
- Toiture.

II.4.3.1Mur extérieur :

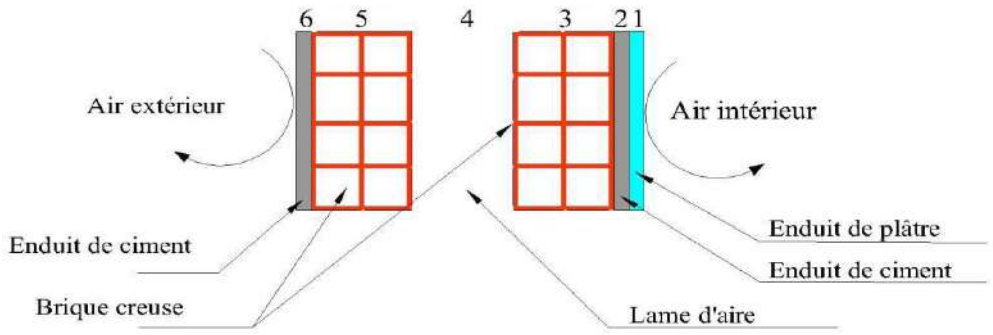


Figure II.4: Vue en coupe d'un mur extérieur double cloison.

Tableau II.1: Résistance des différentes couches de la paroi extérieur

Les couches	Désignation	e (m)	λ (w/m. c°)	R	Σ R =e/ λ (m^2.c°/w)
1	Enduit ciment	0,015	1,4	0,014	0,616
2	Brique creuse	0,1	0,48	0,011	
3	Lame d'air	0,1	0,625	0,21	
4	Brique creuse	0,1	0,48	0,16	
5	Enduit ciment	0,015	1,4	0,21	
6	Enduit plâtre	0,005	0,35	0,011	

Le coefficient de transmission thermique K :

R_i= 0,11 m^2.°C/w R_e = 0,06 m^2 .°C/w

A.N

K = 1/(R_i+R_{tot}+R_e) =1/(0.11+0.616+0.06)

K= 1,3 (w/ m^2.°C)

II.4.3.2 Mur intérieur (entre locaux)

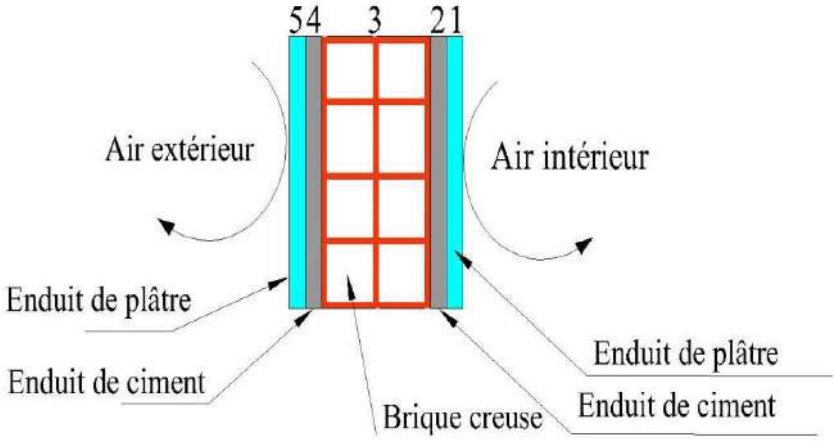


Figure II.5 : vue en coupe d'un mur intérieur entre locaux.

Tableau II.2 : Résistance des différentes couches du mur intérieur.

Les couches	Désignation	e (m)	λ (w/m^2.°C)	R	Σ *R* (m^2.°C/w)
1	Enduit plâtre	0,005	0,35	0,014	0,0260
2	Enduit ciment	0,015	1,4	0,011	
3	Brique Creus	0,1	0,48	0,21	
4	Enduit ciment	0,015	1,4	0,011	
5	Enduit plâtre	0,005	0,35	0,014	

Le coefficient de transmission thermique k pour :

R_i= 0,11 m^2.°C/w R_e=0,11 m^2.°C/w

A.N K=1/(0,11+0,260+0,11)

K=2,08 w/m^2.°C

II.4.3.3 Mur intérieur (contact avec circulation)

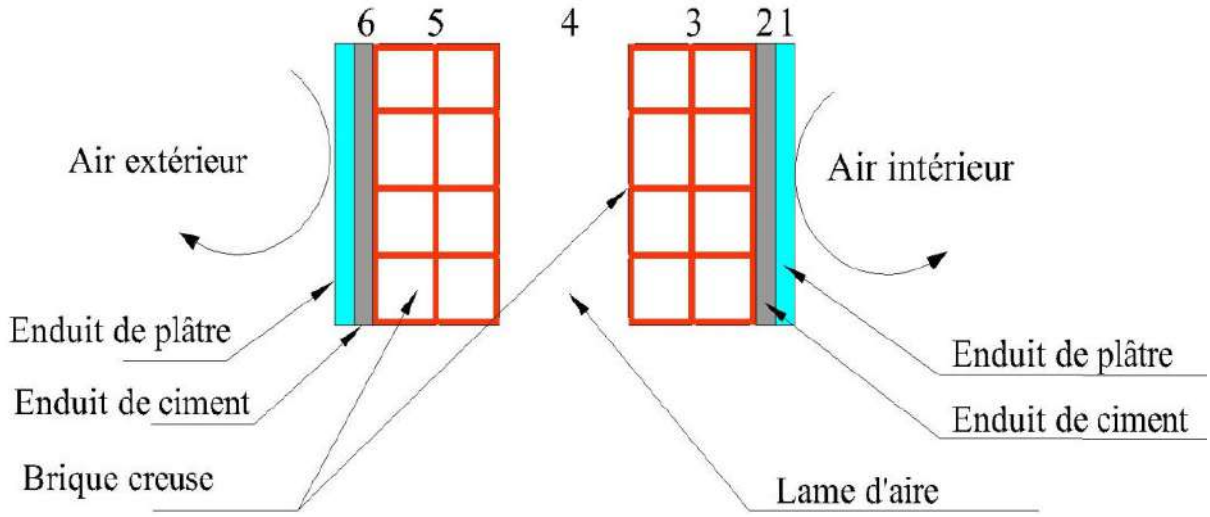


Figure II.6 : vue en coupe d'un mur intérieur en contact avec circulation.

Tableau II.3: Résistance des différentes couches du mur intérieur (contact avec circulation)

Les couches	Désignation	e(m)	À (w/m^2.°C)	R (m^2 °C/w)	R=e/À (m^2.°C/w)
1	Enduit plâtre	0,005	0,35	0,014	0,360
2	Enduit ciment	0,015	1,4	0,011	
3	Brique creuse	0,1	0,21	0,21	
4	Lame d'air	0,1	0,16	0,16	
5	Brique creuse	0,1	0,21	0,21	
6	Enduit ciment	0,015	0,011	0,011	
7	Enduit plâtre	0,005	0,014	0,014	

Le coefficient de transmission thermique K :

R_i= 0,11 m^2 °C/ W R_e = 0,11 m^2.°C/ W

A.N

K=1/(0,11+0,630+0,11)

A.N

K=1,18 w/m^2.°C

II.4.3-4 Plancher entre étage :

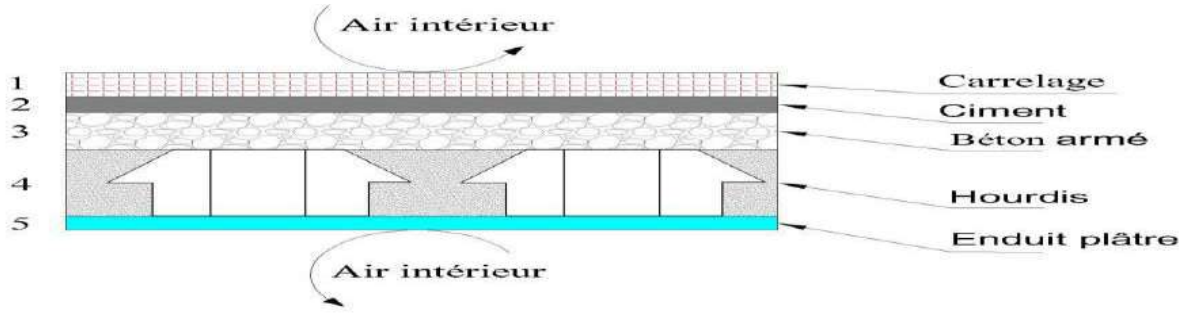


Figure II.7 : vue en coupe d'un plancher entre étage.

Tableau II.4: Resistance couches du plancher entre étage

Les couches	Désignation	e (m)	λ (w/m^2.°C)	R (m^2.°C/w)	Σ R (m^2.°C/w)
1	Carrelage	0,025	0,55	0,045	0,236
2	Ciment	0,025	1,4	0,018	
3	Béton armé	0,1	1,75	0,057	
4	Hourdis	0,1	0,98	0,102	
5	Enduit plâtre	0,005	0,35	0,014	

Le coefficient de transmission thermique k pour :

R_i= 0,17 m^2.°C/ W $\qquad$ R_e = 0,17 m^2.°C/ W

A.N: $\qquad K = 1/(R_i+R_{tot}+R_e) = 1(0,17+0,236 +0,17)$

K= 1,40 (W/ m^2 °C)

II.4.3.5 Plancher sur sol

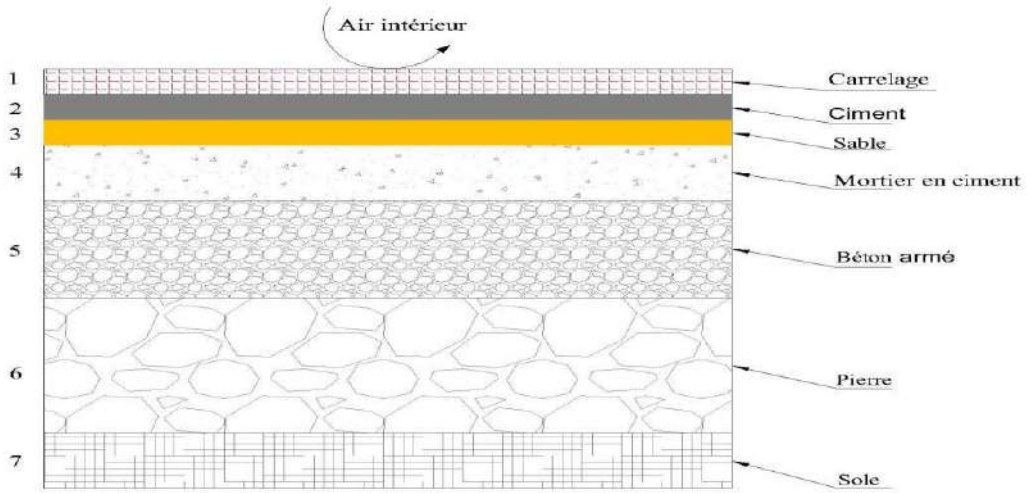


Figure II.8: vue en coupe d'un Plancher sur sol.

Tableau II.5 : Résistance des déférentes couches du plancher sur sol

Les couches	Désignation	e(m)	λ (w/m^2 c°)	R (m^2.°C/w)	Σ R (m^2.°C/w)
1	Carrelage	0.025	0.55	0.045	0.429
2	Ciment	0.025	1.4	0.018	
3	Sable	0.025	0.67	0.037	
4	Mortier en ciment	0.75	1.4	0.053	
5	Béton arme	0.15	1.75	0.086	
6	Pierres	0.33	2.67	0.12	
7	Sol	0.17	2.43	0.07	

Le coefficient de transmission thermique k pour :

R_i=0.17 m^2.°C/w R_e=0.17 m^2.°C/w

A.N :

K=1/(0,17+0,429+0,17)

K= 1,30 (w/ m^2.°C)

II.4.3.6 Toitures

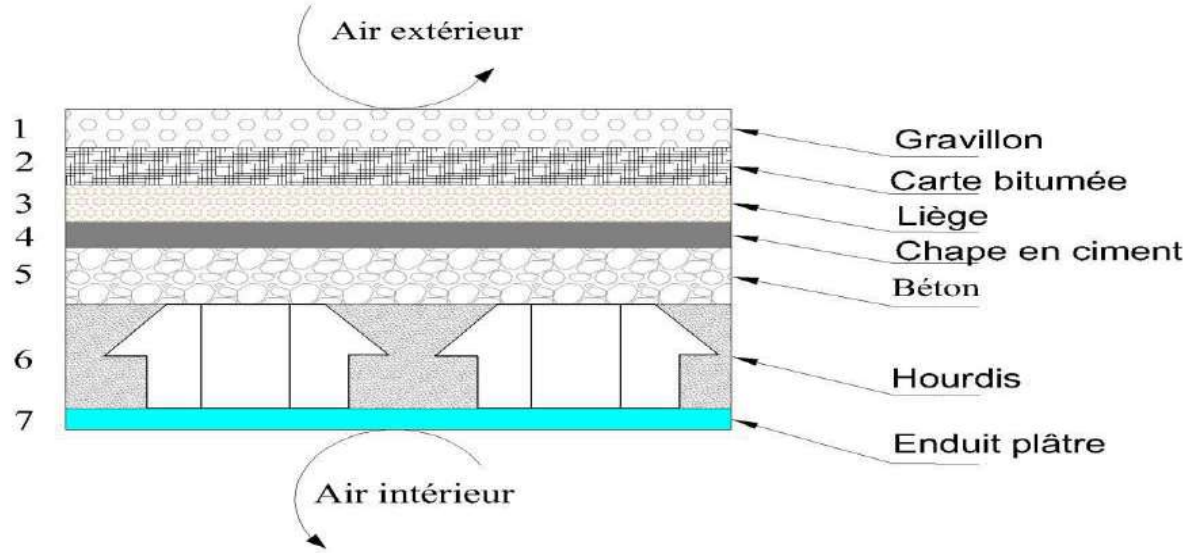


Figure II.9: vue en coupe d'une toiture (terrasse.)

Tableau II.6 : Résistance des différentes couches de la toiture

Les couches	Désignation	e (m)	λ (w/m^2.°C)	R (m^2.°C/w)
1	Gravillon	0,02	0,95	0,021
2	Carte bitumée	0,03	0,2	0,15
3	Liège	0,02	0,06	0,33
4	Chape en ciment	0,01	1,63	0,006
5	Béton	0,2	1,75	0,11
6	Hourdis	0,1	0,98	0,10
7	Enduit plâtre	0,02	0,35	0,057
				Σ R=0,774

Le coefficient de transmission thermique K :

R_i= 0,09 m^2 °C/ W R_e = 0,05 m^2 °C/ W

A.N:

K = 1/(R_i+R_{tot}+R_e) = 1(0,09+0,774 +0,05)

K= 1,09 (w/ m^2.°C)

II.4.3.7 Menuiserie (Portes et fenêtres)

Tableau II.7 : valeur de coefficient k pour les fenêtres et les portes. (Annexe tableau B.3)

Désignation		λ (w/m^2 c°)
Portes	En bois	3.50
	En métal	5.80
	30%vitrage	4.00
	30%-60%vitrage	4.70
	En métal ou verre	5.80
Fenêtre	En verre glissante	4.50
	En verre	5.00

II.5 Etude de la stabilité thermique

En hiver, on doit réaliser a l'intérieur des habitations un certaine thermique, ce confort est principalement lié aux propriétés thermique de la construction (essentiellement la résistance thermique.

