

---

**SOMMAIRE**

<b>Avant-propos.....</b>	<b>ii</b>
<b>Sommaire.....</b>	<b>iv</b>
<b>Liste des figures .....</b>	<b>viii</b>
<b>Nomenclature.....</b>	<b>xi</b>

**Introduction Générale****Chapitre I : Gisement solaire et développement durable**

I. Introduction .....	1
I.1. Le soleil .....	2
I.1.1 Généralités sur le soleil.....	2
I.1.1.1 le soleil .....	2
I.1.1.2 Constitution du soleil .....	3
I.1.2 rayonnement solaire .....	4
I.1.2.1 Composante de rayonnement solaire .....	4
I.1.2.2 La constante solaire $I_0$ .....	5
I.1.2.3 L'énergie solaire reçue sur Terre.....	6
I.1.2.4 La propagation du rayonnement solaire dans l'atmosphère .....	6
I.2 Données astronomiques .....	8
I.2.1 Introduction.....	8
I.2.2 Système équatorial.....	8
I.2.2.1 La déclinaison du soleil notée ( $\delta$ ).....	8
I.2.2.2 Angle horaire $\omega$ .....	9
I.2.3. Système horizontal .....	10
I.2.3.1 L'azimut du soleil noté ( $\alpha$ ) .....	10
I.2.3.2 La hauteur du soleil notée ( $h$ ) .....	10
I.2.3.3 Latitude du lieu .....	10
I.2.4 Angle d'incidence $\theta$ .....	10
I.3.Enjeux énergétiques et développement durable.....	11
I.3.1.La sécurité énergétique.....	12
I.3.2. Les énergies renouvelables.....	14
I.3.3. Potentiel solaire en Algérie.....	14
II. Conclusion .....	16

---

**Chapitre II : Problématique et confort thermique**

I. Introduction .....	17
I.1 Le confort thermique.....	17
I.2. Confort et température.....	18
I.1.3 Confort et humidité.....	19
I.1.4 Confort et vitesse de l'air.....	22
I.2. Confort, activité, habillement.....	23
I.2.1 L'estimation du niveau d'habillement.....	23
I.2.1 L'évaluation du niveau d'activité.....	24
II Résolutions de problématique.....	24
II.1 Les différentes méthodes de modélisation énergétique de bâtiment.....	24
II.1.1 La méthode nodale.....	25
II.1.2 Le CFD (computational fluide Dynamics).....	25
II.1.3 La méthode zonale.....	26
III. Problématique.....	27
III.1 Présentation du problème.....	27
IV. Conclusion.....	28

**Chapitre III : Dimensionnement Et étude thermique du bâtiment**

I. Introduction .....	30
I.1 Description de bâtiment étudié .....	30
II. Paramètres dimensionnel de bâtiment étudié .....	35
III. Études énergétique du bâtiment .....	35
III.1. Introduction .....	35
III.2. Quelques rappels de physique du bâtiment .....	36

---

III.2.1	La conductivité thermique.....	36
III.2.2.	La diffusivité thermique.....	37
III.2.3.	La résistance thermique.....	38
III.2.4.	Le coefficient de transmission thermique.....	38
III.2.5.	Le facteur solaire.....	38
III.3.	Le transfert de chaleur.....	39
III.3.1	Définition.....	39
III.3.2.	La conduction thermique.....	41
III.3.3.	La convection thermique.....	41
III.3.4.	Le rayonnement thermique.....	42
III.3.5.	L'émissivité des vitrages.....	43
III.3.6.	Le bilan thermique.....	43
IV.	Les déperditions thermique du bâtiment.....	43
IV.1.	Déperditions à travers l'enveloppe du bâtiment.....	45
IV.1.1.	Les combles et la toiture.....	45
IV.1.2.	Les parois verticales.....	45
IV.1.3.	Les menuiseries extérieures.....	45
IV.1.4.	Les ponts thermiques.....	45
IV.1.5.	Le sol.....	46
IV.1.6.	Le renouvellement d'air.....	46
IV.2.	Détermination des éléments de caractérisation de l'enveloppe du bâtiment.....	47
IV.2.1.	Murs extérieurs.....	48
IV.2.2.	Porte en bois.....	49
IV.2.3.	Fenêtres.....	49
IV.2.4.	Toiture.....	49
IV.2.5.	Sol.....	49
IV.3.	Déperditions par renouvellement d'air.....	50
III.	Conclusion.....	51

**Chapitre IV : Dimensionnement d'un chauffage d'habitation**

I. Introduction.....	52
II.1. Le chauffage des habitations .....	52
II.1.1 Définition de l'opération.....	52
II.1.2 Le chauffe-eau solaire.....	54
II.1.3 Le chauffage solaire des maisons.....	56
II.2. Conception de l'installation .....	57
III. Constituants d'une installation solaire .....	58
III.1 Le captage.....	58
III.1.1Le capteur solaire .....	58
III.1.1.1Principes de fonctionnement.....	58
III.1.1.2Bilan énergétique global.....	60
III.1.2.Raccordement et équilibrage des panneaux.....	63
III.1.2.1 Le raccordement en parallèle .....	63
III.1.2.2 Le raccordement en série.....	65
III.1.2.3 Le raccordement en série-parallèle au-delà de 5 panneaux pour les grosses installations.....	67
III.1.3. Elimination de l'air dans les capteurs.....	68
III.1.3.1. Dégazage sous pression sans purgeur d'air.....	68
III.1.3.2. Dégazage par purgeurs d'air.....	68
III.2 Transfert.....	69
III.2.1. La tuyauterie.....	69
III.2.1.1 Isolation thermique des tuyaux.....	70
III.2.2. Circulation du fluide caloporteur.....	70
III.2.2.1.Circulation forcée par pompes.....	70
III.2.2.2 Circulation naturelle par thermosiphon.....	71
III.2.2.3 Les circulations parasites.....	71
III.2.3 Siphons anti-thermosiphon.....	72
III.2.4 Électrovannes de sécurité.....	73
III.2.5 La régulation.....	73
III.2.5.1 Régulation par aquastat.....	73
III.2.5.2 Régulation par thermostat différentiel de température.....	74
III.2.5.3 Régulation par thermostat différentiel et vanne de by-pass modulante.....	75

---

III.2.5.4 Régulation par thermostat différentiel et échangeur de chaleur externe.....	75
III.2.5.5 Régulation par thermostat différentiel et double réservoir d'accumulation.....	76
III.2.6. Soupape de sécurité (pouvant résister à 160°C).....	77
III.2.7. Vase d'expansion.....	77
III.2.8. Robinet d'isolement pour vase d'expansion.....	78
III.3. Le stockage.....	80
III.3.1.1. Réservoirs d'accumulation.....	80
III.3.1.2. Réservoirs à double enveloppe.....	80
III.3.1.3. Réservoirs à serpentins.....	81
III.3.1.4 Réservoirs combinés.....	81
III.3.1.5 Réservoirs avec échangeur externe.....	82
III.3.2 Protection des ballons.....	83
III.4. L'appoint (type et régulation).....	85
III.4.1 La position du système d'appoint.....	85
III.4.1.1. Appoint dans le stockage.....	85
III.4.1.2 Appoint en série avec le stockage.....	85
III.4.1.3. Appoint en parallèle avec le stock.....	85
III.4.1.4. Appoint complètement séparé.....	86
III.4.2 Régulation.....	86
III.4.2.1 Appoint pour systèmes combinés (chauffage et eau chaude sanitaire).....	86
III.4.2.2 Régulation par réservoir d'accumulation type « tank in tank ».....	86
III.4.2.3 Régulation pour deux réservoirs d'accumulation avec vanne directionnelle.....	87
III.4.2.4. Régulation pour deux réservoirs d'accumulation avec échangeur de chaleur.....	88
III.5. La distribution.....	88
V. Dimensionnement des équipements solaires.....	89
V.1. Capteurs.....	89
V.1.1. Calcule des déperditions.....	89
V.1.1.1. Déperditions thermique a travers l'enveloppe du bâtiment.....	89

---

V.1.1.2 Déperdition par renouvellement d'air .....	90
V.1.2.Estimation des besoins de chauffage .....	91
V.1.2.1 Calcul du coefficient de déperdition thermique .....	91
V.1.2.2 Apports internes.....	91
V.1.2.4. Calcul des degrés-jours (ndj).....	92
V.1.2.5. Calcul des besoins mensuels de chauffage.....	93
V.1.2.6. Estimation des apports solaires.....	93
V.1.2.6. 1. Puissance solaire utile .....	93
V.1.2.6. 2 Capteur utilisé.....	94
V.1.3. Estimation des besoins en eau chaude sanitaire.....	94
V.1.4. Surface de captation du système .....	96
V.2. transfert.....	98
V.2.1 Circuit chauffage .....	98
V.2.1.1. Choix et dimensionnement des radiateurs .....	98
V.2.1. 2.Calcul du débit des radiateurs.....	101
V.2.1. 3. Calcul du volume d'eau des radiateurs.....	101
V.2.1. 4. Evaluation de la robinetterie des radiateurs .....	102
V.2.1.4. Evaluation du diamètre d'alimentation des radiateurs .....	102
V.2.1.5 Dimensionnement du diamètre de la tuyauterie d'alimentation principal.....	103
V.2.1.5.1 Calcul du débit dans la tuyauterie.....	103
V2.1.5.2 Calcul du diamètre de tube .....	104
V.2.1.6. Choix du calculateur circuit chauffage .....	104
V.2.2. Circuit eau chaude sanitaire .....	106
V.2.2.1. Choix de la tuyauterie .....	106
V.2.2.2. Choix de circulateur .....	108
V.2.3. Circuit panneaux solaires.....	110
V.2.3.1. Choix de la tuyauterie.....	110
V.2.3.1.1Dimensionnement du serpentin (solaire) .....	110
V.2.3.2. Choix du circulateur.....	112

---

V.2.3.3 Dimensionnement de la vase d'expansion.....	113
V.3. Stockage .....	114
V.4. Appoint.....	116
V.5. Conclusion .....	117