II.5.1 La résistance minimale Rmin

La résistance thermique d'une paroi expose à l'extérieur doit -être supérieur a une certaine valeur appelée résistance minimale R min, qui assure une bonne isolation thermique de la paroi est limitant les échange de la chaleur entre l'intérieur et l'extérieur et un confort aux occupants en limitant l'échange par rayonnement entre les occupants et la surface intérieurs des parois exposes à l'extérieur, elle est calcules par la formule suivant :

$$R_{min}=\eta\,(T_i-T_e)\,/h_i\,\Delta\theta\,max$$

Avec :

T_i : la température de l'air intérieur (°C).

T_e : la température de l'air extérieur (°C).

h_i : coefficient superficiel de la chaleur (m^2.°C/w).

η *:* Coefficient donne en fonction de la position de l'élément de construction.

η **:1,0** pour mur extérieur.

η **:0,9** pour terrasse et plancher sur sol.

η **:0,75** pour les plancher sur vide sanitaire ventile.

η **:0,6** pour plancher sur vide sanitaire ventile.

Δ θ max=la différence de température maximale entre l'air intérieur et la surface des parois (°**C)**

Δ θ max : 5 °C pour les murs extérieurs.

Δ θ max : 4,5 °C pour les terrasses.

On doit vérifier

Rparoi>Rmin avec **Rparoi=1/k(m^2.°C/w).** (II-12).

II.5.2 Application au projet

Mur extérieur :

T_i=20 °C T_e=0 °C h_i =9,09 (m^2.ºC /w) R=1 Δ θ max =5°C.

R_{min}=1(20-0)/(9,09.5) ⇒ R_{min}=0,44 m^2.°C/w

K=1,3 w/m^2.°C R_{paroi}=1/k ⇒ R_{paroi}=0,769 m^2.°C/w

$R_{min}<R_{paroi}$ donc la structure est bonne

Le tableau suivant montre la vérification de la condition $R_{paroi}> R_{min}$ pour chaque type de paroi Extérieur de la construction.

Tableau II.8: vérification de la condition (R paroi > R min) pour chaque type de paroi extérieur de la construction

Paroi	T_i (°C)	T_e (°C)	ΔT (°C)	K (w/m².°C)	Δ θ **max** (°C)	R	R_{paroi}	R_{min}	$R_{paroi} > R_{min}$
Mur extérieur	20	0	20	1,3	5	1	0,774	0,44	Vérifiée
Toiture	20	0	20	1,09	4,9	0.9	0,774	0,44	Vérifiée
Plancher sur sol	20	10	10	1,3	4,9	0,9	0,429	0,21	Vérifiée

On a trouve que la résistance minimale des parois de projet est vérifiée donc la construction est bonne.

II.6. Etude de la condensation

La condensation est la transformation sous forme d'eau liquide de la vapeur d'eau contenue dans l'air ambiant et son apparition à la surface ou à l'intérieur d'une paroi déconstruction.

L'humidité qui apparait parfois dans la surface à l'intérieure même de la paroi de la construction est souvent l'origine de désordre grave, il peut s'agir de condensation superficielle qui provoque par exemple : le décollement du papier peint, la détérioration du peinture, la formation des moisissures, il peut s'agir également de condensation dans la masse même des matériaux qui leur fait perdre leur caractéristiques d'isolation thermique.

L'étude de ces phénomènes est complexe. Nous nous limiterons ici à une analyse qualitative et en nous intéressant uniquement au régime permanent, c'est-à-dire que nous supposons que les états des ambiances (température et degré hygrométrique de l'air) intérieurs et extérieurs ne varient pas.

II.6.1 La condensation superficielle :

En hiver les faces intérieurs des parois donnant sur l'extérieur sont à une température θi inferieur à la température Ti de l'ambiance intérieure :

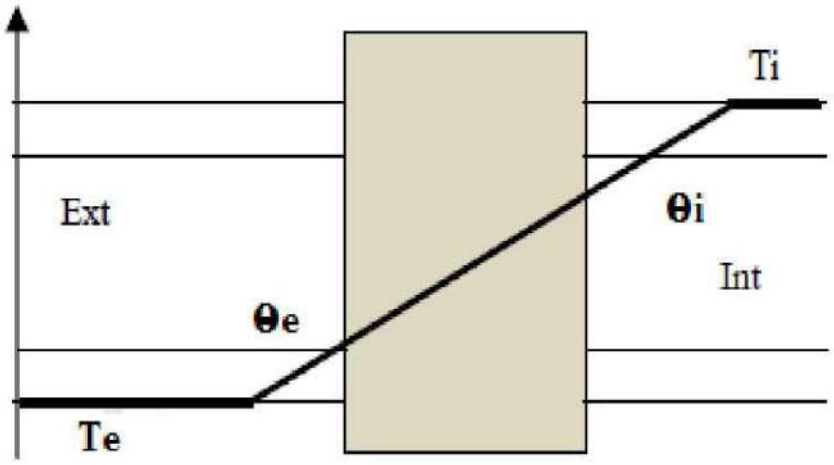


Figure II.10: Déférents températures de la condensation superficielle.

θi est donne par la relation suivent :

$\theta i=Ti-1/h_i(T_i-T_e)Ks$ (°C) (II-13).

OU :

T_i=la température intérieur du local (*°C)*

h_i : le coefficient d'échange superficiel de la surface intérieur (m^2.°C/w)

T_e : la température extérieur (°C)

Ks : le coefficient de transmission surfacique de la paroi si la température superficielle est inférieur au point de rose de l'ambiance intérieur ($\theta i<T_r$)

II.6.2 Application au projet

II 6.2.1 Mur extérieur en double cloison

Ona :

T_i = 20 °C et T_e =0°C

θ_i= 20– 0,11 (20-0) 1,3 = 17 ,14°C

φ =50% ⇒ Tr=10,19C°

θ i=17,14C° > Tr = 10,19C°

On a trouvé que la température superficielle intérieur et supérieur a la température de rosée ce qui signifie qu'il y a pas de condensation superficielle.

II 6.2.2Toitures

On a :

Ti = 20 °C et Te = 0°C

⇒ Tr = 10,19 °C

φ = 50%

θi= 20 – 0,09 (20 - 0) 1,09 = 18 ,03°C

θi = 18,03°C > Tr = 10,19 °C

II.6.3 La condensation dans la masse

Ce type de condensation se forme sous l'effet de différence de température et de pression partielle à l'intérieur des parois, ainsi s'établit un flux de vapeur d'eau de l'ambiance. Le risque de condensation dans la masse s'établit graphiquement par le diagramme de Glaser .cette détermination est bases sur l'étude de variation de la pression de saturation comparée à la pression partielle de la vapeur d'eau a travers la paroi.

II.6.4 détermination du risque de condensation dans une paroi [diagramme de Glaser]

Cette détermination set basée sur l'étude de la variation de la pression de saturation comparée à celle de la pression partielle de la vapeur d'eau a la paroi.se faire graphiquement et est nommée habituellement le trace du diagramme de Glacer.

Le diagramme de l'air humide nous a montré que pour une ambiance donne (température et humidifié) il y aura condensations la température de surface d'une paroi en contact avec l'ambiance s'abaisse en dessous de la température de rosée.

Cette condition se traduit également en pression partielle de la vapeur d'eau qui reste inferieur a la pression de saturation .c'est cette dernière notion qui est utilisé pour évaluer les risque de condensation dans la masse des parois.

On utilisé le tableau de pression de saturation suivent :

Tableau II-9 : donnant les pressions de saturations de différentes températures [13].

Ts(°C)	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ps(pa)	611	657	705	758	813	872	934	1001	1073	1148	1227

Ts(°C)	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Ps(pa)	1312	1402	1497	1598	1704	1817	1937	2063	2097	2337

II.6.5. Application au projet

II.6.5. 1Calcul des températures de saturation aux interfaces des couches de la paroi

II.6.5. 1.1Mur extérieur en double cloison

T j =Tj-1-K(e j /À j. (T i- Te)) (°C)

Donc :

T_1=17,14-1,3(0,005/0,35).(20-0) ⇒ T_1=16,76 (°C)

T2=16,76-1,3(0,015/1,4).(20-0) ⇒ T2=16,48 (°C)

T3=16,48-1,3(0,1/0,48).(20-0) ⇒ T3=11,06 (°C)

T4=11,06-1,3(0,1/0, 625).(20-0) ⇒ T4=6,9 (°C)

T5=6,9-1.3(0,1/0,48).(20-0) ⇒ T5=1,48 (°C)

T6=1,48-1.3(0,015/1,4).(20-0) ⇒ T6=1,20 (°C)

Te=0 (°C)

Détermination des pressions de saturation

On utilisant le diagramme de l'air humide pour définir les pressions de saturation qui correspondent à chaque température **[13].**

Tableau II.10: Les pressions partielles au niveau des interfaces.

e (m)	/	0,005	0,015	0,1	0,1	0,1	0,015	/
T (°c)	20	16,76	16,48	11,06	6,9	1 ,48	1,20	0
Ps (Kpa)	2,337	2.003	1,896	1,384	0,912	0,701	0,692	0 ,611

II.6.5.1.2 pour toiture

T j =Tj-1-K(e j /À j. (T i- Te) (°C)

Donc :

Ti=18,03-1,09(0.02/0,95).(20-0) ⇒ Ti=17,57 (°C)

T2=17,57-1,09 (0,03/0,2).(20-0) ⇒T2=14,30 (°C)

T3=14,30-1,09(0,02/0,06).(20-0) ⇒ T3=7,03 (°C)

T4=7,03-1,09(0,01/1,63).(20-0) ⇒ T4=6,90 (°C)

T5=6,9-1,09(0,2 /1,75).(20-0) ⇒ T5=4,40 (°C)

T6=4,40-1,09(0,1/0,98).(20-0) ⇒ T6=2,17 (°C)

T7=2,17–1,09(0.01/0.35).(20– 0) ⇒ T7=1,55 (°C)

Te = 0 (°C)

Détermination des pressions de saturation

On utilisant le diagramme de l'air humide pour définir les pressions de saturation qui correspondent à chaque température.

Tableau II.11: Les pressions partielles au niveau des interfaces.

e (m)	/	0,02	0,03	0,02	0,01	0,2	0,1	0,01	/
T (°c)	20	17,57	14,30	7,03	6,90	4,40	2,17	1,55	0
Ps (Kpa)	2,337	1,988	1,648	1,012	0,994	0,842	0,714	0,692	0,611

II.6.5. 2 Détermination des pressions partielles

II.6.5. 2.1 Mur extérieur en double cloison

φ= PvPs⇒Pv= φ× Ps (Kpa)

Pvi= φ× Psi φ = 50 % Pvi= 0,5×2 = 01 Kpa

Pve= φ×Pse φ = 75 % Pve= 0,75×0,692 =0,51 Kpa

Tableau II.12 : résistance de chaque couche de la paroi extérieur

Les couches	e (m) e (m)	ʎ (w/m^2.°C)	R (m^2.°C /W)	π (kg/m. s)	e/π (m^2.s / Kg)
1	0,005	0,35	0,014	0,013	0 ,38
2	0,015	1,4	0,011	0,005	3,00
3	0,1	0,48	0,21	0,014	7,14
4	0,1	0,625	0,16	0,09	1,11
5	0,1	0,48	0,21	0,014	7,14
6	0,015	1,4	0,011	0,005	3,00
		Σ R =0,616 (m^2.°C/w)		Σ e/π =21 ,77 (m^2.s / Kg)	

On a :

Pvn= Pve+(en/πn)×(Pvi−Pve(Σen/πn)) (kpa)

(Pvi−Pve(Σen/πn)) =1-0,51/1,46=0,34

Pv_1=pve+(ei/πi).0,34=0,53 k p a

Pv_2 =pv_1+(ei/πi+e2/π2).0,34=0,66 Kpa

Pv_3=pv_2+(ei/πi+e/π2+e/π3).0,34=0,98 Kpa

Pv4=pv_3+(ei/πi+e2/π2+e3/π3+e4/π4).0,34=1,02 Kp a

Pv5=pv_4+(e1/п1+e2/п2+e3/п3+e4/п4+e5/п5).0,34=1,34 Kpa

Pv6=pv_5+(e1/п1+e2/п2+e3/п3+e4/п4+e5/п5+e6/п6).0.34=1.46 Kpa

Tableau II.13: Les pressions partielles au niveau des interfaces.

e(m)	0,005	0,015	0,1	0,1	0,1	0,015
P s (k p a)	2,01	1,98	1,37	1,03	0,684	0,682
P v (k p a)	0,53	0,66	0,98	1,02	1,34	1,46

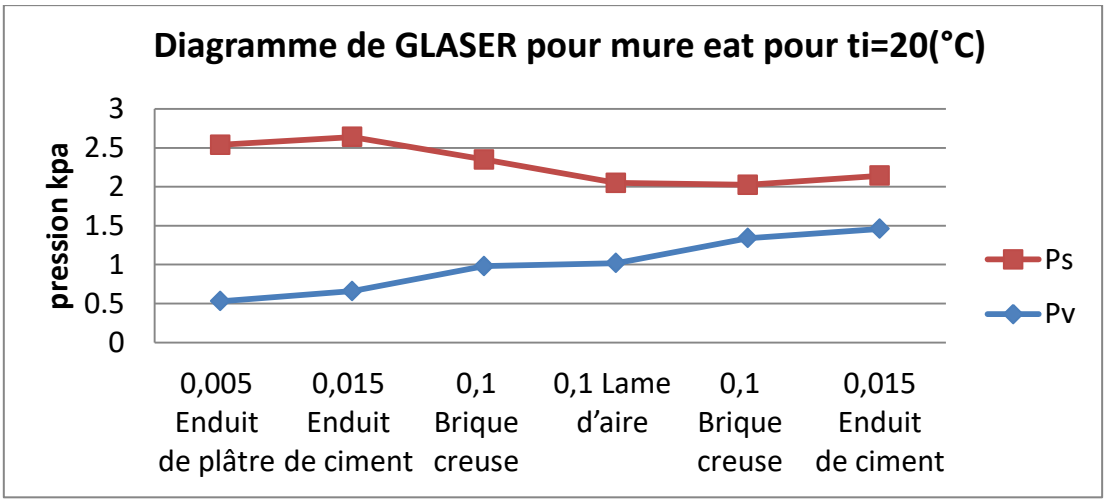


Figure II.11 : Diagramme de GLASER (mur extérieur)

D'après le diagramme (II.11) on constate que les pressions de vapeur sont toujours en dessous de la pression de saturation, ce qui signifie qu'il n'y a pas une condensation dans lamasse dans le mur extérieur.

II.6.5.2.2 Pour toiture

$\varphi = \frac{Pv}{Ps} \Rightarrow Pv = \varphi \times Ps$ (kpa)

$P_{vi} = \varphi \times P_{si}$ $\varphi = 50\ \%$ $P_{vi} = 0,5 \times 1,988 = 0,994$ Kpa

$P_{ve} = \varphi \times P_{se}$ $\varphi = 75\ \%$ $P_{ve} = 0,75 \times 0,692 = 0,520$ Kpa

Tableau II.14: résistance de chaque couche de la paroi extérieur.

N° de la Couche	Désignation	e	λ	R	π	e/π
		m	w/m.°C	m^2.°C /w	kg/m.s	m^2.s/kg
01	Gravillon	0,02	0,95	0,021	0,022	0,90
02	Carte bitumée	0,03	0,2	0,15	0,003	10
03	Liège	0,02	0,06	0,33	0,0035	5,71
04	Chape en ciment	0,01	1,63	0,006	0,015	0,66
05	Béton	0,2	1,75	0,11	0,015	13,33
06	Hourdis	0,1	0,98	0,10	0,02	5
07	Enduit plâtre	0,01	0,35	0,057	0,013	0,76
				ΣRtot=	0,774	
K = 1/(Ri+Rtot+Re) = 1/(0,09+0,774 +0,05)				K_{hiver}=1,09	Σ e/π	36,39

	(W/m^2°C)		

Ona :

Pvn= Pve+(en/πn)×(Pvi−Pve)/(Σen/πn)) (Kpa)

(Pvi−Pve)/(Σen/πn)) =(0,994-0,520)/36,39=0,013(Kpa)

Pv1=pve+(ei/πi)(0,01)= 0,57+0,9 x 0,01=0,579 (Kpa)

Pv2 =pv1 +(ei/πi+e2/π2)(0,01)= 0,579+(0,9+10) x 0,01 = 0,688 (Kpa)

Pv3=pv2 +(ei/πi+e/π2+e/π3)(0,01)= 0,688+(0,9+10+5.71)x 0,01 = 0,854 (Kpa)

Pv4=pv3+(ei/πi+e2/π2+e3/π3+e4/π4)(0,01) =0,854+(0,9+10+5,71+0,66)x 0,01=1,026 (Kpa)

Pv5=pv4+(e1/π1+e2/π2+e3/π3+e4/π4+e5/π5)(0,01)=1,026+(0,9+10+5,71+0,66+13,33)x0,01 = 1,332 (Kpa)

Pv6=pv5+(e1/π1+e2/π2+e3/π3+e4/π4+e5/π5+e6/π6)(0,01)=1,332+(0,9+10+5,71+0,66+13,33 +5)x 0,01= 1,688 (Kpa)

Pv7=Pv6+(e1/π1+e2/π2+e3/π3+e4/π4+e5/π5+e6/π6)×(0,01)=1,688+(0,9+10+5,71+0,66+13,3 3+5+0,76)x0,01 = 2,051 (Kpa)

Tableau II.15: Les pressions partielles au niveau des interfaces.

e (m)	0,02	0,03	0,02	0,01	0,2	0,1	0,01
T (°c)	17,57	14,30	7,03	6,90	4,40	2,17	1,55
Ps (Kpa)	1,988	1,648	1,012	0,994	0,842	0,714	0,692
Pv(Kpa)	0,579	0,688	0,854	1,026	1,332	1,688	2,051

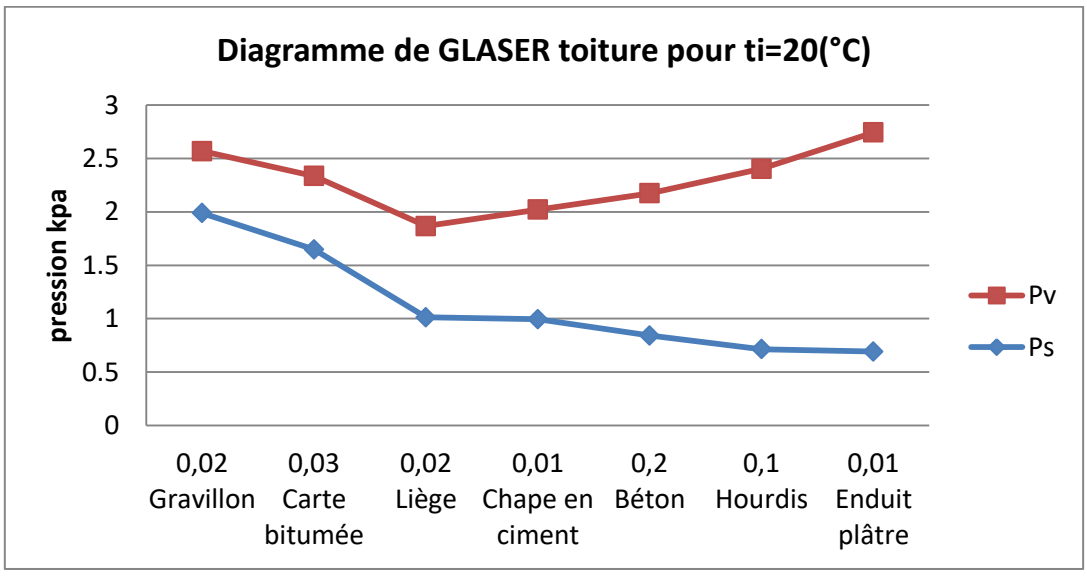


Figure II-12 : Diagramme de GLASER toiture

D'après le diagramme (II.12) on constate que les pressions de vapeur sont toujours en dessous de la pression de saturation, ce qui signifie qu'il n'y a pas une condensation dans lamasse dans le mur extérieur.

Analyse des diagrammes

Dans tous les diagrammes de GLASER la courbe des pressions saturation se trouve au-dessus de la courbe des pressions partielles de vapeur donc nous n'avons pas une condensation dans la masse.

III.1 Introduction

Pour réaliser une installation de traitement d'air dans un local, il est nécessaire d'établir un bilan thermique qui servira de base de calcul à toute l'installation.

Le bilan permet de distinguer les apports et les déperditions thermiques pour un local, il a une influence directe sur le dimensionnement des réseaux d'apport et d'évacuation de l'air il est donc nécessaire de connaître avec précision les facteurs qui auront une influence sur lui avant de l'établir.

On en distingue trois facteurs :

- **Facteur géométrique** : tel que les dimensions du local (superficie, volume)
- **Facteur géographique** : tel que la latitude, l'orientation du local et l'altitude
- **Facteur thermique** :

  - dû aux occupants : leur nombre, leur activité et durée de l'occupation
  - Eclairage : puissance et type d'éclairage
  - machine : moteur, ménagères,...
  - Matériaux de construction

III.2 Méthode de calcul du bilan thermique en période hivernale

On établit un calcul qui nous permet de détermine la puissance calorifique à mettre en œuvre pour maintenir la température stable pour cela on a choisi le document technique réglementaire (DTR) qui ou permettra d'effectuer les calculs suivent les normes et avec une grande précision

III.2.1 Présentation du document technique règlement (DTR)

III.2.1.1 Objet de DTR

Le document technique règlementaire (DTR) à pour objet de fixer des méthodes d'évaluation thermique des logements essentiellement pour la période hivernale, il permet en outre **[1]** :

- détermination des déperditions thermiques des bâtiments
- vérification de la conformité des bâtiments à la réglementation thermique.
- Dimensionnement des installations de chauffage des bâtiments.
- La conception thermique des bâtiments.

III.2.1.2 Domaine d'application

Les méthodes de détermination des apports calorifiques du DTR s'appliquent aux locaux :

- à usage d'habitation ,
- d'hébergement (Salle Polyvalent, dortoirs, salle de ordinaire,…),

- à usage de bureaux,
- d'enseignement (classes, salles d'études, …),
- de réunion,
- de vente (boutique,…),
- d'accueil (bibliothèques,…),
- de restauration (café,…),
- a usage artisanal (salon de coiffure,…).

III.2.1.3 Déperditions par transmission

On distingue deux types de déperdition thermique :

-La déperdition par transmission à travers l'enveloppe de l'immeuble (murs, portes, toit, fenêtres...)

-Les déperditions par renouvellement d'air (fuite d'air)

A. Calcul des déperditions de base par transmission

Pour les calculs de ces déperditions nous avons la formule suivante :

$D_T = D_S + D_{LI} + D_{SOL} + D_{INC}$(III.1)

DT : Déperditions par transmission

Ds : Déperditions surfacique à travers les parties courantes des parois en contact avec l'extérieur.

Dli : Déperditions à travers les liaisons.

Dsol : Déperditions à travers les parois en contact avec le sol.

Dlnc : Déperditions à travers les parois en contact avec les locaux non chauffés.

A.1 .Les déperditions surfaciques par transmission à travers les parois Ds

Les déperditions surfaciques par transmission à travers une paroi séparant deux ambiances différentes sont données par la formule suivante :

$D_s = K x A x (T_i - T_e)$(III.2)

A : surface de l'élément de construction (m^2)

K : coefficient global de transmission de la chaleur ($w/m^2.°C$)

T_e : Température extérieure (°C).

T_i: Température intérieure (°C).

A-2- Les Déperditions à travers les ponts thermiques D_{li}

Les déperditions à travers les liaisons, ou comme on les appelle aussi déperditions a travers les ponts thermique, sont données par la formule suivante :

$D_{li} = K_i \times A \times (T_i - T_e)$(III.3)

Pour simplifier les calculs on prend :

$D_{li}=0,2\times D_s$ (III.4)

A-3- Les Déperditions par transmission à travers les parois en contact avec le sol D_{sol}

Dans ce type de déperdition on distingue trois types de parois, les plancher bas enterrés, les murs enterrent et les planchers hauts enterrent. Pour ce qui concerne l'immeuble étudié, on trouve deux parmi les trois types de parois, le plancher bas et mur enterré.

Les déperditions D_{sol} pour un plancher bas ou un mur enterré, sont données par la formule suivant :

$D_{sol}=K_S\times A\times(T_i-T_e)$ (III.5)

A-4- Les déperditions à travers les parois en contact avec des locaux non chauffé D_{Inc}

Les déperditions à travers les parois en contact avec un local non chauffé ou des locaux non chauffés D_{Inc}, sont données par la formule suivante :

$D_{Inc}= T_{au}\times [\Sigma(K\times A\times\Delta T) + 0,2\Sigma(K_i\times L\times\Delta T)]$ (III.6)

On constate que ces déperditions (D_{Inc}) sont pondérées par un coefficient T_{au} , dit « Coefficient de réduction de température ». La valeur de Tau est comprise entre 0 et 1, ce dernier est donné par la formule suivante:

$T_{au} = \frac{ti-tn}{ti-te} = \frac{de}{de-ac}$ (III.7)

Avec :

T_i : Température intérieure. (°C).

T_n : Température de l'espace non chauffe. (°C).

T_e : Température extérieure. (°C).

ac : apports de chaleur des divers locaux chauffés vers le local non chauffé. (W/ °C)

d_e : Déperditions du local non chauffe vers l'extérieur. (W/°C).

- Calcul des températures non chauffées :

$t_n=t_i-[(t_i-t_e)(\frac{de}{de-ac})]$ (III.8)

B- Les déperditions par renouvellement d'air

Les déperditions par renouvellement d'air tiennent compte :

- des déperditions dues au fonctionnement des dispositifs de ventilation ; on associe àces déperditions le débit spécifique de ventilation.
- des déperditions supplémentaires par infiltrations dues à l'effet de vent.

Les déperditions par renouvellement d'air de l'immeuble ont pour expression :

$D_r= 0,34 \times (Q_v + Q_s) \times\Delta T$ (III.9)

0,34 : la chaleur volumique d'air.

Q_v : Le débit volumique de ventilateur.

Q_v= MAX [(0,6×V_h).Q_{vref}]

V_h : Volume habitable.

Q_{vref} : Le débit extrait de référence.

$Q_{vref} = \frac{(5Qvmin+Qvmax)}{6}$

Q_s : Le débit supplémentaire par infiltration dans un ventilateur.

Q_s= ΣP_P×ev

ΣP_P= P_0×A

ev : coefficientd'exposition au vent effectue a la parois **Annexe Tableau C.2**

P_P : Infiltration dues a l'air de la paroi.

P_0: Infiltration surfacique a l'air de l'ouvrant **Annexe Tableau C.3**

C. Vérification

$D_t \leq 1,05\ D_{réf}$(III.10)

$D_{réf}$: Déperdition de référence.

D_t : Déperdition par transmission.

$$\mathbf{D_{réf} = aS_1 + bS_2 + cS_3 + dS_4 + eS_5} \quad \text{(III.11)}$$

Les Si représentent les surfaces des parois en contact avec l'extérieur. Elles concernent respectivement :

S_1 : La toiture.

S_2 : Le plancher.

S_3 : Les murs.

S_4 : Les ports.

S_5 : Les fenêtres

Tableau III.1 : Coefficient a, b, c, d, e (Annexe Tableau D.4).

	Immeuble collectif				
Zone	A	B	C	D	E
B	0,9	2,40	1,20	3,50	4,50

III-3- Calcul du bilan hivernal

III-3-1- Calcul des températures des locaux non chauffés

$t_n = t_i - [(t_i - t_e)(\frac{de}{de-ac})]$ **Annexe Tableau C.5**

Tableau III.2 : température des locaux non chauffées du RDC

RDC	
Local	(°C)
Circulation commune	16
Sanitaire	16
Dépôt	16
Loge gardien	16

Tableau III.3 : température des locaux non chauffées de l'E01.

E01	
Local	(°C)
Circulation commune	16

III-3-2- Exemple de calcul d'un local

On prend par exemple le local (salle ordinaire R2) de 235,834m^3.Il se trouve dans le rez-de-chaussée.

❖ Les caractéristiques du local sont les suivantes :

1) Une paroi extérieure (mur double cloison) est de 7,30 m×3,57 m (avec K= 1,3W/m² °C).
2) Une paroi extérieure (mur double cloison) est de 9,05 m×3,57 m (avec K= 1,3 W/m² °C) Comporte 04fenêtres de 3,3 m² de chaque,(avec K= 4,5 W/m² °C).

3) Une paroi intérieure (mur entre locaux) est de 9,05 m×3,57 m (avec K= 2.08 W/m²°C) Comporte 2 porte en bois de 1,4 m×2,50 m (avec K= 4 W/m² °C).et 2 fenêtres de 3,3 m² de chaque, (avec k=4,5 w/ m² °C).