## **Chapitre V : Régulation du système de chauffage**

I. Introduction .....	119
I.1 Régulation en boucle ouverte .....	120
I.2 Régulation en boucle fermée .....	121
I.3 Différents modes de régulation .....	122
1.3.1 Régulation par-tout ou rien .....	122
1.3.2 Commande d'un processus .....	123
II. Application à la régulation d'un bâtiment.....	126
II.1 Application à la régulation dans notre bâtiment étudié.....	127
III. Courbe de chauffe.....	128
III.1 Principe d'une courbe de chauffe.....	129
III.2 Calcul de la pente de la courbe de chauffe.....	130
IV. Conclusion.....	131

**Liste des figures**

**Figure I.1** : Densité de la couronne.....3

**Figure I.2** : Spectre de rayonnement solaire .....4

**Figure. I.3** : Longueur d’onde de rayonnement solaire.....5

**Figure I.4:** Echanges énergétiques moyens entre la surface terrestre, l’atmosphère et l’espace.  
Valeurs de rayonnement sont indiquées en  $W.m^{-2}$ .....7

**Figure I.5:** Rayonnement solaire annuel dans le monde.....8

**Figure I.6** : Déclinaison du soleil .....9

**Figure. I.7:**Angle d'incidence du rayonnement sur un plan d'orientation quelconque .....11

**Figure I.8** : Estimation des réserves mondiales .....13

**Figure I.9** : Irradiation directe journalière reçue sur plan normal mois de décembre et  
juillet.....14

**Figure I.10** : Situation de la ville de Tlemcen (carte d’Algérie) .....15

**Figure II.1** : Sentiment de confort thermique.....18

**Figure II.2** :Variables principales du confort global.....19

**Figure II.3** :Plage de taux d'humidité ambiante optimale d'un point de vue hygiénique.....21

**Figure II.4** : Diagramme de saturation avec les zones d’humidité.....22

**Figure II.5** : Grandeurs influents le comportement thermique du bâtiment, les grandeurs  
Connues sont en bleu.....28

**Figure II.6:** Schéma bloc associé au modèle global du bâtiment : entrées (vert), mesures  
(noir)et systèmes inconnus (rouge).....28

**Figure III.1:** plan de RDC.....31

**Figure III.2** : Plan d’étage.....32

**Figure III.3** : Plan de masse.....33

**Figure III.4** : Façade et coupe .....34

**Figure III.5** : Schéma de coordination entre les circuits de l’installation.....34

**Figure III.6:** Flux thermique définissant la conductivité thermique.....36

**Figure III.7:** Conductivités thermiques de quelques matériaux ( $W/m^{\circ}C$ ).....37

**Figure III.8:** Facteur solaire.....39

**Figure III.9:** Transfert de chaleur à travers une paroi.....40



<b>Figure III.10:</b> Répartition approximative des déperditions thermiques dans le bâtiment.....	44
<b>Figure III.11 :</b> Couches constituant les murs extérieurs et des toits.....	47
<b>Figure IV.1 :</b> Schéma de principe du chauffage solaire avec tampon.....	53
<b>Figure IV.2 :</b> Schéma de principe d'une installation solaire avec chauffage direct .....	53
<b>Figure IV.3:</b> Schéma d'un chauffe-eau solaire .....	54
<b>Figure IV.4 :</b> Systèmes standard de production d'eau chaude (d'après DGS Solar Anlagen - 2001) .....	54
<b>Figure IV.5 :</b> Schéma d'une installation destinée pour le chauffage des maisons .....	56
<b>Figure IV.6 :</b> Constituants d'une installation solaire .....	58
<b>Figure IV.7 :</b> Pertes thermiques par convection et conduction .....	59
<b>Figure IV.8 :</b> Coupe d'un capteur solaire plan .....	60
<b>Figure IV.9 :</b> Coupe d'un capteur sous vide .....	60
<b>Figure IV.10 :</b> Rendement des capteurs de différents types .....	62
<b>Figure IV.11 :</b> Rendement global d'un capteur solaire .....	63
<b>Figure IV.12 :</b> : Raccordement en parallèle simple .....	64
<b>Figure IV.13 :</b> Raccordement en parallèle avec boucle « Ticklmann » .....	64
<b>Figure IV.14 :</b> Raccordement en parallèle avec vanne « Autoflow ».....	65
<b>Figure IV.15 :</b> Raccordement en série .....	66
<b>Figure IV.16 :</b> Vanne d'équilibrage manuelle .....	66
<b>Figure IV.17 :</b> Vanne d'équilibrage automatique .....	66
<b>Figure IV.18 :</b> Raccordement en série-parallèle .....	67
<b>Figure IV.19 :</b> Purgeur d'air .....	67
<b>Figure IV.20 :</b> Emplacement d'un purgeur d'air.....	68
<b>Figure IV.21 :</b> Circulateur .....	69
<b>Figure IV.22 :</b> Circulation naturelle par thermosiphon.....	71
<b>Figure IV.23 :</b> Circulations parasites .....	71
<b>Figure IV.24 :</b> Clapets anti-retour .....	72
<b>Figure IV.25 :</b> Régulation .....	72
<b>Figure IV.26 :</b> Régulation par thermostat .....	73

<b>Figure IV.27</b> : Régulation par thermostat différent.....	74
<b>Figure IV.28</b> : Régulation par thermostat différentiel et vanne de by-pass modulant.....	74
<b>Figure IV.29</b> : Régulation par thermostat différentiel et vanne de by-pass modulant .....	75
<b>Figure IV.30</b> : Régulation par thermostat différentiel et échangeur de chaleur externe.....	76
<b>Figure IV.31</b> : Régulation par thermostat différentiel et double réservoir d'accumulation .....	76
<b>Figure IV.32</b> : Soupape de sécurité .....	77
<b>Figure IV.33</b> : Vase d'expansion .....	78
<b>Figure IV.34</b> : Robinet d'isolement.....	79
<b>Figure IV.35</b> : Robinet d'arrêt automatique 55850 .....	79
<b>Figure IV.36</b> : Réservoirs à double enveloppes.....	80
<b>Figure IV.37</b> : Réservoirs à serpentins.....	81
<b>Figure IV.38</b> :Réservoirs combinés.....	82
<b>Figure IV.39</b> :Réservoirs avec échangeur externe.....	83
<b>Figure IV.40</b> : Soupape de sécurité .....	83
<b>Figure IV.41</b> : Réservoir d'accumulation type « tank in tank ».....	87
<b>Figure IV.42</b> : Accumulation avec vanne directionnelle .....	87
<b>Figure IV.43</b> : Réservoirs d'accumulation avec échangeur de chaleur .....	88
<b>Figure IV.44</b> : Mitigeur thermostatique.....	88
<b>Figure IV.45</b> : Emplacement du mitigeur thermostatique .....	89
<b>Figure IV.46</b> : Consommation d'eau chaude par jour en fonction de type de famille .....	94
<b>Figure IV.47</b> : Profil de la consommation d'eau chaude sanitaire .....	95
<b>Figure IV.48</b> : Récapitulatif des apports externes et besoins internes.....	97
<b>Figure IV.49</b> : Radiateur .....	98
<b>Figure IV.50</b> : E...lément radiateur .....	99
<b>Figure IV.51</b> : Caractéristique de la pompe choisie circuit chauffage (Grundfos) .....	105
<b>Figure IV.52</b> : Diamètres à utiliser d'un réseau (plusieurs appareils). .....	106
<b>Figure IV.53</b> : Diamètre d'alimentation en fonction des coefficients .....	107
<b>Figure IV.54</b> : Caractéristique de la pompe choisie circuit ECS (Grundfos) .....	109
<b>Figure IV.55</b> : Evolution de la température de sortie du fluide, de l'absorbeur et de la vitre pour le 21 Mars .....	111

<b>Figure IV.56</b> : Caractéristique de la pompe choisie circuit panneaux solaire (Grundfos) .....	113
<b>Figure IV.58</b> : Schématisation de notre installation.....	116
<b>Figure V.1</b> : Déperdition thermique d'un bâtiment (gains solaire).....	119
<b>Figure V.2</b> : Principe de régulation.....	121
<b>Figure V3</b> : Régulation en boucle fermée.....	122
<b>Figure V.4</b> : Régulation Tout ou Rien.....	123
<b>Figure V.5</b> : Retard provoqué par l'inertie du bâtiment.....	125
<b>Figure V.6.</b> : Retard dû à la sonde de température.....	126
<b>Figure V.7</b> : Principe de régulation bâtiment.....	127
<b>Figure V.8</b> : Représentation de système de la régulation dans notre bâtiment étudié.....	128
<b>Figure V.9</b> : Régulation en boucle fermé avec courbe de chauffe .....	128
<b>Figure V.10</b> : Courbe de chauffe.....	129
<b>Figure V.11</b> : Pente de la courbe de chauffe.....	130

## Liste des tableaux

<b>Tableau I.1 :</b> Statistiques des degrés d'ensoleillement par zones.....	15
<b>Tableau II.2:</b> Valeurs du métabolisme pour diverses activités.....	24
<b>Tableau III.1:</b> Surface de déperdition.....	48
<b>Tableau III.2:</b> Coefficients de transfert thermique de chaque surface.....	48
<b>Tableau III.3:</b> Déperdition thermique.....	50
<b>Tableau IV.1:</b> Déperditions thermique a travers l'enveloppe du bâtiment.....	89
<b>Tableau IV.2:</b> Déperdition par renouvellement d'air.....	90
<b>Tableau IV.3:</b> Puissances dégagées par les appareils électroménagers.....	91
<b>Tableau IV.4:</b> Nombre des degrés jours (ndj).....	92
<b>Tableau IV.5:</b> Besoins mensuels de chauffage.....	93
<b>Tableau IV.6:</b> Valeurs de l'irradiation globale mensuelle moyenne mensuelle estimées sur une surface inclinée avec 35.33° .....	93
<b>Tableau IV.7:</b> Caractéristique du capteur utilisé : J.GIORDANO industriel. ....	94
<b>Tableau IV.8:</b> Puissance solaire utile.....	94
<b>Tableau IV.9:</b> Besoins mensuels en eau chaude sanitaire.....	96
<b>Tableau IV.10:</b> Récapitulatif des apports externes et besoins internes.....	97
<b>Tableau IV.11 :</b> Puissance des éléments.....	99
<b>Tableau IV.12 :</b> Robinetterie des radiateurs.....	102
<b>Tableau IV.13 :</b> Diamètre d'alimentation des radiateurs.....	102
<b>Tableau IV.14:</b> Calcul des radiateurs.....	103
<b>Tableau IV.15 :</b> Diamètres d'alimentation des appareils sanitaires.....	106
<b>Tableau IV.16 :</b> Coefficients des diamètres des appareils.....	107
<b>Tableau IV.17 :</b> Coefficients des diamètres des appareils du cas étudié.....	108
<b>Tableau IV.18 :</b> Pré-dimensionnement des conduites en cuivre en fonction de débit.....	110
<b>Tableau IV.19 :</b> Paramètre des circuits chauffage et ECS.....	112

**Tableau IV.20** : Caractéristiques techniques et dimensionnement des ballons « tank in tank » .....114

**Tableau IV.21** : Caractéristiques techniques et dimensionnement de ballon « tank in tank ».....115

## Nomenclature

### Symboles Notations principales

COP	Coefficient de performance
I	Rayonnement global horaire sur une surface horizontale (W/m <sup>2</sup> )
I <sub>o</sub>	Constante solaire (1353 W.m <sup>-2</sup> )
Q	Energie exprimée en joule [J] ou [kcal]
W	Energie mécanique exprimée en joule [J] ou [kcal]
δ	La déclinaison du soleil en [°]
ω	Angle horaire en [°] ou [radian]
P	Puissances fournie(W)
Q <sub>a-c</sub>	Flux de chaleur transféré à la couverture transparente (W)
Q <sub>a-e</sub>	Flux de chaleur transféré à l'eau (W)
Q <sub>st-a</sub>	Flux de chaleur stocké (W)
Q <sub>ab-a</sub>	Flux de chaleur absorbé (W)
T <sub>pm</sub>	La température moyenne de la plaque absorbante ; (K)
T <sub>cm</sub>	La température moyenne de la couverture transparente ; (K)
S <sub>pa</sub>	La surface de la plaque absorbant ; (m <sup>2</sup> )
$c, a c h$	Le coefficient de transfert thermique par rayonnement entre la plaque absorbante et la couverture transparente, exprimé en (W/ m <sup>2</sup> .K)
σ	Constante de Stephan-Boltzmann.
$p \varepsilon$	L'émissivité de la plaque absorbante.
λ <sub>a</sub>	Conductivité thermique de l'air entre les plans ;(W/m.K)
L <sub>v</sub>	L'espace entre les deux plans ; (m)
β	L'ange d'inclinaison des deux plans ; (degré)
R <sub>a</sub>	Le critère de Rayleigh
$c \varepsilon$	L'émissivité de la couverture transparente.
G <sub>v</sub>	Coefficient de déperditions thermiques du bâtiment (W/°C)
g	Conductivité thermique de l'air entre les plans ;(W/m. K)
β'	Coefficient de dilatation thermique ( pour les gaz β' = 1/T) ; ( K- 1 )
ΔT	L'écart de température entre les deux plaques ; (K)
μ	Viscosité dynamique ; (pa.s)

$T_{\text{cons}}$	( $T_c$ ) température de consigne ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_{\text{ext}}$	température extérieure ( $^{\circ}\text{C}$ )
$K_p$	gain de l'action proportionnelle
$U(t)$	signal de commande (la sortie du régulateur)
$U_0$	valeur de la commande lorsque $y(t) = y_c$
$Y_c(t)$	consigne
$e(t)$	écart

**Lettres grecques**

**Unités**

$\alpha$ : Coefficient d'absorption

$\beta$  : Facteur d'expansion

$\text{K}^{-1}$

$\varepsilon$ : Émissivité

$\rho$ : Masse volumique

$\text{Kg m}^{-3}$

$\sigma$ : Constante de Stefan-Boltzmann

$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-4}$

$\tau$ : Transmittivité

## **Introduction générale**

Le développement et l'expansion industrielle, ainsi que l'augmentation rapide de la population ont entraîné un accroissement important de la demande énergétique. Pour la satisfaire, à long terme, l'utilisation des sources d'énergie d'origine fossile conduira d'une part à une surexploitation de ces ressources et à une dégradation de l'environnement, d'autre part. L'utilisation de source d'énergie non nuisible à l'environnement, comme l'énergie solaire est nécessaire et indispensable dans certains cas. Cette source d'énergie est utilisée de manières différentes, par exemple: dans les systèmes thermiques (chauffe-eau/climatisation solaires), domaine où elle connaît un développement considérable particulièrement dans le secteur de l'habitat.

Le gisement solaire disponible en Algérie, est l'un des plus élevé dans le monde, et pouvant permettre à l'Algérie d'améliorer le confort thermique de sa population à coût réduit.

Aussi nous devons comprendre où passent les flux de chaleur et de connaître leur importance afin de pouvoir optimiser le confort tout en minimisant la consommation d'énergie, c'est pourquoi le calcul du bilan énergétique du bâtiment s'impose.

Afin de pouvoir choisir un système de chauffage adéquat nous devons développer les différents systèmes possibles et d'opter par la suite pour le système de chauffage répondant aux critères des énergies disponibles.

Par ailleurs l'étude du capteur solaire nécessite le développement des capteurs existants. Cette étude est importante pour le choix du capteur et de son introduction dans l'installation de chauffage aussi il est important de définir les équipements nécessaires à l'installation de chauffage ainsi que les instruments de régulation y afférents.



## **Objectifs de travail**

Les objectifs principaux de ce travail qui font configuration d'une installation d'un chauffage solaire thermique au plan réguliers peuvent être résumés par les points suivants :

- 1-** Etudier et dimensionner le système de chauffage pour le rôle d'ajuster la température intérieure du bâtiment en fonction de ce qui est à l'extérieur afin de maintenir le niveau de confort thermique.
- 3-** Application de la Régulation sur notre système

## **Organisation du travail**

Le présent mémoire comprend cinq parties :

La première partie est consacrée aux gisements solaires et développement durable .Nous réservons le deuxième chapitre à notre problématique et confort thermique, ou on y présente les différentes méthodes de la modélisation énergétique .Dimensionnement et étude thermique du bâtiment étudié sont présentés dans troisième lieu.

Le quatrième chapitre sera réservé au chauffage d'habitations, son dimensionnement et sa configuration ; et finalement on passera à la régulation du système de chauffage dans le cinquième chapitre.

**Chapitre I :**  
**Gisement solaire et développement durable**

## Chapitre I :

### Gisement solaire et développement durable

#### I. Introduction

Pour un développement durable ,il est important d'étudier et de bien connaitre le gisement solaire ,celui-ci est, en Algérie , des plus élevé dans le monde , et donc très intéressant pour un plan de développement national en remplacement des hydrocarbures qui ont tendance à disparaître suite aux nombreux problèmes ,causés à la planète (environnement et relations géostratégique international très dégradées) .

En effet ceci nous conduit à étudier le soleil (sa situation astronomique et sa constitution) et d'en définir le rayonnement solaire :

- Composante de rayonnement solaire
- La constante solaire  $I_0$
- L'énergie reçue sur terre.
- La propagation du rayonnement solaire dans l'atmosphère.

Aussi il serait nécessaire de connaître les données astronomiques du soleil par rapport à la terre car le flux solaire reçu sur la surface de la terre en dépend des mouvements relatifs de la terre et du soleil :

- La déclinaison du soleil
- L'angle horaire.
- L'azimut du soleil.
- La hauteur du soleil.
- La latitude du lieu.
- L'angle d'incidence.

Les enjeux énergétiques et développement durable permettent un accès équitable aux ressources et limitent les tensions politiques entre états dans le marché énergétique international et présentent de nombreux avantages au regard de la sécurité énergétique.

## I.1. Le soleil [1]

### I.1.1 Généralités sur le soleil

#### I.1.1.1 Le soleil

Le soleil est situé au centre d'un système dit « système solaire » dont la terre fait partie avec d'autres planètes.

Le Soleil a une forme sphérique qui est constitué d'hydrogène (71%), d'hélium (27%), et d'autres éléments, plus lourds (2%). Au centre du Soleil, la température atteint environ 16 millions de degrés Celsius, en surface la température du soleil est d'environ 5900 K.

L'étude astrophysique du soleil conduit aux valeurs suivantes :

**Rayon équatorial :** 695 500 km

**Circonférence équatoriale :** 4 379 000 km

**Volume :** 1 142 200 000 000 000 000 km<sup>3</sup>

**Masse :** 1,989 x 10<sup>30</sup> kg

**Densité :** 1,409 g/cm<sup>3</sup>

**Surface :** 6 087 799 000 000 km<sup>2</sup>

**Distance moyenne de la Terre :** 149 597 890 km (1 A.U.)

**Période de rotation sidérale (jour):** 25 jours 9:36

**Composition gazeuse :** hydrogène (71 %), hélium (26,5 %), autres (2,5 %)

**Températures :** 6 000° C (en surface) et 15 000 000° C (cœur)

**Type spectral:** G2 V

**Vitesse relative par rapport aux étoiles proches:** 19,7 km/s

**Constante solaire:** 1,365 - 1,369 kW/m<sup>2</sup>

**Durée de vie estimée:** 10 milliards d'années

**Age estimé:** 5 milliards d'années

### I.1.1.2 Constitution du soleil

C'est une sphère non homogène dans laquelle on peut distinguer 3 zones principales : l'intérieur, la photosphère, la chromosphère et la couronne solaire.

#### L'intérieur :

C'est la source d'énergie du soleil, il est composé de  $\frac{2}{3}$  d'hydrogène et  $\frac{1}{3}$  d'hélium. La température atteint de l'astre 1510600K.

#### La photosphère :

C'est la couche gazeuse qui enveloppe le soleil .Elle est responsable de presque la totalité du rayonnement que la terre reçoit. Elle est mince d'environ 300km, et une densité de 108 g/cm<sup>3</sup>.

#### Chromosphère :

Elle surmonte la photosphère .C'est une couche gazeuse qu'on assimile à l'atmosphère solaire dont épaisseur ne dépasse pas 800km et sa température est de 10k.

#### La couronne :

C'est une auréole blanche irrégulière sans limite définie, son épaisseur est de l'ordre de 3.106km.