4) Une paroi intérieure (mur entre locaux) est de 7,30 m×3,57 m (avec K= 2.08 w/m² °C)

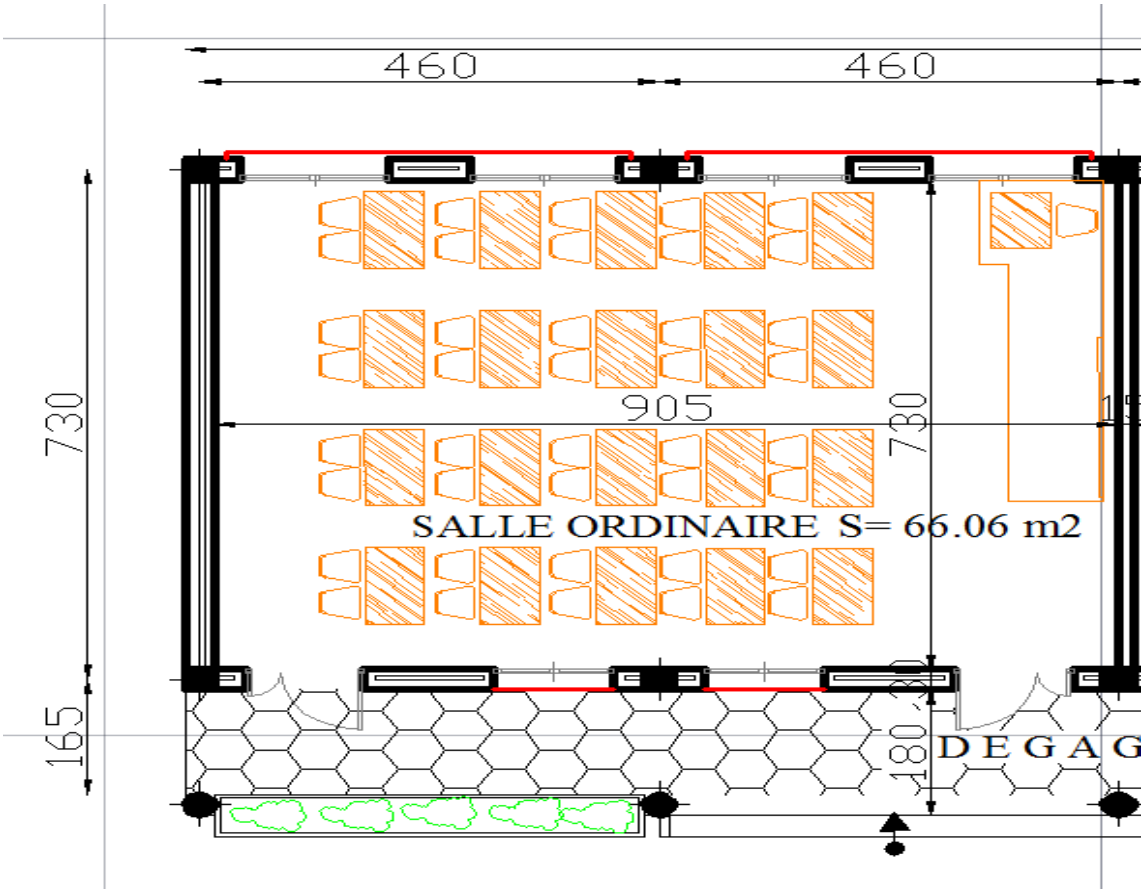


Figure III-1 : Exemple de calcul d'un local R2 (salle ordinaire 01 RDC)[13]

Les températures :

- T_e= 0 °C et T_s= 10 °C (d'après les conditions de base de la région).
- T_i= 20 °C (la température désirée).
- Tn= 16,76 °C (d'après les calcules).

Les déperditions de base sont données par la formule suivante :

$$D_T = D_s + D_{li} + D_{sol} + D_{lnc}$$

Les déperditions surfaciques par transmission à travers les parois D_s :

Les déperditions surfaciques par transmission sont données par la formule suivante :

$$D_s = K \times A \times (T_i - T_e)$$

a)-Les Mursextérieures (mur double cloison)

- D S=1.3x45,170 x(20-0)=1174,41 W

b)-Les Mursextérieures

-D S=2.08x18,70 x(20-16,76)=126,08 W

-Ds=2,08x26,06x(20-20)=0 W

$D_{s\,=}$ 1300.49 W

- portes :

En Bois : DP=4*7 *(20-16,76)=90,72 W

Fenêtre: D f =4,5* 13,2*(20-0)=1188 W

Fenêtre: D f =4,5* 6,6 *(20-16,76)=96,23 W

-Déperdition à travers les parois en contacte avec le sol D_{sol}:

-D_{sol} = 1,3×66,06× (20-10) = 858,845 W

- **$D_{s.total}= \Sigma D_m+\Sigma D_p+D_f+D_s$**

$D_{s.total}$= 3542,092 W

-Déperdition à travers les liaisons D_{li} :

$D_{li}= D_{s.total}\times 0,2$

D_{li}= 3542,092×0,2 =708,418 W

Dli = 708,418 W

-Déperdition par renouvellement d'air D_r :

$D_r= 0,34 \times (Q_v + Q_s) \times \Delta T$

$Q_v= 0,6 \times V_{h(}$ pour$V_h$si le volume de salle ordinaire)

Q_v= 0,6 ×235,852= 141,511 m³/h

$Q_s= \Sigma P_p \times ev$

Q_s= (7,00×1,2 + 19,8×4) ×1,47 = 128,772 m³/h

D_r= 0,34 × (141,511+128,772) ×20 = 1837,924 W

D_r =1837,924 W

$D_T=D_s+ D_{li}+ D_{sol}+ D_{lnc}$

Donc:

D_T= 3542,092 + 708,418+1837,924 **= 6088,434 W**

D_T= 6088,434 W

Tableau III.4 : Résultats de calcule des déperditions thermiques pour les locaux (rez-de-chaussée)

Locaux	Surface de planché (m²)	La Hauteur (M)	Surface des murs Ex (m²)	Surface des murs In (m²)	Surface des Portes m²		Surface total des Fenêtres (m²)	volume	ΔT1 (°C)	ΔT2 (°C)	ΔT3 (°C)	DT (W)	Dl (W)	Qv	Qs	Qv+Qs	Dr (W)	Dtot (W)
					ext	int												
R1	68.50	3,57	18,573	73,151		7,00	19,8	244,545	20	3,24	10	**2870,820**	**574,164**	128,772	146,727	275,499	**1873,393**	**5318,377**
R2	66,06	3,57	45,170	44,470		7,00	19,8	235,834	20	3,24	10	3542,092	706,856	128,772	141,500	270,272	1837,849	6088,434
R3	66,06	3,57	19,109	70,830		7,00	19,8	235,834	20	3,24	10	2856,574	571,315	128,772	141,500	270,272	1837,849	5265,738
R4	66,06	3,57	45,170	44,470		7,00	19,8	235,834	20	3,24	10	3542,092	706,856	128,772	141,500	270,272	1837,849	6088,434
R5	66,06	3,57	45,170	44,470		7,00	19,8	235,834	20	3,24	10	3542,092	706,856	128,772	141,500	270,272	1837,849	6088,434
R6	66,06	3,57	19,109	70,830		7,00	19,8	235,834	20	3,24	10	2856,574	571,315	128,772	141,500	270,272	1837,849	5265,738
R7	66,06	3,57	45,170	70,830		7,00	19,8	235,834	20	3,24	10	3542,092	706,856	128,772	141,500	270,272	1837,849	6088,434
R8	local non chauffé																	
R9																		
R10																		
R11																		
R12	15.20	3,57	22,317	25,417		3.5	6.6	54,264	20	3,24	10	1018,543	203,709	44,982	32,558	77,540	527,274	1749,256

Tableau III.5 : Résultats de calcule des déperditions thermiques pour les locaux (1er étage)

Locaux	Surface de planché (m²)	La Hauteur (M)	Surface des murs Ex (m²)	Surface des murs In (m²)	Surface des Portes m²		Surface total des Fenêtres (m²)	volume	ΔT1 (°C)	ΔT2 (°C)	ΔT3 (°C)	DT (W)	Dl (W)	Qv	Qs	Qv+Qs	Dr (W)	Dtot (W)
					ext	int												
E1	66,06	3,57	45,170	44,470		7,00	19,8	235,834	20	3,24	10	4116,118	823,224	128,772	141,500	270,272	1837,849	6777,191
E2	66,06	3,57	19,109	70,830		7,00	19,8	235,834	20	3,24	10	3438,532	687,706	128,772	141,500	270,272	1837,849	5964,087
E3	66,06	3,57	45,170	44,470		7,00	19,8	235,834	20	3,24	10	4116,118	823,224	128,772	141,500	270,272	1837,849	6777,191
E4	66,06	3,57	45,170	44,470		7,00	19,8	235,834	20	3,24	10	3438,532	687,706	128,772	141,500	270,272	1837,849	5964,087
E5	66,06	3,57	19,109	70,830		7,00	19,8	235,834	20	3,24	10	4116,118	823,224	128,772	141,500	270,272	1837,849	6777,191
E6	66,06	3,57	45,170	70,830		7,00	19,8	235,834	20	3,24	10	4116,118	823,224	128,772	141,500	270,272	1837,849	6777,191

Niveaux	Dtot (W)
RDC	**41952,845**
1erÉtag	**39036,938**
Total	**80989,783**

Tableau III.6 : Déperditions thermiques total

III-3-4- Vérification

Exemple de local (ordinaire R-02) de 66,06 m³: de D_t = **3542,092** W

$D_{réf}$ = (0,9×S1 + 2,4×S2 + 1,2×S3 +3,5×S4 + 4,5×S5) × ΔT

Dans notre cas, on n'a pas de toiture ; donc S1 = 0

S2×ΔT = 66,06× 10 = **660,60** m² °C

S3×ΔT = (19,10×20) + (26,06×20) + (18,71×3,24) = **963,815** m² °C

S4×ΔT = (7×3,24) = **22,68** m² °C

S5×ΔT = (6,6×3,24) + (13.2×20)= **285,384**m² °C

$D_{réf}$ = 2,4 ×**660 ,60** + 1,2 ×**963,815**+ 3,5×**22,68** + 4,5×**285,384**= **4105,626** W

D'où 1,05× $D_{réf}$ = **4310,907 W**

Après calcul on a:

D_{total}= 3542,092 W

Donc : **3542,092** W**<4310,907W**

Alors on peut dire que la condition vérifie.

IV.1Choix des radiateurs a eau chaude

A basse ou haute température, le radiateur à eau chaude fonctionne avec une chaudière. Enacier, fonte ou fonte d'aluminium,le radiateur à eau chaude est design, vertical, horizontal, extraplat, sur-mesure ou plinthe. Chaleur douce, puissance : suivez le guide conseil pour choisir vosradiateurs à eau chaude.

IV.1.1radiateur à eau chaude

Contrairement aux radiateurs électriques, les radiateurs à eau chaude sont utilisés pour les chauffages à combustion (chaudière à bois, à gaz ou à fuel), mais également pour les pompesà chaleur ou chauffage solaire. Les radiateurs à eau chaude chauffent l'eau appelée liquidecaloporteur.

Les radiateurs à eau chaude sont reliés à la chaudière et entre eux grâce à deux tubes :

- un tube qui amène l'eau chaude jusqu'aux radiateurs ;
- un tube qui récupère l'eau refroidie en sortie de chacun des radiateurs et qui la renvoie vers la chaudière où elle est à nouveau réchauffée.

Les radiateurs à eau chaude diffusent la chaleur par rayonnement - émission de chaleur par la paroi chaude - afin de multiplier les échanges thermiques.

Les radiateurs à eau chaude sont équipés d'une carcasse creuse où circule le liquide caloporteur, ce qui explique leurs formes si spéciales en tubes, ailettes ou lames.

Les radiateurs à chaleur douce ont une grande surface d'échange qui leur permet de diffuser autant de chaleur qu'avec une chaudière basse température ou une chaudière à condensation maisen utilisant de l'eau moins chaude. Cela constitue une réelle sécurité pour les enfants et unevéritable source d'économie d'énergie.

D'autres radiateurs fonctionnent par convection, les convecteurs. Ces derniers ont la particularité de pouvoir être encastrés dans un habillage, une plinthe voire un plancher. La chaleur est diffusée par le mouvement d'air naturel de convection (transfert de la chaleur par lacirculation des gaz) qui s'élève de bas en haut du corps de chauffe. A ne pas conjuguer avec unechaudière basse température – la température minimum demandée par ce type de radiateur est de60 °C.

IV.1.2 la différence entre en radiateur haute et basse température

La température de l'eau bien sûr ! Si les deux radiateurs ont le même fonctionnement, l'eau s'élève à 90°C pour le radiateur haute température et 50°C pour le radiateur basse température quiest également appelé radiateur chaleur douce - car fonctionnant à basse température, inertielégère.

Côté consommation, le radiateur basse température est plus économique car il demande moinsd'effort de la part de la chaudière, en contrepartie, leur surface de chauffe est plus imposante, ilssont donc plus volumineux.

Pour un fonctionnement optimal, il est conseillé de conjuguer les radiateurs basse températureavec une chaudière basse température ou une pompe à chaleur - joue le rôle d'augmentateur detempérature.

IV.1.3 Les différant type des radiateurs

Radiateur à eau chaude : fonte, fonte d'aluminium ou acier.

La qualité de l'échange de la chaleur est déterminée essentiellement par la surface externe duradiateur en contact avec l'environnement de la pièce. Il est donc essentiel de choisir des radiateurs à eau chaude avec des matériaux adaptés.

On trouve trois principaux types de radiateurs dont les propriétés thermiques diffèrent.

a)Les radiateurs à eau chaude en fonte

Les radiateurs à eau chaude en fonte bénéficient d'une très bonne inertie - grande capacité à stocker la chaleur. En contrepartie, les radiateurs à eau chaude en fonte mettent du temps à monter en température. Ces radiateurs sont robustes et volumineux, leur installation difficile (car très lourds) et leur prix élevé.

b) Les radiateurs à eau chaude en fonte d'aluminium

Les radiateurs à eau chaude en fonte d'aluminium montent très vîtes en température et en descendent lentement. Leur comportement thermique est idéal pour une maison avec une bonne isolation. Incompatibles avec les autres radiateurs à eau chaude, les radiateurs en fonte d'aluminium risquent de développer de la corrosion. Leur design est assez classique.

c) Les radiateurs à eau chaude en acier

Compte tenu de leurs parois fines et de leur faible contenance en eau, l'inertie des radiateurs àeau chaude en acier est plus faible que celle des radiateurs en fonte. Les radiateurs en acier montent et descendent vîtes en température - faible inertie - et sont donc préconisés pour les pièces peu utilisées ou bien isolées. Les radiateurs en acier proposent un large choix de design, de dimensions et de couleurs.

IV.2leChoix des radiateurs pour notre bibliothèque

Le radiateur choisit pour notre bibliothèque d'après le catalogue de la marque CHAPPEE, contenu des puissances fabriquer notre choix s'est porté sur le radiateur ci-après **[6]** :

- Type : FONTE A COLONNES GAMME HORIZONTALE A ELEMENTS.
- Modèle : DUNE **D4** Annexe Tableau D1.



Figure IV.1 : radiateurs type : fonte à colonnes gamme horizontale à éléments (6).