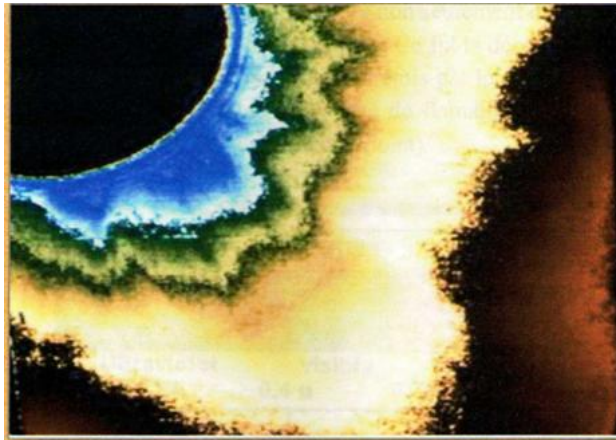


Figure I.1 : Densité de la couronne [1]

## I.1.2 rayonnement solaire

Le rayonnement solaire recouvre une gamme assez large de longueurs d'onde, depuis les ondes radio (grande longueur d'onde) jusqu'aux rayons X (petite longueur d'onde). Il présente un maximum vers 410 nm. L'œil humain n'est cependant sensible qu'à une petite partie du spectre solaire : le rayonnement visible est compris entre 400 et 800 nm (du violet au rouge).

Rapport-gratuit.com  
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

### I.1.2.1 Composante de rayonnement solaire

L'émission d'ondes électromagnétiques par le Soleil est convenablement modélisée par un corps noir à 5 800 kelvins, et peut donc être décrit par la loi de Planck. Le maximum d'émission est dans le vert ( $\lambda=504$  nm), et la répartition du rayonnement est à peu près pour moitié dans la lumière visible, pour moitié dans l'infrarouge, avec 1 % d'ultraviolets.

Arrivé au niveau de la mer, c'est-à-dire ayant traversé toute l'atmosphère terrestre, une partie du rayonnement solaire a été absorbée. On peut repérer notamment sur le spectre ci-contre les bandes d'absorption de l'ozone (qui absorbe une partie importante des ultraviolets), du dioxygène, du dioxyde de carbone et de l'eau.

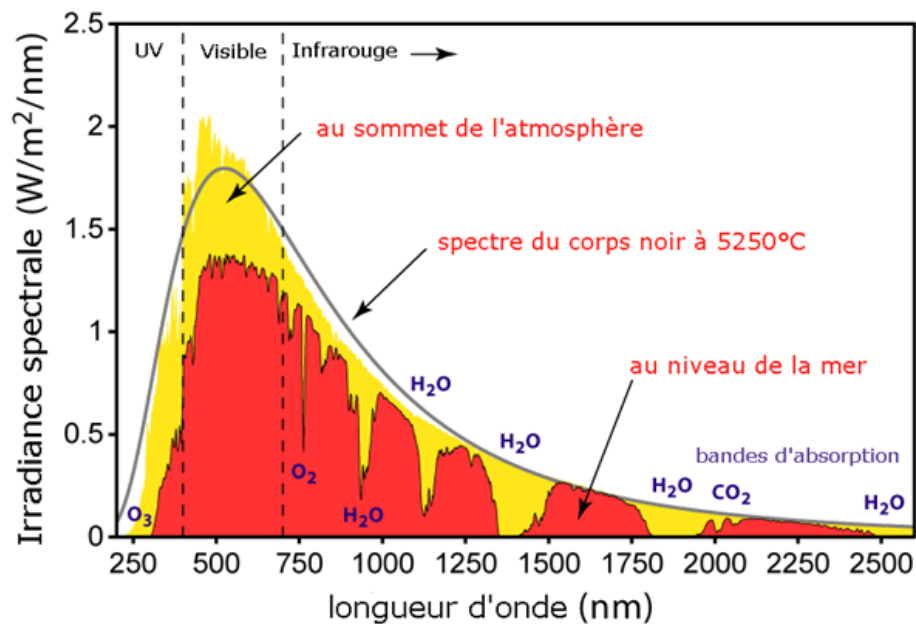


Figure I.2 : Spectre de rayonnement solaire [3]

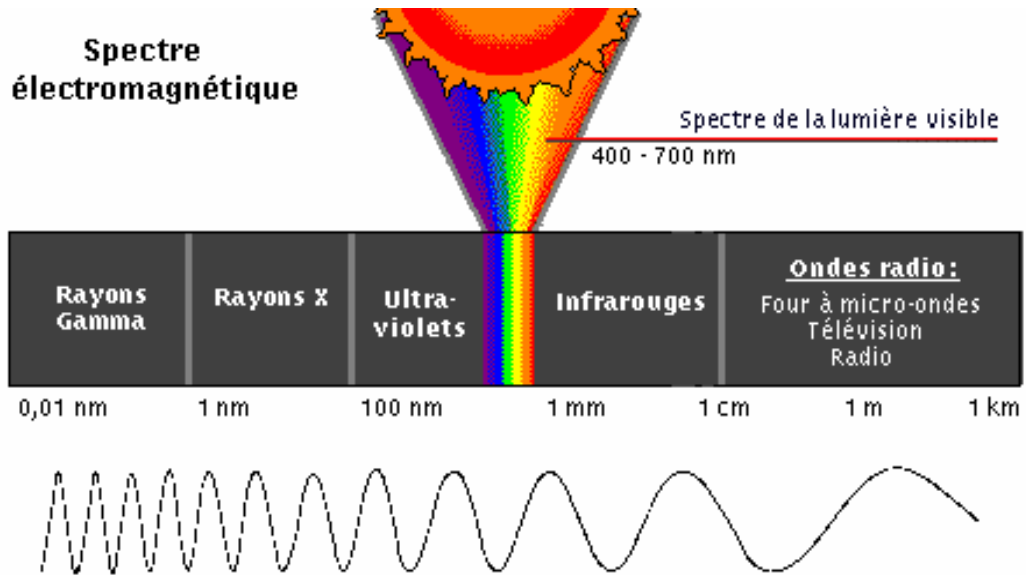


Figure. I.3 : la longueur d'onde de rayonnement solaire [3]

La lumière visible est une fenêtre étroite (0,4 à 0,8  $\mu\text{m}$ )

Encadrée par les rayons thermiques U.V (0,1 à 0,4  $\mu\text{m}$ )

Et le rayonnement infrarouge (0,8 à 100  $\mu\text{m}$ )

### I.1.2.2 La constante solaire $I_0$ :

On appelle constante solaire  $I_0$  la puissance reçue en dehors de l'atmosphère terrestre, par une surface de  $1\text{m}^2$ , normale au rayonnement solaire. Est pratiquement invariable lorsque la Terre est à une distance moyenne du Soleil. Cette constante, mesurée à bord de satellites artificiels est  $1353\text{W}/\text{m}^2$  et fluctue d'environ 0,2 % tous les trente ans, et la variation de  $I_0$  en fonction de l'année entre  $1308\text{-}1400\text{ W}/\text{m}^2$ .

$$I_0 = I_0 \left( 1 + 0.033 \cdot \cos \left( 360 \cdot \frac{n}{365} \right) \right) \quad (\text{I.1})$$

$n$  : quantième de l'année

$I_0$  : constante solaire sa valeur est de  $1400\text{ W}/\text{m}^2$ . [1]

### I.1.2.3 L'énergie solaire reçue sur Terre

Le rayonnement solaire qui arrive au sol se décompose en deux parties : L'une provient directement du soleil (direct), l'autre a été diffusée par l'atmosphère (diffus). L'atmosphère et la terre possèdent également un rayonnement propre. La connaissance de ces divers rayonnements permet d'établir un bilan radiatif du système terre- atmosphère.

### I.1.2.4 La propagation du rayonnement solaire dans l'atmosphère

Lorsque le rayonnement solaire se propage dans l'atmosphère, il interagit avec les constituants gazeux de celle-ci et avec toutes les particules présentes en suspension (aérosols, gouttelettes d'eau et cristaux de glace). Les particules dont on parle ici ont des dimensions variant du centième de  $\mu\text{m}$  à quelques centaines de  $\mu\text{m}$ .

Le rayonnement solaire peut être réfléchi, diffusé ou absorbé.

**1. Réfléchi par la surface terrestre :** C'est-à-dire renvoyé dans une direction privilégiée (réflexion dite spéculaire) ou de manière diffuse. Le sol réfléchit plutôt le rayonnement de manière diffuse et anisotrope.

**2. Diffusé :** C'est-à-dire renvoyé dans toutes les directions. Le phénomène de diffusion se produit dans un milieu contenant de fines particules ou des molécules et dépend fortement de la taille des particules considérées. Par exemple, l'influence des molécules est plus intense pour les courtes longueurs d'onde (bleu) que pour les grandes (rouge), en raison de la loi de diffusion de Rayleigh en, où  $\lambda$  est la longueur d'onde. C'est la raison pour laquelle la voûte céleste apparaît en général bleue et le Soleil couchant rougeâtre (les rayonnements violet et bleu ayant été diffusés). Les molécules diffusent la lumière dans toutes les directions ; cependant, deux directions sont privilégiées : la diffusion avant et la diffusion arrière. Pour les particules les plus grosses (cas des gouttelettes de nuages), la diffusion se fait majoritairement en avant.

**3. Absorbé par les composants gazeux de l'atmosphère :** Cette absorption est dite sélective, car elle s'opère pour des valeurs de longueur d'onde bien précises. Elle est due essentiellement à la vapeur d'eau, à l'ozone, au dioxyde de carbone et, à un degré moindre, à l'oxygène. On appelle rayonnement solaire direct celui qui arrive au sol sans avoir subi de diffusion. Le spectre du rayonnement solaire direct reçu à la surface terrestre s'éloigne de façon notable du rayonnement atteignant la limite supérieure de l'atmosphère, en particulier du fait de l'absorption par les constituants gazeux de l'atmosphère. Dans certaines bandes de longueur



d'onde, le rayonnement est atténué ou même annulé. Les principales bandes d'absorption sont dues à l'ozone entre 0,2 et 0,3  $\mu\text{m}$  (dans le domaine ultraviolet), au dioxyde de carbone autour de 2,75  $\mu\text{m}$  et 4,25  $\mu\text{m}$ , mais surtout à la vapeur d'eau dont l'absorption est prépondérante (en particulier autour de 0,9  $\mu\text{m}$ , de 1,1  $\mu\text{m}$ , de 1,4  $\mu\text{m}$ , de 1,9  $\mu\text{m}$ , de 2,4 à 2,9  $\mu\text{m}$  et de 3 à 4  $\mu\text{m}$ ) et qui module principalement l'allure du spectre solaire reçu au sol.

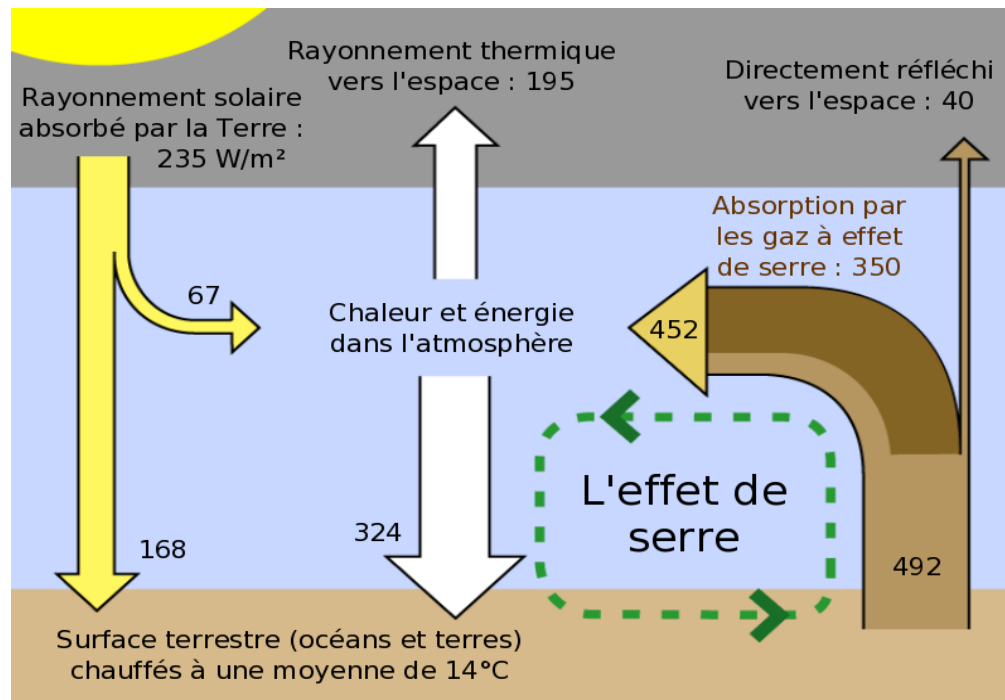


Figure I.4 : Les échanges énergétiques moyens entre la surface terrestre, l'atmosphère et l'espace. Les valeurs de rayonnement sont indiquées en  $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$  [3]

L'intensité de l'énergie solaire disponible varie en fonction de la situation géographique du site de captation. En Algérie, plus on est au Sud plus on profite d'une irradiation importante du soleil. Au Nord, moins l'irradiation solaire est importante, mais plus les besoins de chaleur sont importants : saison de chauffe plus longue, température extérieure plus basse, Température de l'eau plus basse.

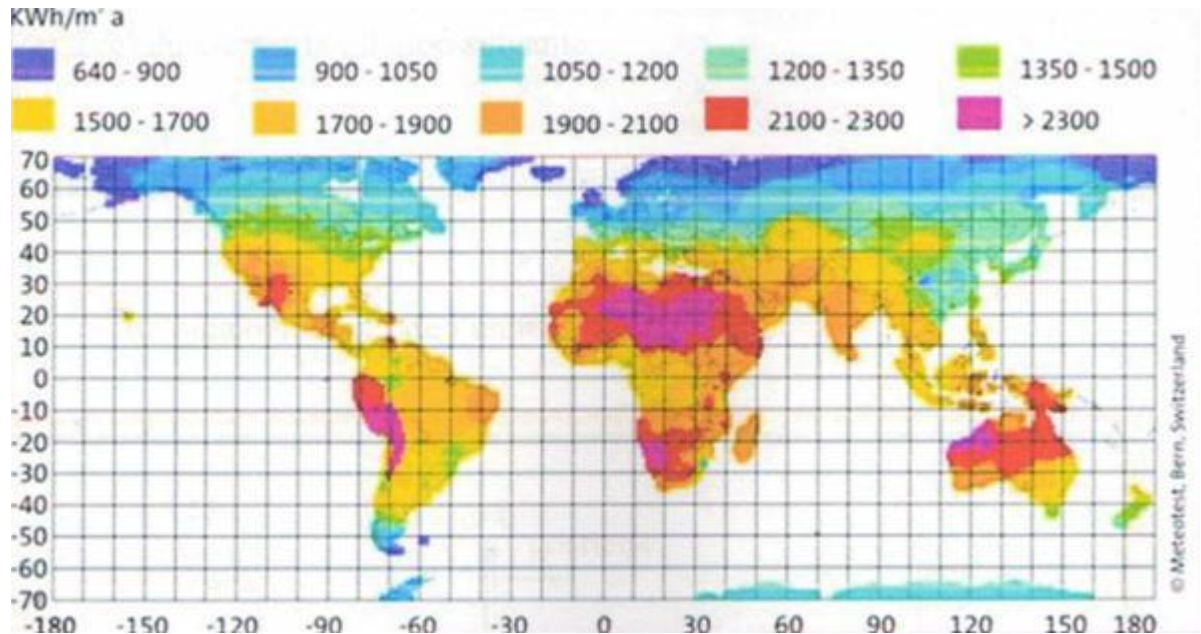


Figure I.5 : rayonnement solaire annuel dans le monde [2]

## I.2 Données astronomiques [1]

### I.2.1 Introduction

La connaissance des mouvements relatifs de la terre et du soleil est nécessaire pour connaître le flux solaire reçu sur la surface de la terre en un lieu quelconque et un instant quelconque de la journée ou l'année

### I.2.2 Système équatorial

Ce système utilise deux angles :

#### I.2.2.1 La déclinaison du soleil notée ( $\delta$ )

La déclinaison du soleil  $\delta$ , correspond à l'angle que forme la direction Terre-Soleil par rapport au plan de l'équateur terrestre. C'est une des deux coordonnées équatoriales du Soleil, l'autre étant l'angle horaire défini plus loin. Aux équinoxes de printemps (vers le 20 mars) et d'automne (vers le 22 septembre) la direction Terre-Soleil est incluse dans le plan équatorial terrestre. Du fait de la rotation orbitale cette direction pointe du côté sud de l'équateur entre le 22 septembre et le 20 mars (la déclinaison est alors négative) et du côté nord entre le 20 mars et le 22 septembre (la

déclinaison est alors positive). La déclinaison atteint un maximum au solstice d'été vers le 21 juin et un minimum au solstice d'hiver vers le 21 décembre. Bien que la déclinaison ne suive pas rigoureusement une fonction sinusoïdale du temps, il est tentant de l'approximer très simplement ainsi comme l'a fait Cooper (1969) :

$$\delta = \arcsin \left[ 0.4 \cdot \sin \left( \frac{2 \cdot \pi \cdot (j - 80)}{365} \right) \right] \quad (\text{I.2})$$

Cette formule donne la déclinaison en degrés, l'erreur sur  $\delta$  est comprise dans l'intervalle  $[-1,4^\circ; +0,5^\circ]$

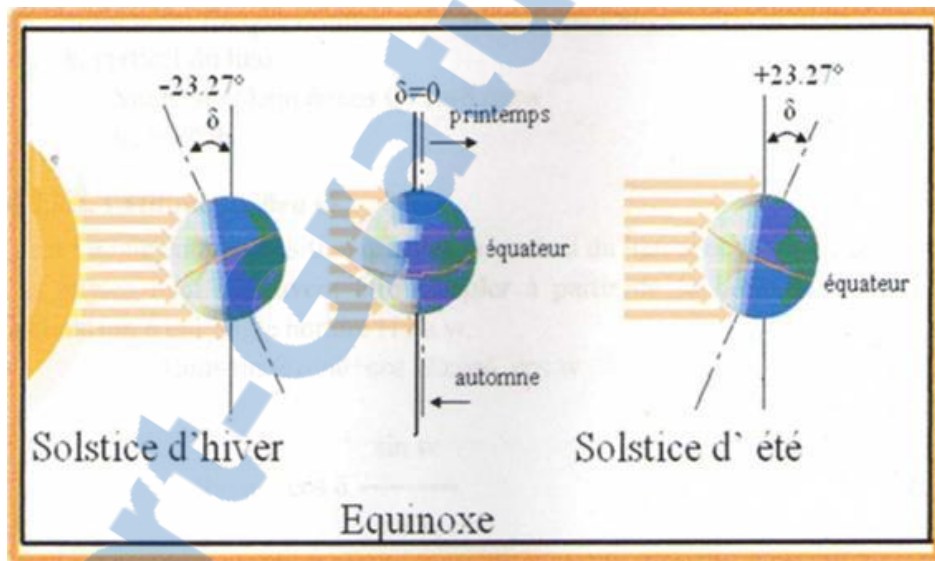


Figure I.6 : déclinaison de soleil [2]

### I.2.2.2 Angle horaire $\omega$

Angle horaire, deuxième coordonnée équatoriale du Soleil, défini dans ce cours comme l'angle, compté positivement vers l'Est, entre la position actuelle du plan méridien local et la position de ce même méridien à midi vrai (ou entre le plan méridien local et le plan méridien qui contient le centre du Soleil à l'instant qui nous concerne).

$$\omega = \frac{\pi \cdot (12 - H)}{12} = \pi \cdot \left( 1 - \frac{H}{12} \right) \text{ en radians} \quad (\text{I.3})$$

$$\omega = \frac{180.(12-H)}{12} = 15. (12 - H) \text{ en degrés} \quad (\text{I.4})$$

H est l'heure solaire vraie, 12h quand le centre du Soleil passe dans le plan méridien local. La détermination de l'heure vraie (TSV) est expliquée au titre suivant.