On a choirez les radiateurs suivant les tableaux IV.1 ; IV.2et IV3 pour les trois étages suivent à partir du catalogue de CHAPEE **Annexe Tableau D1.**

Tableau IV.1 : Choix des radiateurs pour (rez-de-chaussée)

Local	Déperdition (W)	Nombre de radiateur	Capacité de L'eau (L)	Total L'eau (L)	Modale	Puissance Nomina W	Puissance Installer W
R1	**5318,377**	3	17,5	52,5	C1B700418	1818	5454
R2	6088,434	4	15,5	62	C1B700416	1616	6464
R3	5265,738	3	17,5	52,5	C1B700418	1818	5454
R4	6088,434	4	15,5	62	C1B700416	1616	6464
R5	6088,434	4	15,5	62	C1B700416	1616	6464
R6	5265,738	3	17,5	52,5	C1B700418	1818	5454
R7	6088,434	4	15,5	62	C1B700416	1616	6464
R12	1749,256	1	17,5	17,5	C1B700418	1818	1818
		Sou total		423 L		13736	44036

Tableau IV.2: Choix des radiateurs pour (1ére étage)

Local	Déperdition (W)	Nombre de radiateur	Capacité de L'eau (L)	Total L'eau (L)	Modale	Puissance Nomina W	Puissance Installer W
R1	6777,191	4	17,5	70	C1B700418	1818	7272
R2	5964,087	4	15,5	62	C1B700416	1616	6464
R3	6777,191	4	17,5	70	C1B700418	1818	7272
R4	5964,087	4	15,5	62	C1B700416	1616	6464
R5	6777,191	4	17,5	70	C1B700418	1818	7272
R6	6777,191	4	17,5	70	C1B700418	1818	7272
		Sou total		404 L		10504	42016
		total volume d'eau		827 L	Puissance totale Installer		86052

III.3 La chaudière

Les chaudières sont des échangeurs de chaleur ayant pour rôle de produire le fluide Caloporteur qui transmet le chaud. Elles sont généralement en fonte ou en acier et Utilisent un combustible solide ou gazeux (celles qui utilisent deux tubes de Combustible sont dits mixte) ses éléments constructifs les plus important sont ;

- Le brûleur
- Le foyer (chambre où se déroule la combustion)
- Bloc de régulation

La chaudière est choisie à partir de la puissance calorifique nominale qui est garantie Par le constructeur et on fonction des besoins du bâtiment en chaleur.

$$\mathbf{Q_{ch} = Q_{tot} * (1+Zr)} \qquad \text{(IV-1)}$$

Q_{ch}: Puissance de la chaudière en (KW)

Q_{tot} : Besoins calorifiques totaux (KW)

Zr : Coefficient de majoration pour compenser les pertes calorifiques dans le réseau.

Quelques valeurs usuelles de Zr

- Pour tuyauterie protégée, colonne montante le long des murs intérieur ou Tuyauterie aveccalorifuge dans les pièces froides Zr=0,05.
- Pour tuyauterie moins protégée, colonne montante le long des murs extérieurs Zr=0,1.
- Tuyauterie avec le réseau très étendu, sans calorifuge Zr=0,15.

$\mathbf{Q_{tot} = Q_{v.c} + Q_{rad}}$(IV-2)

Avec:

$Q_{v.c}$: Quantité de chaleur fournie pour les ventilo convecteurs.

Q_{rad} : Quantité de chaleur fournie pour les radiateurs.

Application

Q_{tot} : Besoin calorifique de chauffage qui est la quantité de chaleur fournie par les ventilo-convecteurs

et les radiateurs.

Zr=0,1

Donc :

$\mathbf{Q_{ch}=86,052* 1,1=94,657\ KW}$

A partir du catalogue de CHAPEE notre choix s'est porté sur la chaudière qui suit **[7].** Type **MOOREA H HTE** modèle **110H** (**Chaudière gaz à condensation de 50 à 110 kW)** chaudière à gaz, fonte, haut rendement avec brûleur atmosphérique) ;

- **Evacuation** : Cheminée ;
- **Puissance normale** : 110 KW ;
- **Débit des fumées** : 149.8 kg/h ;
- **Tirage nécessaire** : 164 mbar ;
- **Rendement charge** (100% température moyenne 70°C) :97,2%;
- **Rendement charge** (30% température retour 30°C) :108,6%;
- **Puissance électrique** : 150w ;
- **Pression max d'utilisation** (primaire) :4bar ;
- **Organisme : GWI** ;
- **Contenance de l'eau** : 8.7litres ;
- **Combustible** : Gaz naturel ;
- **Type de générateur** : chauffage ;
- **Type de chaudière** (basse temp) : BT.



Figure IV-2 : chaudière du groupe CHAPPEE[7].

IV.4Dimensionnement De La Chemine

IV.4.1La chemine

La cheminée (lat. ca minus) est un conduit vertical aménagé dans un bâtiment, (un véhicule), pour évacuer les gaz et fumées toxiques d'un feu brûlant dans son intérieur. Ce terme ne désigne couramment que la souche, la partie du conduit à fumée dépassant du toit du bâtiment. Ce terme désigne aussi quelquefois un édifice séparé du reste des constructions, un corps de construction complètement autonome. On appelle aussi cheminée, l'âtre, la cheminée ornementale d'appartement, c'est-à-dire l'espace aménagé autour du foyer ouvert comportant sur son des sus une hotte et dont le fond porte une plaque de cheminée, appelée aussi taque ou contrecœur.

Les navires, les locomobiles et les locomotives à vapeur ont des cheminées : la combustionest faite à l'extérieur du moteur avec du combustible. Pour les véhicules à moteur à combustion interne, c'est plutôt un pot d'échappement ou des tuyères.

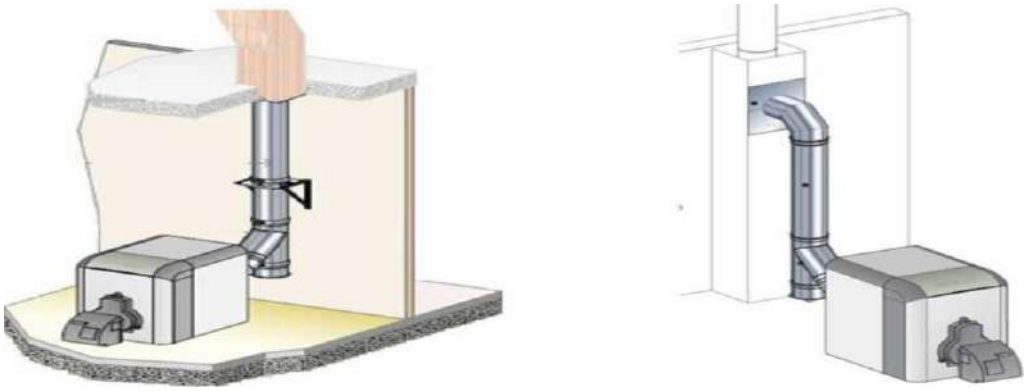


Figure IV-3 : phototype d'une cheminé

IV.4.2Calcule de dimensionnement de la chemine

Le tirage de la cheminée sera calculé par la relation suivante :

$h_{chemine}=h.(\rho e - \rho i)$ (IV-3)

- h : représente la hauteur de la cheminée (m)

Il est donne par la formule suivent :

$h=hB+1$ (IV-4)

- hB : représente la hauteur du bâtiment (m)
- ρe : représente la masse volumique de l'air extérieur (kg/m^3)
- ρi : représente la masse volumique des gaz combustion (kg/m^3)

$S_{chemine}= P_{chaudiére}/ [(10^6. (h/10)^{0,5}]$ (IV-5)

- $P_{chaudiére}$: représente la puissance de la chaudière (W)

IV.4.3application au projet

On a la hauteur de notre chaufferie est à 7,64 m ce qui nous donne $h_{chemine}$=8,64 m.

On prend ρe=1.293 kg/m3 ; et ρi= 0.927 kg/m^3.

A.N : h=8,64 (1,293- 0,927) =3,16mce.

Pour le calcul de la section de la cheminé, on emploi l'équation de HERODY :

On a h= 3,16 mec et on a $P_{chaudiére}$= 94,657 KW

Donc $S_{chemine}$= 0,17 m^2.

IV.5 La chaufferie

La chaufferie est le local thermique pour toute l'installation du chauffage central il doit donccontenir tous les éléments nécessaires pour qu'une installation puisse fonctionner à la perfection telsque : chaudière, vase d'expansion, pompe, etc. ……

La chaufferie est en fait un local particulier qui exige certaines conditions ;

- ❖ Le volume du local doit être supérieur à $8m^3$**.**
- ❖ Avoir un accès de secours extérieur facile.
- ❖ Le mur de la chaufferie doit être en brique plein et le degré de résistance au feu égale à 02(c'est à-Dire que le mur doit résister au feu au moins deux heures).
- ❖ Les portes doivent s'ouvrir vers l'extérieur.

IV.5.1 Calcul de la ventilation de la chaufferie

Elle a pour but :

- Amener l'air neuf nécessaire a la combustion.
- Évacuer les gaz qui se repensent dans la chaufferie.

- Maintenir une température acceptable à l'intérieur de la chaufferie.

On prévoira une ventilation naturelle pour la chaufferie par deux ouvertures :

- Une ouverture basse pour la pénétration de l'air.
- Une ouverture haute pour l'évacuation de l'air vicié.

Les sections des deux ouvertures basse et haute sont données par les relations suivantes :

$S_{ouverture\ haute} = S_{chemine}/2$ (IV-6)

$S_{ouverture\ basse} = S_{chemine} + S_{ouverturehaute}$(IV-7)

A.N:

$S_{ouverture\ haute}$ =0,17/2=0,8 m^2

$S_{ouverture\ basse}$ = 0,8+ 0,17 = 0.25 m^2

IV.5.2 Vase d'expansion

Sous l'action de la chaleur l'eau se dilate et son volume augmente dans l'installation Comprimant ainsi la membrane.

Le vase d'expansion est une réception de forme cylindrique ou carré destinée à absorber lesaugmentations de volume dus aux dilatations d'eau, il comporte une membrane en matière synthétique qui sépare les chambres d'eau et de gaz (air ou azote).

Le vase d'expansion est destiné à :

- Recevoir la quantité de surplus d'eau du à l'échauffement.
- Alimenter le système en eau si la température de l'eau diminue dans le cas ou il y aurait une fuite.

On choisit un vase d'expansion fermé :

- Supprimant tous risques de gels ou d'évaporation.
- Pas d'entretien.
- Diminue les déperditions calorifiques.

IV.5.2.1 Calcul de la contenance en eau de l'installation

La contenance représente le volume d'eau nécessaire pour le remplissage de l'installation:

$V_{tot} = V_{tuy} + V_{rad} + V_{ch}$ (IV-8)

V_{tuy} : Volume de la tuyauterie.

V_{rad} : Volume d'eau dans les radiateurs.

V_{ch} : Volume d'eau dans la chaudière.

IV.5.2.2 Calcul de volume d'expansion

Pour le volume d'expansion on utilise la formule suivante :

$V_{exp} = V_{tot}\ (Cm - Cr)$ (IV-9)

Cm: coefficient de dilatation à la température moyenne de fonctionnement, soit ;

T_{moy}= (t départ chaudière + t retours)/2 (IV-10)

Cr : coefficient dilatation à la température de remplissage.

Calcul de volume total du réservoir (vase) :

$V_{vase} = V_{exp}/ (1 – (P1/P2))$ (IV-11)

Avec ;

P1 ; Pression effective de soufflage correspondant à la hauteur statique + 1 bar.

P2 ; Pression d'ouverture de la soupape de sécurité + 1 bar. Cette pression dépend de la hauteur statique.

Coefficients de dilatation de l'eau

Température °C	coefficient	Température °C	coefficient
10°	0,0004	075°	0,0256
20°	0,0018	080°	0,0288
30°	0,0044	085°	0,0322
40°	0,0079	090°	0,0357
50°	0,0119	095°	0,0394
55°	0,0143	100°	0,0431
60°	0,0169	105°	0,0472
65°	0,0196	110°	0,0513
70°	0,0225		

Tableau IV.3 :coefficients de dilatation de l'eau (AnnexeTableau D5).

❖ **Application**

• Calcul du volume total :

Donnés de base :

T départ : 90°C.

T retour : 70°C.

T de remplissage : 10°C → Cr = 0.0004.

Pour le volume du circuit de conduite on avoir le catalogue multicouche qui donne lacontenance en eau de chaque diamètre nominale de conduite en litre par mettre de longueur deconduit.

Contenance en eau dans la conduit = 138,45 L.**Annexe E1**

Contenance en eau dans la chaudière = 8,7 L.

Contenance en eau dans les radiateurs = 827 L.

• Contenance en eau total :

$V_{tot} = V_{tuy} + V_{ch} + V_{rad}$

V_{tot} = 974,15L

T_{moy} = (t départ chaudière + t retour)/2

= (90+70)/2= 80°C → Cm=0 ,0288.

V_{exp} = Vtot (Cm – Cr)

V_{exp} = 974,15.(0,0288-0,0004)

V_{exp} =27,67L

V_{vase} = V_{exp}/(1 – (P1/P2)

Avec :

P1 = 0.7+1 =1.7 bar.

P2 = 5+1 = 6 bar.

V_{vase}=38,61 L.

Tableau IV.4: A partir de ces paramètres onchoisi la vase sur le catalogue salmson (AnnexeTableau D3)[8]

Le modèle	RESERV-50L-10B-VT-V
Réf Article	**66307**
Capacité en (litre)	**50**
Hauteur en (mm)	**720**
Diamètre en (mm)	**380**
Diamètre de raccordement Ø en (mm)	**25,4**
La pression de service en (bar)	**10**

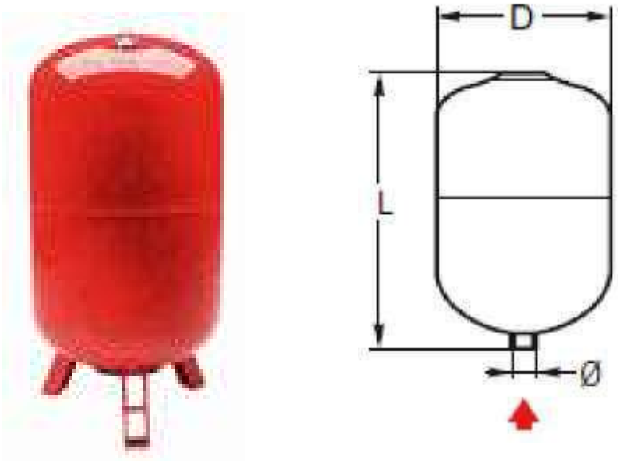


Figure IV-4 : vase d'expansion SALAMSON.

VI.5.3 Choix de la pompe de circulation

La circulation de l'eau dans un réseau de chaleur assurée par des pompes placées soit sur l'aller et le retour soit sur l'aller ou le retour.

Leur entrainement s'effectue par moteur électrique, le choix de la hauteur manométrique de la pompe se fait sur la base de critère de rentabilité, cette dernière se détermine à partir du réseau reliant la chaudière au point fourniture critique.

La pression de service de la pompe de circulation pour un réseau est donnée par la formule suivante :

P Pompe de circulation = $P_{statique} + \Delta P_{réseau}$(IV-12)

- $P_{statique}$: représente la pression due à la colonne d'eau dans notre installation, elle se calcule à partir la hauteur statique Δh de l'installation (m), elle est égale à **1.17 bar** pour notre installation.
- $\Delta P_{réseau}$: représente la perte de charge totale associée au tronçon le plus défavorable, dans notre cas $\Delta P_{tronçon\ défavorable}$ = 8130,49Pa = **0,08 bar**.

D'où la pression de service de notre pompe de circulation est égale à **1,25 bar.**

On prévoit une pompe de circulation dans le circuit d'aller, débit de **4,74 m^3/h** avec un **hmt** égale**0,8mce**.

D'après **[9]** catalogue **SALMSON PRIUX MASTER/D** les caractéristiques de la pompe de circulation sélectionnées sont dans le tableau suivant.

Tableau VI-5 : les caractéristiques de la pompe de circulation (Annexe Tableau D4) [9]

REFERENCE	2120678
DESIGNATION	Priux master 25-55
ENTRAXE (mm)	180
DN CIRC (mm)	38.1



Figure IV-5 : pompe de circulation [9].

V.1 Introduction

Un réseau de chaleur ou système de distribution d'un fluide chaud à distance est caractérisépar le fait que c'est à partir d'une seule chaufferie qu'on assure l'alimentation en fluidecaloporteur (dans notre cas on à l'eau chaude) de tout un complexe tel que notre bibliothèque.

Lachaleur produite dans la chaufferie centrale est alors distribuée au moyen d'un réseau de tuyauteries. D'prés **[4]**

V.1.1 réseau a eau chaude

Ce type de chauffage correspond dans son ensemble à une importante installation de chauffage à eau chaude accélérée. Elle peut être du type fermie (c'est notre cas) ou ouvert. Le transport de la chaleur se fait avec de l'eau dont la température est la même que dans un chauffage central. La température aller est habituellement régulée centralement en fonction de la température extérieure.

V.1.2 les avantages d'un réseau à eau chaude

Les avantages des réseaux de chaleur à eau chaude sont les suivants :

- Grande sécurité de fonctionnement ;
- Possibilité d'une régulation centrale au niveau des moyens de production ;
- Pert calorifique faible.

V.2 Calcul du réseau de tuyauteries

Une fois le type de chauffage choisi, il est nécessaire de tracer le schéma de principe de toutel'installation avec l'emplacement de la chaudière, des corps de chauffe, des tuyauteries et desaccessoires divers.

On numérotera systématiquement les différents circuits de la chaudière aux corps de chauffe et l'on indiquera pour chacun l'eux la puissance et la longueur.

Il est nécessaire aussi de calculer les pertes de charges liées à cette installation comportes lespertes de charge linéaires et singulières. D'prés **[4].**

V .3 Les pertes de charges linéaires et les pertes de charge singulières

V.3.1 Les pertes de charges linéaires

La perte de charge linéaire est due aux frottements entre les parois de la conduite.

La valeur de la perte de charge linéaire est donnée par la formule suivante en :

$\Delta PL = J. L$ (V-1)

J : représente le coefficient de perte de charge linéaire.

L : représente la longueur de la conduite parcourue (m).

V.3.2 les pertes de charges singulières

Les pertes de charges singulières sont dues aux accidents de parcours tel que les vannes, les coudes, étranglements, rétrécissements, élargissement etc.…

La valeur des pertes de charges singulières est donnée par la formule suivant :

$\Delta Ps = \Sigma \xi.V^2/2g(V-2)$

- g : Accélération de la rétrécissement (m/s^2).
- ξ : représente le coefficient de perte de charge singulière.**Annexe E2.**
- v : la vitesse moyenne après rétrécissement(m/s).

Donc les pertes de charges totales étant la somme des pertes de charge linéaire et singulières :

$\Delta PT= \Delta PL + \Delta Ps$ (V-3)

- Les pertes de charges exprimées en (Pa)

V.4 Calcul et dimensionnement du réseau hydraulique

V.4.1 les étapesde travail

Pour calculer les pertes de charge linéaire on a avoir la catalogue multicouche**[10].**

-calculer le débit utilise par la relation :

$qv= p / 1,16. \Delta T$ (V-4)

Avec :

- qv en [l/h] ;
- P en [W] ;
- 1,16 : Chaleur volumique de l'eau en [w / l °C] ;
- ΔT : Ecart de température reçu ou perdu par l'eau en [°C].

-propose un diamètre de chaque tronçon.

-calculer le vitesse utilise par relation :

-On voir posé sur les abaque **[10]**(**annexe E3**) le début calculé prendreun deux point chaque diamètre donné vitesse et un perte de charge linéaire .

La Vitesse de l'eauChauffage central: max. 1 (m/s) .

V.4.2 application au projet :

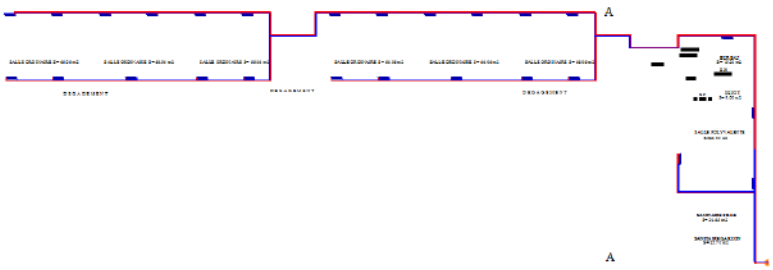


Figure V-1 : Isométrie des corps de chauffe rez-de-chaussée [13].

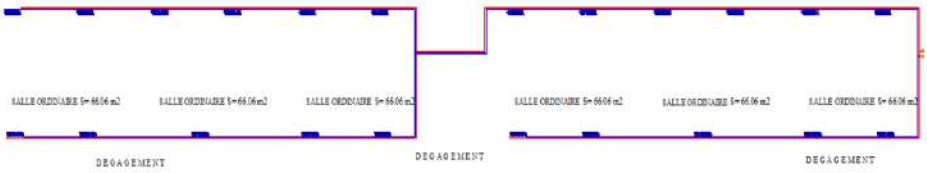


Figure V-2 : Isométrie des corps de chauffe 1er étage [13].

- **Calcul des pertes de charge pour le réseau de l'RDC :**

Tableau (V-1) : des pertes de charge pour le circuit de l'RDC

Traçons	L (m)	P (W)	D (mm)	V (m/s)	Qv (l/h)	J (pa/m)	Σ ξ	ΔP_l (pa)	ΔPs (pa)	ΔPtot (pa)
CHA1	6,5	7272	32	0,18	313,45	17	3,825	110,5	63,16	173,66
A1A2	11 ,70	1818	20	0,15	78,36	15	6,284	175,5	72,06	247,56
A2A3	3	5454	32	0,13	235,05	10	3,556	30	30,63	60,63
A3A4	2,90	3636	32	0,09	156,72	4	1,981	11,60	8,18	19,78
A4A5	11,60	1818	32	0,05	78,36	1	3 ,851	11,60	4,90	16,50
A5A6	15,65	-	32	0,05	78,36	1	3 ,851	11,60	4,90	16,50
A6A7	5,30	1616	26	0,06	69,66	4	5,734	21,20	10,52	31,72
A7A8	3,05	1616	26	0,06	69,66	4	1,974	12,20	3,62	15,82
A8A9	6	1818	26	0,08	78,36	5	1,974	30	6,44	36,44
A9A10	3,05	1818	26	0,08	78,36	5	1,974	15,25	6,44	21,69
A10A11	6	1616	26	0,07	69,66	4	1,974	24	4,93	28,93
A11A12	3,05	1616	26	0,07	69,66	4	1,974	12,20	4,93	28,93
A6A13	7,60	1616	20	0,10	69,66	13	5,866	98,8	29,90	128,7
A13A14	3,05	1616	20	0,10	69,66	13	1,870	39,65	9,53	49,18
A14A15	7,10	1818	20	0,11	78,36	15	1,870	106,5	11,54	118,04
A15A16	7,10	1616	20	0,10	69,66	13	1,870	92,3	9,53	101,83
A16A17	3,05	1616	20	0,10	69,66	13	1,870	39,65	9,53	49,18
A12A18	8,60	-	26	0,08	78,36	5	7,679	43	25,05	68,05
A18A19	5,30	1616	20	0,10	69,66	13	7,604	68,9	38,76	107,66
A20A20	3,05	1616	20	0,10	69,66	13	1,870	39,65	9,53	49,18
A20A21	6	1818	20	0,11	78,36	15	1,870	90	11,54	101,54
A21A22	3,05	1818	20	0,11	78,36	15	1,870	45,75	11,54	57,29
A22A23	6	1616	20	0,10	69,66	13	1,870	78	38,76	116,76
A23A24	3,05	1616	20	0,10	69,66	13	1,870	39,65	38,76	78,41
A18A25	7,60	1616	20	0,10	69,66	13	5,866	98,8	29,9	128,7
A25A26	3,05	1616	20	0,10	69,66	13	1,870	39,65	38,76	78,41
A26A27	7,10	1818	20	0,11	78,36	15	1,870	106,5	45,75	152,25
A27A28	7,10	1616	20	0,10	69,66	13	1,870	92,3	38,76	131,06
A28A29	3,05	1616	20	0,10	69,66	13	1,870	39,65	38,76	78,41
Perte de charge totale de Traçons (Pa)										4585,62

- **Calcul des pertes de charge pour le réseau de 1er étage :**

Tableau (V-2) : des pertes de charge pour le circuit de 1er étage

Traçons	L (m)	P (W)	D (mm)	V (m/s)	Qv (l/h)	J (pa/m)	Σ ξ	ΔPl (pa)	ΔPs (pa)	ΔPtot (pa)
B1B2	5,30	1616	26	0,06	69,66	4	5,734	21,20	10,52	31,72
B2B3	3,05	1616	26	0,06	69,66	4	1,974	12,20	3,62	15,82
B3B4	6	1818	26	0,08	78,36	5	1,974	30	6,44	36,44
B4B5	3,05	1818	26	0,08	78,36	5	1,974	15,25	6,44	21,69
B5B6	6	1616	26	0,07	69,66	4	1,974	24	4,93	28,93
B6B7	3,05	1616	26	0,07	69,66	4	1,974	12,20	4,93	28,93
B1B8	7,60	1616	20	0,10	69,66	13	5,866	98,8	29,90	128,7
B8B9	3,05	1616	20	0,10	69,66	13	1,870	39,65	9,53	49,18
B9B10	7,10	1818	20	0,11	78,36	15	1,870	106,5	11,54	118,04
B10B11	7,10	1616	20	0,10	69,66	13	1,870	92,3	9,53	101,83
B11B12	3,05	1616	20	0,10	69,66	13	1,870	39,65	9,53	49,18
B7B13	8,60	-	26	0,08	78,36	5	7,679	43	25,05	68,05
B13B14	5,30	1616	20	0,10	69,66	13	7,604	68,9	38,76	107,66
B14B15	3,05	1616	20	0,10	69,66	13	1,870	39,65	9,53	49,18
B15B16	6	1818	20	0,11	78,36	15	1,870	90	11,54	101,54
B16B17	3,05	1818	20	0,11	78,36	15	1,870	45,75	11,54	57,29
B17B18	6	1616	20	0,10	69,66	13	1,870	78	38,76	116,76
B18B19	3,05	1616	20	0,10	69,66	13	1,870	39,65	38,76	78,41
B12B19	7,60	1616	20	0,10	69,66	13	5,866	98,8	29,9	128,7
B19B20	3,05	1616	20	0,10	69,66	13	1,870	39,65	38,76	78,41
B20B21	7,10	1818	20	0,11	78,36	15	1,870	106,5	45,75	152,25
B21B22	7,10	1616	20	0,10	69,66	13	1,870	92,3	38,76	131,06
B22B23	3,05	1616	20	0,10	69,66	13	1,870	39,65	38,76	78,41
A6B1	3,57	-	32	0,05	78,36	1	3 ,851	11,60	4,90	16,50
Perte de charge totale de Circuits (Pa)										3545,36
Pert9e de charge totale de la bibliothèque (Pa)										8130,98

V.4.3 Condition de l'équilibrage

Les tronçons doit vérifient la condition suivante :

$[(\Delta P_{défavorable}) - (\Delta P_{circuit})/ (\Delta P_{défavorable})].100 < 15\%$ (VI-5)

Les tronçons qui vérifient cette condition sont dits équilibrés, pour les autre tronçons on les ajoute des vannes d'équilibrage appelés aussi des vannes d'étranglements ayant une perte de charge égal à la différence entre la perte de charge du tronçon le plus défavorable et la perte de charge associée à ces tronçons.

Tableau (V-3) : On à le circuit le plus défavorable est le circuit CH A1'A1 CH' du 2'^{er} étage

Circuits	Pert de charge associée ΔP (Pa)	ΔP pour le circuit le plus défavorable (Pa)	La valeur pour la condition d'équilibrage (%)	Résultats
Ch1'A1'-ch1'A1'	7783,66	8130,98	4	Le Circuits est équilibre
Ch'A23'-ch'A23'	7061,72	8130,98	14	Le Circuits est équilibre
Ch'A12'-ch'A12'	5524,42	8130,98	32	Le circuit nom équilibre, On ajoute une vanne d'étranglements

VI.1 Introduction

La régulation est un procédé au cours duquel la grandeur réglée est mesurée en permanence et comparée à une grandeur de référence. Les variations de la grandeur réglée provoquées par des grandeurs perturbatrices venant de l'extérieur sont ainsi compensées en permanence.

La réalisation d'une régulation se fait donc :

- ✓ En mesurant la valeur réelle de la grandeur physique à régler.
- ✓ En la comparant avec le point de consigne.
- ✓ En agissant sur la grandeur de réglage (température ou début d'un fluide), pour réduire l'écran constante. D'après **[3]**

VI.2 Boucle régulation

Une boucle de régulation comprend :

- ➢ Un organe de diction de la grandeur à règle.
- ➢ Un régulateur compare la valeur instantanée de la grandeur à règle avec la valeur de consigne de cette grandeur. Un cas d'écran de réglage constant élabore certaines bases de calcul une certaine grandeur de réglage.
- ➢ Un organe de réglage : qui peut être une vanne ou un registrer ses dernières sont pilotés par un actionneur tel que servomoteur que reçoit la grandeur de régulateur.

VI.3 Appareils de régulation utilisée dans le système de chauffage

VI.3.1 Thermostat

C'est un organe de détection de température monté avec régulateur dans la même unité



Figure VI-1 : thermostat numérique

VI.3.2 sonde

C'est un organe de détection de température dans la régulation électronique.



Figure VI-2 : sonde de température

VI.3.3 vanne

C'est un organe de réglage qui permet de régler un débit volume de fluide liquide, la vanne à trois voies est la plus utilisé dans l'installation de chauffage et on à deux types de vanne à trois vois :

- ✓ vanne à trois vois mélangeuse : elle a deux entrées et une sortie.
- ✓ vanne à trois vois diviseuse ou réparation : elle a une entrée et deux sorties.



Figure VI-3 : une vanne à trois voit

VI-4 Choix du mode de régulation

Parmi les modes de régulation, il existe :

VI.4.1 La régulation individuelle

Par action direct sur le corps de chauffe. Elle peut être

- **Manuelle :** en faisant varier les débits d'eau entrants dans l'appareil manuellement à l'aide d'un robinet d'arrêt .ici, l'homme joue le rôle de détecteur et de régulateur.
- **Automatique :** où l'appareil est muni d'un robinet thermostatique lacé à son entrée qui fait varier l'alimentation en eau chaude en fonction de la température de consigne voulue. L'avantage de ce système est de contrôle chaque appareil séparément.

VI.4.2 La régulation d'ensemble

Ce type de régulation existe généralement dans la chaufferie .C'est un mode de régulation agissent sur l'ensemble de la chaleur totale fournie et cela en fonction des paramètres climatiques extérieures qui agissent sur l'ensemble à chauffer. D'après **[3]**

VI.5 Application au projet

On prévoie deux sondes, l'une à l'extérieur et l'autre placée sur le circuit de l'eau chaude (l'aller).Ce mode de régulation consiste à maintenir la température de départ de l'eau et la température ambiante constante.