### I.2.3. Système horizontal

#### I.2.3.1 L'azimut du soleil noté (a)

C'est l'angle que fait la projection de la direction du soleil sur le plan horizontal avec la direction du sud :

- Positif quand le soleil est à l'ouest.
- Négatif quand le soleil est à l'est.

#### I.2.3.2 La hauteur du soleil notée (h)

C'est l'angle que fait la direction du soleil avec le plan horizontal. On définit aussi l'angle zénithal noté «82» qui est l'angle que fait la direction du soleil avec la vertical du lieu.

$$\begin{aligned} \sin h &= \sin \varphi . \sin \delta + \cos \varphi . \cos \omega \\ \theta z &= 90 - h \end{aligned} \quad (\text{I.5})$$

#### I.2.3.3 Latitude du lieu

C'est l'angle entre la position que fait le vertical du lieu avec le plan équatorial.

Les angles h et a peuvent être calculés à partir de la latitude du lieu, de la déclinaison  $\delta$  et l'angle horaire H ou  $\omega$  .

$$\sin h = \sin \varphi . \sin \delta + \cos \varphi . \cos \delta . \cos \omega \quad (\text{I.6})$$

### I.2.4 Angle d'incidence $\theta$

L'angle d'incidence représente l'angle compris entre le normale au plan du capteur et la radiation solaire.

$\theta$  : est donné par la relation suivante :

$$\cos \theta = \sin \delta \cdot \sin \varphi \cdot \cos i + \cos \delta \cdot \cos i \cdot \cos \omega + \cos \delta \cdot \sin i \cdot \sin \gamma \cdot \sin \omega - \sin \delta \cdot \cos \varphi \cdot \sin i \cdot \cos \gamma + \cos \delta \cdot \sin \varphi \cdot \sin i \cdot \cos \gamma \cdot \cos \omega \quad (I.7)$$

Avec :

$i$  : inclinaison du capteur.

$\gamma$  : angle entre le méridien local et la projection de la normal au plan

#### Cas particuliers :

- Surface horizontale  $i = 0, \gamma = 0, \theta = \theta_z$
- Surface orientée vers le sud  $\gamma = 0$

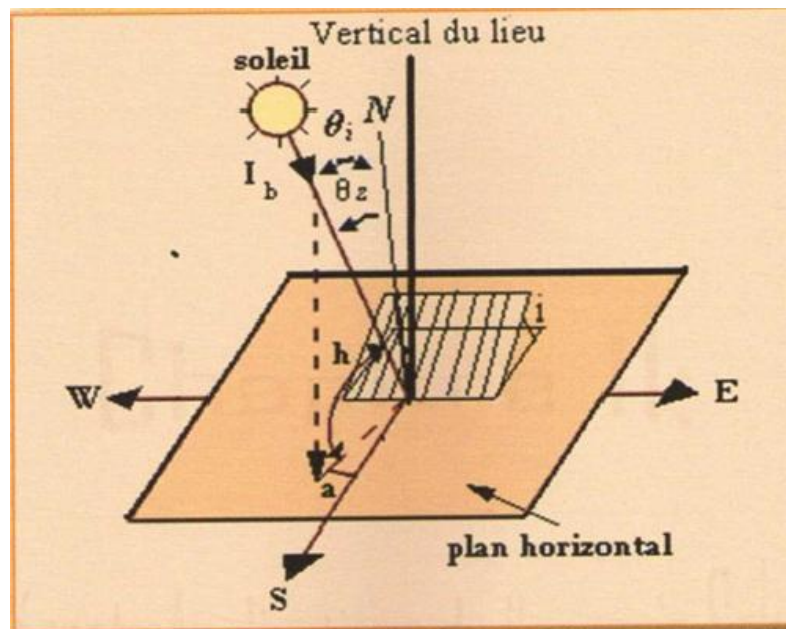


Figure. I.7.: Angle d'incidence du rayonnement sur un plan d'orientation  
Quelconque[2]

### I.3. Enjeux énergétiques et développement durable [2]

Le choix du terme « enjeu » pose explicitement la question des défis auxquels sont exposées les sociétés contemporaines. Il s'agit, en effet, de satisfaire les besoins énergétiques élémentaires des populations, de répondre à leur augmentation directement induite par la croissance démographique, dans une perspective de développement durable. Les enjeux majeurs sont donc :

- de permettre un accès équitable aux ressources,
- de limiter les tensions politiques entre États dans le marché énergétique mondial



- de promouvoir une gestion raisonnée des énergies fossiles, de développer l'usage des énergies renouvelables sans détruire l'environnement.

Le développement durable est « un développement qui répond aux besoins du présent sans compromettre la capacité des générations futures à répondre aux leurs », citation de Mme Gro Harlem Brundtland, Premier Ministre norvégien (1987). En 1992, le Sommet de la Terre à Rio, tenu sous l'égide des Nations unies, officialise la notion de développement durable et celle des trois piliers (économie/écologie/social) : un développement économiquement efficace, socialement équitable et écologiquement soutenable.

La première crise pétrolière du début des années 1970 a totalement modifié le rapport des pays occidentaux avec l'énergie. L'énergie, abondante et bon marché, est devenue un bien rare et cher. Les efforts ont été concentrés, d'une part sur la baisse du coût de l'énergie, et d'autre part sur la réduction de la consommation énergétique.

Ensuite les préoccupations environnementales, ainsi que la prise de conscience du caractère fini des énergies fossiles ont pris une part croissante dans la gestion énergétique mondiale.

Le réchauffement climatique global, dû aux émissions de gaz à effet de serre, et plus

Particulièrement au CO<sub>2</sub> provenant de la combustion des énergies fossiles est un fait établi et

Étudié par la communauté scientifique. La raréfaction des ressources mondiales en énergie

Fossile, bien que la date de la fin du pétrole ne soit pas l'objet d'un consensus, est un phénomène qui va nécessairement favoriser la hausse du coût de l'énergie.

Ces deux facteurs obligent à repenser l'utilisation et la production de l'énergie.

### **I.3.1. La sécurité énergétique [2]**

Définit de nombreux enjeux à échelle régionale, nationale et planétaire. Ils sont à l'ordre du jour et doivent être pris en compte lors de la mise en place de résolutions et initiatives.

- À long terme, quelles peuvent être les conséquences d'une exploitation inconsciente de nos ressources énergétiques sur l'environnement, la planète ? Sur les populations concernées ? sur les industries ? (certaines mesures ont déjà été prises, comme la limitation du nucléaire au sein de l'Union Européenne)
- Comment adapter les économies nationales/régionales pour un meilleur contrôle de ces énergies ?
- Déséquilibres régionaux : comment gérer les inégalités de répartition des ressources ?

- Enjeux de souveraineté entre pays : enjeu géopolitique et géoéconomique (ex : Occident et États-Unis contre des pays comme la Chine ou l'Irak / conflits régionaux comme la situation de l'Iran et le Qatar ou la Russie et l'Ukraine)
- Comment répondre aux besoins énergétiques croissants d'une population mondiale qui ne cesse d'augmenter ? (prévision pour 2050: 9 milliards environ)
- Comment assurer une pérennité des énergies fossiles ? (crise du gaz en 2009, crises du pétrole à l'origine de conflits mondiaux 1973-1979)

Le risque d'une rupture physique d'approvisionnement à long terme est aujourd'hui présent. La rupture ou le rationnement physique peuvent tout simplement résulter de l'épuisement des ressources ou de l'insuffisance des moyens de production. S'agissant des énergies fossiles, la mesure de la durée de vie des réserves révèle bien cette préoccupation qui pourra un jour devenir une véritable hantise.

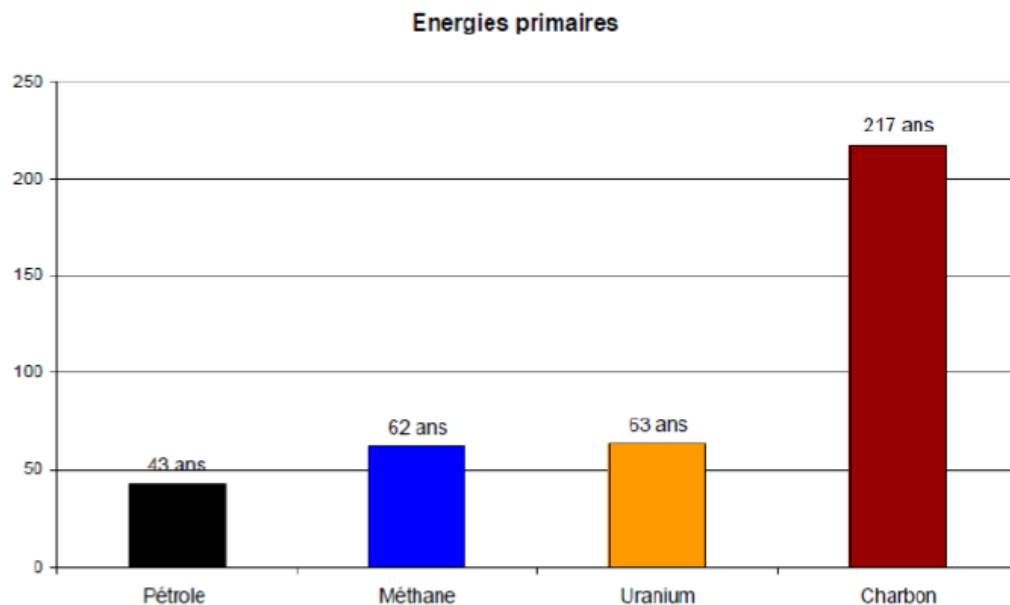


Figure I.8 : Estimation des réserves mondiales [2]

Les énergies renouvelables présentent de nombreux avantages au regard de la sécurité énergétique. En premier lieu, elles ne posent pas, contrairement aux ressources fossiles, et dans une moindre mesure aux ressources fissiles, de risque d'épuisement. Certaines, comme l'énergie solaire, apparaissent vraiment comme disponibles en quantité illimitée.

### I.3.2. Les énergies renouvelables [2]

Seule l'utilisation de toutes les formes d'énergies renouvelables (solaire, éolienne, hydraulique, bois et biomasse) et une augmentation de l'efficacité énergétique permettront d'éviter de piller définitivement notre planète pour nos seuls besoins immédiats.

Les énergies renouvelables constituent une solution respectueuse de l'environnement. Elles permettent d'acquérir une certaine autonomie énergétique et de réaliser des économies à moyen et long terme. En fonction de la situation géographique, plusieurs types d'énergies renouvelables sont utilisables (existe 5 familles) :

- Energie Solaire
- Energie Eolienne
- Energie Hydraulique
- Energie de la Biomasse
- Energie de la Géothermie

### I.3.3. Potentiel solaire en Algérie

L'Algérie dispose d'un gisement solaire parmi les plus élevés au monde.

La durée d'insolation sur la quasi-totalité du territoire national dépasse les 2000 heures annuellement et peut atteindre les 3900 heures (hauts plateaux et Sahara). L'énergie reçue quotidiennement sur une surface horizontale de 1m<sup>2</sup> est de l'ordre de 5 KWh sur la majeure partie du territoire national, soit près de 1700KWh/m<sup>2</sup>/an au Nord et 2263 kWh/m<sup>2</sup>/an au Sud du pays.

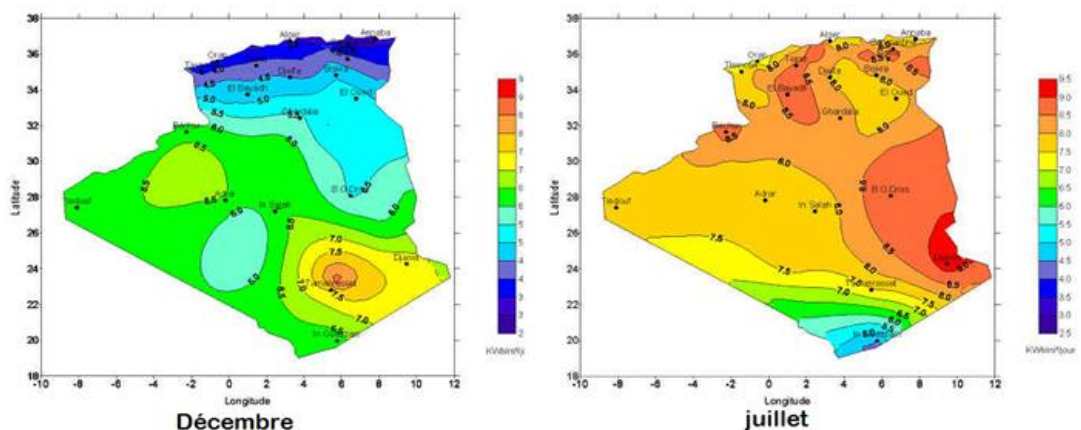


Figure I.9 : Irradiation directe journalière reçue sur plan normal mois de décembre et juillet [4]



Régions	Région côtière	Hauts Plateaux	Sahara
Superficie (%)	4	10	86
Durée moyenne d'ensoleillement (Heures/an)	2650	3000	3500
Energie moyenne reçue (KWh/m2/an)	1700	1900	2650

Tableau I.1 : Statistiques des degrés d'ensoleillement par zones [4]

Tlemcen (Figure I.10) est le site choisi dans cette étude, caractérisé par son climat. Elle est située au nord-ouest de l'ALGÉRIE et à 580Km de la capitale Alger.



Figure I.10 : situation de la ville de Tlemcen (carte d'Algérie)

## II. Conclusion

L'étude astrophysique du soleil et ses caractéristiques énergétiques montrent un intérêt particulier dans le monde en général et en Algérie en particulier quand à l'utilisation de l'énergie solaire.

Sachant que les ressources d'énergie fossile sont limitées et que les mauvaises gestions de l'environnement provoquent des changements climatiques de grandes envergures et causant beaucoup de crises dans le futur, l'Algérie s'est engagée dans une forte relance de sa politique visant à la maîtrise de l'énergie et le développements de énergies renouvelables et aussi réduire les émissions des gaz à effet de serre à cause de réchauffement climatique de notre.

La situation géographique de l'Algérie et de son gisement solaire des plus élevés dans le monde sont des facteurs importants permettant à l'Algérie de choisir de développer des énergies renouvelables et principalement l'énergie solaire. Ceci sera pris en considération dans notre étude pour l'amélioration du confort thermique.

**Chapitre II :**  
**Problématique et confort thermique**

## Chapitre II :

### Problématique et confort thermique

#### I. Introduction

Le confort thermique est probablement l'un des éléments venant le plus vite à l'esprit lorsque l'on pense au confort dans un bâtiment. Assurer une sensation de chaleur en hiver et préserver des surchauffes en été est depuis longtemps un souci majeur pour les architectes et bureaux d'études. Mais le confort thermique est quelque chose qu'il n'est pas facile de définir, et donc d'assurer, et qui n'est pas limité à la température.

Trop souvent, les architectes ont relégué aux chauffagistes et climaticiens le soin d'assurer « le confort thermique ». Et ces derniers se sont souvent retranchés derrière un trop simple « 22 degrés toute l'année ». Ce genre de régulation n'est pas forcément la plus confortable, mais elle est assurément la plus gaspilleuse en énergie

#### I.1 Le confort thermique [5]

Le confort thermique est traditionnellement lié à 6 paramètres :

1. Le métabolisme, qui est la production de chaleur interne au corps humain permettant de maintenir celui-ci autour de  $36,7^{\circ}\text{C}$ . Un métabolisme de travail correspondant à une activité particulière s'ajoute au métabolisme de base du corps au repos.
2. L'habillement, qui représente une résistance thermique aux échanges de chaleur entre la surface de la peau et l'environnement.
3. La température ambiante de l'air  $T_a$ .
4. La température moyenne des parois  $T_p$ .
5. L'humidité relative de l'air (HR), qui est le rapport exprimé en pourcentage entre la quantité d'eau contenue dans l'air à la température  $t_a$  et la quantité maximale d'eau contenue à la même température.
6. La vitesse de l'air, qui influence les échanges de chaleur par convection. Dans le bâtiment, les vitesses de l'air ne dépassent généralement pas  $0,2\text{ m/s}$ .

Notez que de façon simplifiée, on définit une température de confort ressentie (appelée aussi "température opérative" ou "température résultante sèche") :

$$T_{\text{préative}} = \frac{T_{\text{air}} + T_{\text{parois}}}{2} \quad (\text{II.1})$$

Cette relation simple s'applique pour autant que la vitesse de l'air ne dépasse pas 0,2 m/s.

Ainsi, le lundi matin, la température des parois est encore basse et le confort thermique risque de ne pas être atteint malgré la température de l'air de 20 ou 21°C...

**Confort thermique**  
=  
**Équilibre entre l'homme et l'ambiance**

## I.2. Confort et température

Dans les conditions habituelles, l'homme assure le maintien de sa température corporelle autour de 36,7°C. Cette température est en permanence supérieure à la température d'ambiance, aussi un équilibre doit-il être trouvé afin d'assurer le bien-être de l'individu.

La figure ci-contre considère le sentiment de confort thermique exprimé par les sujets eux-mêmes. Il s'agit de pourcentages prévisibles d'insatisfaits (PPD), exprimés sur l'axe vertical, pour des personnes au repos en position assise (celle qui font la sieste au bureau, par exemple !), ou pour des personnes effectuant un travail léger (= travail de bureau).

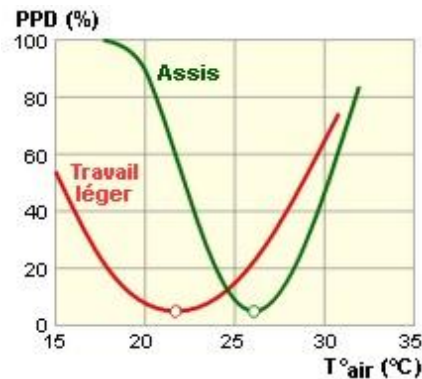


Figure II.1 le sentiment de confort thermique [5]

Il est impossible de définir une température qui convienne à tous : il reste au mieux 5 % d'insatisfaits !

Il est intéressant de constater que la courbe des sujets au repos est centrée sur 26°C, et qu'elle est plus resserrée : ces personnes sont plus sensibles à de faibles variations de température.

La courbe représentant le travail léger glisse vers les basses températures : les personnes ayant plus de chaleur à perdre préfèrent des températures plus basses.

La diffusion de chaleur entre l'individu et l'ambiance s'effectue selon divers mécanismes :

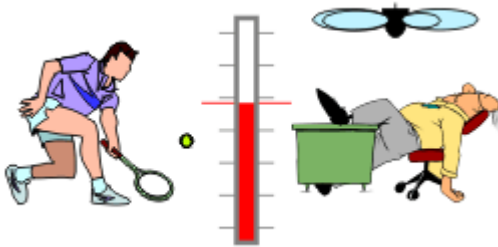


Figure II.2 Les variables principales du confort global [5]

- Plus de 50 % des pertes de chaleur du corps humain se font par convection avec l'air ambiant (convection et évaporation par la respiration ou à la surface de la peau).
- Les échanges par rayonnement à la surface de la peau représentent jusqu'à 35 % du bilan alors que les pertes par contact (conduction) sont négligeables (< 1 %).
- Le corps perd également 6 % de sa chaleur à réchauffer la nourriture ingérée.

### I.1.3 Confort et humidité

**L'incidence sur la transpiration :** L'humidité relative ambiante influence la capacité de notre corps à éliminer une chaleur excédentaire.



Ainsi, une température extérieure de 24°C et une humidité relative de 82 % (après une pluie en période de forte chaleur), entraînent une forte impression de moiteur, due à l'impossibilité pour la peau d'évaporer l'eau de transpiration et donc de se rafraîchir.

Par contre, une température de 24°C conjointe à une humidité relative de 18 % (climat estival méditerranéen) permet de refroidir la peau par l'évaporation de l'eau de transpiration. La chaleur nous paraît " très supportable ".

**L'impact de l'humidité relative dans un bâtiment :** L'humidité a relativement peu d'impact sur la sensation de confort d'un individu dans un bâtiment. Ainsi, un individu peut difficilement ressentir s'il fait 40 % ou 60 % d'humidité relative dans son bureau.