Les deux sondes transmettent leurs indications au régulateur R qui les compare à celle de consigne, et donne au brûleur ou à la pompe pour ajuster selon les bosons de débit d'eau chaude, et ou servomoteur qui agit sur la vanne à trois voies pour faire le mélange.

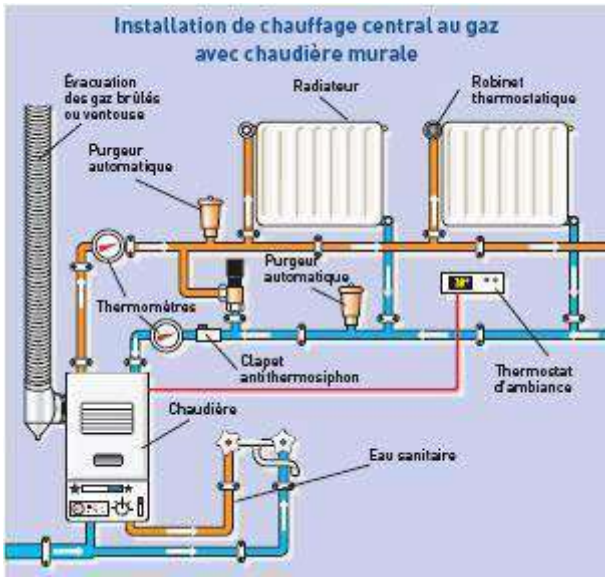


Figure VI-4 : schéma de principe de l'installation de chauffage

CONCLUSION GENERAL

Dans ce présent travail, nous nous sommes intéressés au chauffage centralisé d'une bibliothèque, et plus particulièrement à l'étude et la conception du système de chauffage avec toutes ces composantes pour l'atteinte de l'optimum en matière de confort thermique pendant la période hivernale.

Nous avons passé en revue les différentes étapes à l'établissement du circuit de chauffage à savoir les caractéristiques intrinsèques des parois du bâtis ainsi que les déperditions thermique relative, ce qui nous a permis d'établir le bilan thermique ainsi que le choix et le dimensionnement de l'installation du chauffage et son système de régulation , aussi nous somme penché sur les pertes de charge du circuit hydraulique d'eau chaude afin de déterminer les compensation nécessaire à ce système.

Cependant, la documentation reste le grand défi devant le développement d'un tel sujet, la disponibilité des livres et articles est une contrainte majeure à vaincre ainsi que la manipulation de logiciel adéquat a la réalisation de ce genre d'étude.

Ce travail nous a permis de nous sensibiliser sur les éventuels problèmes que nous aurons à affronter dans les projets d'ingénierie surtout avec l'avènement des défis énergétique et la notion d'habitat intelligent.il nous a en plus permis de maitriser certaines notions sur le chauffage qui demeure un domaine passionnant.

Finalement Nous espérons à travers ce projet de fin d'étude d'avoir été à la hauteur de la tâche qui nous a été à la confiée et d'avoir été méthodique dans ce projet aussi que notre étude représente une aide et une documentation riche aux étudiants qui s'intéressent au domaine du chauffage.

Références Bibliographiques

[1] Document technique réglementaire (D .T.R) C 3.2 réglementaire thermique des bâtiments D'habitations règle de calcule des déperditions calorifiques.

[2] Document technique réglementaire (D .T.R) C 3.4 réglementaire climatisation, règle de calcule des apports calorifiques des bâtiments.

[3] LE RECKNAGEL, « manuel pratique génie climatique » données fondamentales Tome 01 3ème édition pyc édition livres 1995.

[4] LE RECKNAGEL « manuel pratique génie climatique » chauffage et production d'eau Chaude sanitaire. Tome 02 ,3éme édition pyc édition livres 1996.

[5] LE RECKNAGEL « manuel pratique génie climatique ». Ventilation, climatisation, Conditionnement d'air. Tome 03, 3éme édition JJMG éditions / pyc livres 2001.

_____Les catalogues_____

[6] catalogue radiateur chappée 2018.

[7] catalogue chaudière chappée 2018.

[8] catalogue Salmson réservoirs expansion 2018.

[9] catalogue générale Salmson.

[10]catalogue Multicouches.

Annexe

Annexe Tableau A.1 : Zonage climatique [1]

Wilaya	Communes	Zone
26 MEDEA	Groupe de Communes 1 : Aissaouia - Baata - Benchicao - Beni Slimane - Bir Ben Laabed - Bouchrahil - Bouskene - Deux Bassins - Djouab - Draa Essamar - El Azizia - El Guelb El Kebir - El Hamdania - El Omaria - Khamis Djouamaa - Medea - Meghraoua - Mezrana - Mihoub - Ouamri - Oued Harbil - Ouled Brahim - Ouzera - Sidi Errabia - Sidi Naamane - Sidi Zahar - Sedraia - Souaghi - Tablat - Tamesguida - Tizi Mehdi	B
	Groupe de Communes 2 : Hannacha.	B'
	Groupe de Communes 3 : Toutes les communes autres que celles figurant aux groupes de communes 1 et 2.	C

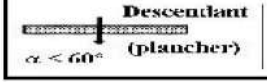
Annexe Tableau A.2 : Zonage climatique [1]

ZONE	Altitude (m)	t_{bo} (en °C)	ZONE	Altitude (m)	t_{bo} (en °C)
A	< 300 300 à 500 500 à 1000 ≥ 1000	6 3 1 -1	C	500 à 1000 ≥ 1000	- 2 - 4
B	< 500 500 à 1000 ≥ 1000	2 1 -1	D	< 1000 ≥ 1000	5 4
B'	<500 ≥ 500	0 voir Zone B	D'	< 1000	5

Annexe Tableau A.3 : Fixe les valeurs de la température extérieur de base [1]

ZONE	Altitude (m)	t_{bo} (en °C)	ZONE	Altitude (m)	t_{bo} (en °C)
A	< 300 300 à 500 500 à 1000 ≥ 1000	6 3 1 -1	C	500 à 1000 ≥ 1000	- 2 - 4
B	< 500 500 à 1000 ≥ 1000	2 1 -1	D	< 1000 ≥ 1000	5 4
B'	<500 ≥ 500	0 voir Zone B	D'	< 1000	5

Annexe Tableau B.1 :Les résistances thermiques d'échange superficiels intérieur $r_i=1/h_i$ et extérieur $r_e= 1/h_e$

$\frac{1}{h}$ en m².°C/W	Paroi en contact avec : - l'extérieur, - un passage ouvert, - un local ouvert.			Paroi en contact avec : - un autre local, chauffé ou non chauffé, - un comble, - un vide sanitaire.		
	$1/h_i$	$1/h_e$	$1/h_i + 1/h_e$	$1/h_i$	$1/h_e$	$1/h_i + 1/h_e$
	0,11	0,06	0,17	0,11	0,11	0,22
	0,09	0,05	0,14	0,09	0,09	0,18
	0,17	0,05	0,22	0,17	0,17	0,34

Annexe Tableau B.2 : λ_i conductivité thermique de la 1'ème couche exprimer en (w/m.ºC) [1]

Matériau	Masse volumique sèche ρ (kg/m³) (W/m.°C)	Conductivité thermique λ (J/kg.°C)	Capacité thermique c
Pierres naturelles (murs, revêtement de sol, revêtement muraux, ...) Roches éruptives			
- Granites, porphyres	2300 à 2900	3,0	936
- Basaltes	2700 à 3000	1,6	936
- Andésites, tufs volcaniques	2000 à 2700	1,1	936
Roches sédimentaires			
- Grès quartzeux	2000 à 2800	2,6	792
- Grès calcarifères	2000 à 2700	1,9	792
- Pierres calcaires			
o Pierres dures	2350 à 2580	2,4	936
o Pierres fermes	1840 à 2340	1,4	936
o Pierres tendres	1480 à 1830	1,0	936
o Pierres très tendres	≤ 1470	0,85	936
Roches métamorphiques			
- Marbre	≥ 2590	2,9	936
- Gneiss	2300 à 2900	3,0	936
- Schistes, ardoises	2000 à 2800	2,2	936
- Sable sec	1300	0,6	823
- Sable + gravillons	1800	1,2	792
Bétons de granulats courants			
Béton plein	2200 à 2500	1,75	1080
Béton caverneux	1700 à 2100	1,4	1080

Annexe Tableau C.1 : Coefficient K des portes

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

Annexe Tableau C.2 : Le coefficient d'exposition au vent ev est tiré du tableau suivent.

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

Tableau 7.4

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

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

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

Annexe Tableau C.3 : Le débit supplémentaire Q_s du à l'effet du vent pour un logement estdonné par le tableau suivent :

Type de parois	Valeurs de P_0 ($m^3/h.m^2$ sous $\Delta P = 1$ Pa)
Fenêtre ou porte fenêtre	4,0
Porte avec seuil et joint d'étanchéité	1,2
Porte	6,0
Double fenêtre	2,4

Annexe Tableau C.4 :Les coefficients a,b,c,d et e (en w/m^2 °c),ils dépendent de la nature du logement et de la zone climatique.

Zone	Logement individuel					Logement en immeuble collectif				
	a	b	c	d	e	a	b	c	d	e
A	1,10	2,40	1,40	3,50	4,50	1,10	2,40	1,20	3,50	4,50
B	1,10	2,40	1,20	3,50	4,50	0,90	2,40	1,20	3,50	4,50
B'	1,10	2,40	1,20	3,50	4,50	0,90	2,40	1,20	3,50	4,50
C	1,10	2,40	1,20	3,50	4,50	0,85	2,40	1,20	3,50	4,50
D	2,40	3,40	1,40	3,50	4,50	2,40	3,40	1,40	3,50	4,50
D'	2,40	3,40	1,40	3,50	4,50	2,40	3,40	1,40	3,50	4,50

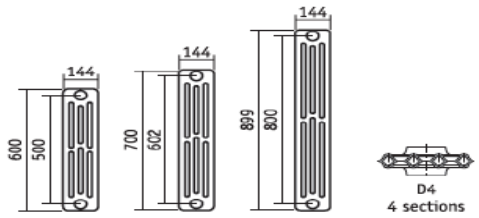
Annexe Tableau C.5 : Valeurs forfaitaires de Tau

Circulation ouverte sur l'extérieur		
Définition : Toute circulation commune ou dépendance dont le rapport de la section totale de ses ouvertures permanentes sur l'extérieur à son volume est supérieur ou égal à 0,005 m^2/m^3.		
Tau = 1		
Circulation ouvrant directement sur l'extérieur		
Définition : Toute circulation dont le taux horaire de renouvellement d'air est égal à 2.		
Parois extérieures de la circulation commune	**Parois séparant la circulation commune des logements**	**Valeur de Tau**
Isolées	Non isolées	0,30
	Isolées	0,55
Non Isolées	Non isolées	0,35
	Isolées	0,60
Inexistantes (circulation commune en position centrale)	Non isolées	0,25
	Isolées	0,45
Circulation commune n'ouvrant pas directement sur l'extérieur		
Définition : Toute circulation dont le taux horaire de renouvellement d'air est égal à 0,5.		
Parois extérieures de la circulation commune	**Parois séparant la circulation commune des logements**	**Valeur de Tau**
Isolées	Non isolées	0,20
	Isolées	0,40
Non Isolées	Non isolées	0,30
	Isolées	0,50
Inexistantes (circulation commune en position centrale)	Non isolées	0,10
	Isolées	0,25
Circulation commune avec trappes ouvertes en permanence		
Définition : Toute circulation dont le taux horaire de renouvellement d'air est égal à 4. Les circulations communes avec trappes ou gaines de désenfumage ouvertes en permanence et les parkings publics rentrent dans ce cas.		
Tau = 0,9		

Annexe Tableau D1 : catalogue radiateur chappée 2018 [6].

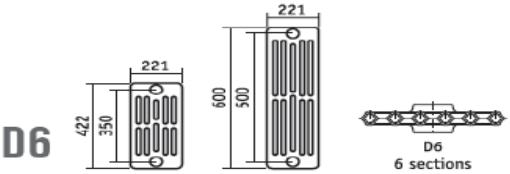
DUNE

D4



HAUTEUR SANS PIED MM	NBRE D'ÉLÉMENTS	LONGUEUR MM	POIDS KG	CAPACITÉ EN EAU L	WATT ΔT 50	RÉFÉRENCES	PRIX HT
	4	240	24	3,9	404	C1B700404	319
	5	300	30	4,9	505	C1B700405	398
	6	360	36	5,8	606	C1B700406	478
	7	420	42	6,8	707	C1B700407	558
	8	480	48	7,8	808	C1B700408	637
	9	540	54	8,7	909	C1B700409	717
	10	600	60	9,7	1010	C1B700410	797
	11	660	66	10,7	1111	C1B700411	877
700	12	720	72	11,6	1212	C1B700412	956
	13	780	78	12,6	1313	C1B700413	1 035
	14	840	84	13,6	1414	C1B700414	1 117
	15	900	90	14,6	1515	C1B700415	1 195
	16	960	96	15,5	1616	C1B700416	1 274
	17	1020	102	16,5	1717	C1B700417	1 354
	18	1080	108	17,5	1818	C1B700418	1 434
	19	1140	114	18,4	1919	C1B700419	1 514
	20	1200	120	19,4	2020	C1B700420	1 593

D6



HAUTEUR SANS PIED MM	NBRE D'ÉLÉMENTS	LONGUEUR MM	POIDS KG	CAPACITÉ EN EAU L	WATT ΔT 50	RÉFÉRENCES	PRIX HT
	4	240	31	4,8	508	C1B600604	383
	5	300	39	6	635	C1B600605	478
	6	360	46	7,2	762	C1B600606	574
	7	420	54	8,4	889	C1B600607	670
	8	480	62	9,6	1016	C1B600608	764
	9	540	69	10,8	1143	C1B600609	860
	10	600	77	12	1270	C1B600610	956
	11	660	85	13,2	1397	C1B600611	1 052
600	12	720	92	14,4	1524	C1B600612	1 146
	13	780	100	15,6	1651	C1B600613	1 242
	14	840	108	16,8	1778	C1B600614	1 339
	15	900	116	18	1905	C1B600615	1 434
	16	960	123	19,2	2032	C1B600616	1 530
	17	1020	131	20,4	2159	C1B600617	1 625
	18	1080	139	21,6	2286	C1B600618	1 721
	19	1140	146	22,8	2413	C1B600619	1 816
	20	1200	154	24	2540	C1B600620	1 912

Annexe Tableau D2 : catalogue radiateur chappée 2018 [7].

CARACTÉRISTIQUES CHAUDIÈRE

MOOREA H HTE		DONNÉES RT 2012	50 H	70 H	90 H	110 H
Type de générateur			Chauffage seul			
Énergie		•	Gaz naturel ou propane			
Évacuation			Cheminée B23, B33, B23P, C13X, C33X, C43X, C53X, C63X, C83 et C93X			
Nbre d'étoiles CE - Directives rendement 92 / 42 / CEE			★★★★			
Type de chaudière			Condensation			
Référence CE			CE-0085BU0372			
Etas - Rendements saisonnier suivant le règlement 811 (1)	**%**		**95**	**95**	-	-
Etas - Rendements saisonnier suivant le règlement 813 (2)	%		93	93	-	-
Puissance nominale 80/60°C maxi-mini	kW	•	9,7 - 48,7	16,5 - 68,1	19,4 - 87,7	24,3 - 107,8
Puissance nominale 50/30°C	kW		10,8 - 52,1	18,3 - 72,9	24,4 - 93,4	26,7 - 114,3
Débit calorifique	kW		10 - 50	17 - 70	20 - 90	25 - 110
Rendement charge 100% température moyenne 70°C	%	•	97,3	97,3	97,4	97,2
Rendement charge 30% température retour 30°C	%	•	108,6	108,8	108,8	108,6
Débit des fumées	kg/h		88,6	124,0	159,4	194,8
Tirage necessaire			> 0	> 0	> 0	> 0
Pertes à l'arrêt ΔT = 30 K	W	•	92	99	120	120
Pression gaz G20	mbar		20			
Température mini de retour chaudière	°C		15	15	15	15
Puissance électrique auxilliaire (hors rirculateur)	W	•	88	108	160	196
Puissance électrique à charge nulle	W	•	-	-	-	-
Débit nominal d'eau à Pn ΔT = 20 K	m3/h		2,08	3	3,75	4,6
Puissance électrique circulateur mini - maxi	W		Pas de circulateur			
Puissance électrique circulateur RT 2012	W		Pas de circulateur			
Débit minimal	l/h	•	0	0	0	0
ΔP chaudière à débit nominal	mbar		68	75	113	164
Contenance en eau	l		5,1	5,9	8,7	8,7
Pression maxi d'utilisation (primaire)	bar		4			
Classe de NOx (selon EN 297/A5)			5			
Puissance acoustique à Pn étanche	dB		54	57	60	60
Puissance acoustique à Pn cheminée	dB		50	53	56	56
Puissance acoustique à Pmini	dB		44	45	45	45
Référence du PV essai			K19332016T1			
Organisme			GWI			
Poids	kg		91	101	111	111
Débit gaz G20	m3/h		1,27 - 5,29	1,80 - 7,41	2,12 - 9,52	2,65 - 11,64
Débit gaz G25	m3/h		1,41 - 5,86	1,99 - 8,21	2,46 - 11,09	3,08 - 13,53
Débit gaz G31	kg/h		0,49 - 2,04	0,69 - 2,85	2,33 - 6,99	2,72 - 8,55

) Rendement chaudière + sonde extérieure livrée d'origine
) Rendement chaudière seule

Annexe Tableau C3 : catalogue Salmson réservoirs expansion 2018 [8]

CTÉRISTIQUES DIMENSIONNELLES - EXPA

irs d'expansion à membrane

d'article	Réf. article	vol.	Pression de service	Figure	Temp.	Ø
		litre	bar		°C	
-4B-VT-M	66284	6	4	1	-10 à +100	3/4"
-4B-VT-M	66285	8	4	1	-10 à +100	3/4"
L-4B-VT-M	66286	12	4	1	-10 à +100	3/4"
L-3,5B-VT-M	66287	18	3,5	1	-10 à +100	3/4"
L-3,5B-VT-M	66288	24	3,5	1	-10 à +100	3/4"
L-5B-VT-M	66289	35	5	2	-10 à +100	3/4"
L-6B-VT-M	66290	50	6	2	-10 à +100	3/4"
L-6B-VT-M	66291	80	6	2	-10 à +100	3/4"
0L-6B-VT-M	66292	100	6	2	-10 à +100	3/4"
0L-6B-VT-M	4000155	150	6	2	-10 à +100	1"
0L-6B-VT-M	4000156	250	6	2	-10 à +100	1"

D

D

Annexe Tableau D4 : catalogue Salmson 2018

(les caractéristiques de la pompe decirculation) [8]

		mm	C.R.C.	(vendues à l'unité)	RACCORDS-UNION
Priux master 25-55	678 €	180	1"½	-	4104727 14 €
Priux master 25-65	694 €	180	1"½	-	
Priux master 25-90	979 €	180	1"½	-	
Priux master 32-55	731 €	180	2"	-	4104728 14 €
Priux master 32-65	742 €	180	2"	-	
Priux master 32-90	1 140 €	180	2"	-	
Priux master 40-30	899 €	220	DN40		-
Priux master 40-60	1 184 €	220	DN40	82244	-

Annexe Tableau E1 : détermination du contenu [10].

Diamètre extérieur (mm)	12	14	16	16 RIXC	18	18 RIXC	20	20 RIXC	26	26 RIXC	32	40	50	63	75	90
Diamètre intérieur (mm)	8,8	10	12	12	14	14	16	16	20	20	26	33	42	54	63	76
Épaisseur du tuyau (mm)	1,6	2	2	2	2	2	2	2	3	3	3	3,5	4	4,5	6	7
Température de service maximale (°C)**	60	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95
Pression de service maximale (bar)	6	10	16	10	10	10	16	10	16	10	16	10	10	10	10	10
Classe d'application (EN ISO 21003-1)	4	2 - 4 - 5	2 - 4 - 5	2 - 4 - 5	2 - 4 - 5	2 - 4 - 5	2 - 4 - 5	2 - 4 - 5	2 - 4 - 5	2 - 4 - 5	2 - 4 - 5	2 - 4 - 5	2 - 4 - 5	2 - 4 - 5	2 - 4 - 5	2 - 4 - 5
Coefficient de conductibilité thermique (W/mK)	0,43	0,43	0,43	0,43	0,43	0,43	0,43	0,43	0,43	0,43	0,43	0,43	0,43	0,43	0,43	0,43
Coefficient de dilatation linéaire (mm/mK)	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025
Force de traction minimale de la couche d'adhérence (N/10 mm)	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
Rugosité de la surface du tube intérieur (µ)	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7
Diffusion d'oxygène (mg/l)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Rayon minimal de flexion manuelle/ ressort externe (mm)	5XDU	5XDU	5XDU	5XDU	5XDU	5XDU	5XDU	5XDU	5XDU	5XDU	*	*	*	*	*	*
Rayon minimal de flexion manuelle/ ressort interne (mm)	3XDU	3XDU	3XDU°	3XDU°	3XDU	3XDU	3XDU	3XDU	3XDU	3XDU	*	*	*	*	*	*
Degré de réticulation (%)	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60
Poids (kg/m)	0,084	0,108	0,125	0,101	0,132	0,125	0,147	0,129	0,285	0,261	0,390	0,528	0,766	1,155	1,516	2,155
Contenu (l/m)	0,061	0,079	0,113	0,113	0,154	0,154	0,201	0,201	0,314	0,314	0,531	0,855	1,385	2,290	3,117	4,536

* Ici, il faut utiliser des raccords coudés

** Tableau des classes d'application (EN ISO 21003-1)

° 2xDu en cas d'utilisation d'une cintreuse de type BM-16

Annexe Tableau E2 : détermination du dzêta (ξ) [10].

Valeurs Zêta (Milieu : eau à 15 °C, débit de flux : 2 m/s)										
Smb		Ø14	Ø16	Ø18	Ø20	Ø26	Ø32	Ø40	Ø50	Ø63
Raccord courbe	Zêta	1,500	1,250	1,100	1,850	0,700	-	-	-	-
	m	0,74	0,65	0,61	0,50	0,49	-	-	-	-
Coude 90°	Zêta	3,071	2,021	2,839	1,870	1,974	1,981	1,865	1,753	1,666
	m	1,16	0,96	1,63	1,27	1,76	2,44	3,08	3,88	5,01
Coude 45°	Zêta	-	-	-	-	-	-	0,761	0,690	0,614
	m	-	-	-	-	-	-	1,26	1,53	1,84
Jonction droite	Zêta	0,918	0,689	0,610	0,559	0,504	0,472	0,388	0,342	0,327
	m	0,35	0,33	0,35	0,38	0,45	0,58	0,64	0,76	0,98
Té	Zêta	1,026	0,829	0,739	0,639	0,629	0,562	0,472	0,407	0,347
	m	0,39	0,39	0,42	0,43	0,56	0,69	0,78	0,90	1,04
	Zêta	2,772	2,329	2,126	1,890	1,974	1,844	1,716	2,001	1,884
	m	1,05	1,10	1,22	1,28	1,76	2,27	2,83	4,43	5,66

Annexe Tableau E3 : catalogue multicouche [10].

		Diamètre 12		Diamètre 14		Diamètre 16		Diamètre 18		Diamètre 20		Diamètre 26		Diamètre 32		Diamètre 40		Diamètre 50		Diamètre 63		Diamètre 75	
Puissance	Débit	Vitesse	Perte de pression	Vitesse	Perte de pression	Vitesse	Perte de pression	Vitesse	Perte de pression	Vitesse	Perte de pression	Vitesse	Perte de pression	Vitesse	Perte de pression	Vitesse	Perte de pression	Vitesse	Perte de pression	Vitesse	Perte de pression	Vitesse	Perte de pression
(kW/h)	(l/h)	(m/s)	(mbar/m)	(m/s)	(mbar/m)	(m/s)	(mbar/m)	(m/s)	(mbar/m)	(m/s)	(mbar/m)	(m/s)	(mbar/m)	(m/s)	(mbar/m)	(m/s)	(mbar/m)	(m/s)	(mbar/m)	(m/s)	(mbar/m)	(m/s)	(mbar/m)
1	43	0,20	0,85	0,15	0,46	0,11	0,17	0,08	0,07	0,06	0,03	0,04	0,01	0,02	0,00	0,01	0,00	0,01	0,00	0,01	0,00	0,00	0,00
2	86	0,39	2,82	0,30	1,53	0,21	0,64	0,16	0,31	0,12	0,16	0,08	0,06	0,05	0,01	0,03	0,00	0,02	0,00	0,01	0,00	0,01	0,00
3	129	0,59	5,77	0,46	3,12	0,32	1,30	0,23	0,62	0,18	0,33	0,11	0,11	0,07	0,03	0,04	0,01	0,03	0,00	0,02	0,00	0,01	0,00
4	172	0,79	9,64	0,61	5,19	0,42	2,16	0,31	1,03	0,24	0,55	0,15	0,19	0,09	0,05	0,06	0,02	0,03	0,01	0,02	0,00	0,02	0,00
5	215	0,98	14,40	0,76	7,74	0,53	3,21	0,39	1,53	0,30	0,81	0,19	0,28	0,11	0,08	0,07	0,03	0,04	0,01	0,03	0,00	0,02	0,00
6	258	1,18	20,04	0,91	10,74	0,63	4,44	0,47	2,11	0,36	1,11	0,23	0,38	0,14	0,11	0,08	0,04	0,05	0,01	0,03	0,00	0,02	0,00
7	301	1,38	26,53	1,07	14,19	0,74	5,85	0,54	2,78	0,42	1,46	0,27	0,50	0,16	0,14	0,10	0,05	0,06	0,01	0,04	0,00	0,03	0,00
8	344	1,57	33,87	1,22	18,09	0,85	7,44	0,62	3,52	0,48	1,85	0,30	0,63	0,18	0,18	0,11	0,06	0,07	0,02	0,04	0,01	0,03	0,00
9	387	1,77	42,06	1,37	22,43	0,95	9,20	0,70	4,35	0,54	2,28	0,34	0,78	0,20	0,22	0,13	0,07	0,08	0,02	0,05	0,01	0,03	0,00
10	430	1,97	51,08	1,52	27,20	1,06	11,13	0,78	5,26	0,59	2,76	0,38	0,94	0,23	0,27	0,14	0,09	0,09	0,03	0,05	0,01	0,04	0,00
11	473	2,16	60,94	1,67	32,40	1,16	13,24	0,85	6,25	0,65	3,27	0,42	1,11	0,25	0,32	0,15	0,10	0,09	0,03	0,06	0,01	0,04	0,00
12	516	2,36	71,62	1,83	38,03	1,27	15,52	0,93	7,31	0,71	3,82	0,46	1,30	0,27	0,37	0,17	0,12	0,10	0,04	0,06	0,01	0,05	0,01
13	559	2,56	83,13	1,98	44,09	1,37	17,96	1,01	8,45	0,77	4,41	0,49	1,50	0,29	0,43	0,18	0,14	0,11	0,04	0,07	0,01	0,05	0,01
14	602	2,75	95,46	2,13	50,58	1,48	20,57	1,09	9,67	0,83	5,05	0,53	1,71	0,32	0,49	0,20	0,16	0,12	0,05	0,07	0,01	0,05	0,01
15	645	2,95	108,61	2,28	57,49	1,59	23,35	1,16	10,96	0,89	5,72	0,57	1,94	0,34	0,55	0,21	0,18	0,13	0,06	0,08	0,02	0,06	0,01
16	688	3,15	122,58	2,44	64,82	1,69	26,30	1,24	12,34	0,95	6,43	0,61	2,18	0,36	0,61	0,22	0,20	0,14	0,06	0,08	0,02	0,06	0,01
17	731	3,34	137,36	2,59	72,58	1,80	29,41	1,32	13,78	1,01	7,17	0,65	2,43	0,38	0,68	0,24	0,22	0,15	0,07	0,09	0,02	0,07	0,01
18	774	3,54	152,96	2,74	80,76	1,90	32,69	1,40	15,30	1,07	7,96	0,68	2,69	0,41	0,76	0,25	0,24	0,16	0,08	0,09	0,02	0,07	0,01
19	817	3,73	169,38	2,89	89,35	2,01	36,13	1,48	16,90	1,13	8,78	0,72	2,96	0,43	0,83	0,27	0,27	0,16	0,08	0,10	0,03	0,07	0,01
20	860	3,93	186,61	3,04	98,37	2,11	39,73	1,55	18,57	1,19	9,65	0,76	3,25	0,45	0,91	0,28	0,29	0,17	0,09	0,10	0,03	0,08	0,01
21	903	4,13	204,64	3,20	107,81	2,22	43,50	1,63	20,31	1,25	10,55	0,80	3,55	0,47	1,00	0,29	0,32	0,18	0,10	0,11	0,03	0,08	0,01
22	946	4,32	223,49	3,35	117,66	2,33	47,43	1,71	22,13	1,31	11,48	0,84	3,86	0,50	1,09	0,31	0,34	0,19	0,11	0,11	0,03	0,08	0,02
23	989	4,52	243,15	3,50	127,93	2,43	51,53	1,79	24,03	1,37	12,46	0,88	4,19	0,52	1,18	0,32	0,37	0,20	0,12	0,12	0,04	0,09	0,02
24	1032	4,72	263,62	3,65	138,62	2,54	55,78	1,86	25,99	1,43	13,47	0,91	4,53	0,54	1,27	0,34	0,40	0,21	0,13	0,13	0,04	0,09	0,02
25	1075	4,91	284,90	3,81	149,72	2,64	60,20	1,94	28,03	1,49	14,52	0,95	4,87	0,56	1,36	0,35	0,43	0,22	0,14	0,13	0,04	0,10	0,02
26	1118	5,11	306,98	3,96	161,24	2,75	64,79	2,02	30,15	1,55	15,61	0,99	5,23	0,59	1,46	0,36	0,46	0,22	0,15	0,14	0,04	0,10	0,02
27	1161	5,31	329,88	4,11	173,17	2,85	69,53	2,10	32,33	1,61	16,73	1,03	5,61	0,61	1,57	0,38	0,50	0,23	0,16	0,14	0,05	0,10	0,02