L'inconfort n'apparaît que lorsque :

- L'humidité relative est inférieure à 30 %,
- L'humidité relative est supérieure à 70 %

De faibles niveaux d'humidité (en deçà de 30 %) donnent lieu à certains problèmes :

- Augmentation de l'électricité statique (petites décharges lors du contact avec des objets métalliques),

- À noter que la présence de décharges électrostatiques n'est pas forcément imputable à la sécheresse de l'air (un tapis non traité à l'antistatique peut également provoquer ce type de problème), mais l'air sec (peu conducteur) renforce ce phénomène.
- Gêne et irritation accrue à la fumée de tabac (du fait d'un abaissement du seuil de perception des odeurs).
- Augmentation de la concentration en poussières dans l'air (diminution de la taille des particules) et donc de leur vitesse de sédimentation et dès lors du nombre de bactéries aéroportées, ce qui serait susceptible d'induire une augmentation de la fréquence de maladies respiratoires en hiver lorsque l'humidité de l'air est faible.

Les gains énergétiques entraînés par une diminution drastique de l'humidification de l'air doivent être comparés aux pertes entraînées par un absentéisme accru...

De hauts niveaux d'humidité (au-delà 70 % HR) donnent lieu à une croissance microbienne importante et à des condensations sur les surfaces froides :

C'est ce qu'indique le diagramme ci-dessous, précisant la plage de taux d'humidité ambiante optimale d'un point de vue hygiénique (d'après Scofield et Sterling) (Doc.Dri-Steem/Pacare).

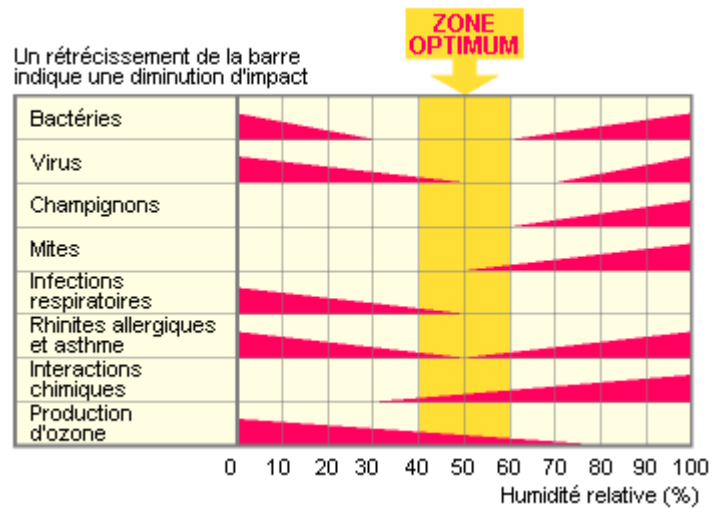


Figure II.3 la plage de taux d'humidité ambiante optimale d'un point de vue hygiénique [5]



La plage de confort température-humidité : Pour un confort optimal et pour une température de l'air aux environs de 22°C, on peut dès lors recommander que l'humidité relative soit gardée entre 40 et 65 %.

Plus précisément, on peut définir une plage de confort hygrothermique dans le diagramme suivant (extrait de l'article de R. Fauconnier L'action de l'humidité de l'air sur la santé dans les bâtiments tertiaires parut dans le numéro 10/1992 de la revue Chauffage Ventilation Conditionnement).

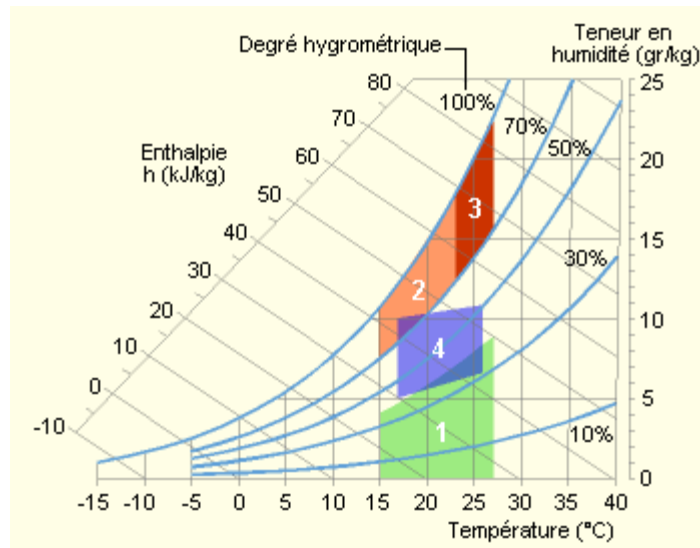


Figure II.4 Diagramme de saturation avec les zones d'humidité [5]

- 1- Zone à éviter vis-à-vis des problèmes de sécheresse.
- 2- et 3 : Zones à éviter vis-à-vis des développements de bactéries et de microchampignons.
- 4- Zone à éviter vis-à-vis des développements d'acariens. Polygone de confort hygrothermique.

#### I.1.4 Confort et vitesse de l'air

La vitesse de l'air est un paramètre à prendre en considération, car elle influence les échanges de chaleur par convection et augmente l'évaporation à la surface de la peau.

À l'intérieur des bâtiments, on considère généralement que l'impact sur le confort des occupants est négligeable tant que la vitesse de l'air ne dépasse pas 0,2 m/s.

À titre de comparaison : se promener à la vitesse de 1 km/h produit sur le corps un déplacement de l'air de 0,3 m/s.

Le mouvement de l'air abaisse la température du corps, facteur recherché en été, mais pouvant être gênant en hiver (courants d'air).

## I.2. Confort, activité, habillement

### I.2.1 L'estimation du niveau d'habillement

Le niveau d'habillement des occupants est caractérisé par une valeur relative, exprimée en "clo", l'unité d'habillement.

Tenue vestimentaire	Habillement
Nu.	0
Short.	0,1
Tenue tropicale type (short, chemise à col ouvert et à manches courtes, chaussettes légères et sandales).	0,3
Tenue d'été légère (pantalon léger, chemise à col ouvert et à manches courtes, chaussettes légères et chaussures).	0,5
Tenue de travail légère (chemise de travail en coton à manches longues, pantalon de travail, chaussettes de laine et chaussures).	0,7
Tenue d'intérieur pour l'hiver (chemise à manches longues, pantalon, pull-over à manches longues, chaussettes épaisses et chaussures).	1,0
Tenue de ville traditionnelle (complet avec pantalon, gilet et veston, chemise, chaussettes de laine et grosses chaussures).	1,5

Tableau II.1 L'estimation du niveau d'habillement en échelle clo [5]

### I.2.1 L'évaluation du niveau d'activité

Diverses valeurs du métabolisme sont indiquées ci-après pour diverses activités.

Activité	W/m <sup>2</sup>	met
<b>Repos, couché</b>	45	0,8
<b>Repos, assis</b>	58	1
<b>Activité légère, assis (bureau, école)</b>	70	1,2
<b>Activité légère, debout (laboratoire, industrie légère)</b>	95	1,6
<b>Activité moyenne, debout (travail sur machine)</b>	115	2,0
<b>Activité soutenue (travail lourd sur machine)</b>	175	3,0

Tableau II.2 valeurs du métabolisme pour divers activités [5]

## II Résolutions de problématique [2]

Pour étudier et analyser les problèmes de confort thermique des bâtiments on utilise deux types de configuration de modélisation énergétique mono zone et multi zones.

Le problème mono zone si quand on a un seul volume influe avec paramètres de perturbation externes l'exemple de l'étage dans notre projet.

Et le multi zones, ce système prend on compte toute les influences des variables thermiques entre plusieurs zones internes et externes.

### II.1 Les différentes méthodes de modélisation énergétique de bâtiment

Trois méthodes différentes sont utilisées pour la modélisation énergétique d'un bâtiment.

Ces méthodes sont:

- La méthode nodale
- Le CFD (Computational Fluid Dynamics)

- La méthode zonale

### **II.1.1 La méthode nodale**

L'approche nodale, dite aussi multizone, considère que chaque zone d'un bâtiment est parfaitement et instantanément mélangée ; Ainsi chaque zone peut être caractérisée par une seule pression, une seule température et une concentration uniforme par espèce présente. Cette méthode est largement utilisée, tant dans le domaine des transferts thermiques qu'aérouliques.

Cette hypothèse de mélange parfait présente l'intérêt de pouvoir se limiter à un seul noeud pour la caractérisation de l'ambiance au sein d'une zone du bâtiment. Les équations régissant les transferts de masse et de chaleur sont alors considérablement simplifiées et les outils utilisant cette méthode permettent ainsi de prédire rapidement le comportement d'un bâtiment sur de longues périodes de temps telles qu'une saison ou une année entière.

Plusieurs logiciels de simulation thermique de bâtiments utilisent cette méthode pour la prédiction des températures de l'air à l'intérieur des zones thermiques. Parmi ce logiciel on peut citer TRNSYS [Fraise et coll. 1997], ENERGY PLUS et TRANBUILD, DOE 2 [Zmeureanu et coll. 2002].

### **II.1.2 Le CFD (computational fluid Dynamics)**

Avec le développement de la mécanique des fluides et des méthodes numériques, les techniques de Dynamique des Fluides Numérique connues sous l'acronyme CFD (Computational Fluid Dynamics) sont devenues des outils très attractifs pour la prédiction des écoulements fluides dans de nombreux domaines de l'ingénierie, et ceci depuis le début des années 1970.

Chen et coll 2002 ont présenté les instructions qui doivent être suivi lors de l'application du CFD. Ces instructions incluent la vérification, la validation et l'analyse des résultats obtenus selon les aspects suivants :

- Les modes de transfert de chaleur
- Les modèles de turbulence
- Les méthodes numériques
- La conformité aux prédictions

Dès lors, ces techniques ont été employées pour l'analyse des écoulements d'air à l'intérieur des bâtiments. En effet elles ont l'attrait d'être beaucoup plus flexibles et moins onéreuses que les techniques expérimentales traditionnelles pour la description détaillée de la distribution spatiale et temporelle des grandeurs physiques de l'écoulement qui sont la vitesse d'air, la température, les concentrations en humidité ou polluant, etc.

L'approche CFD détermine les caractéristiques d'un écoulement par la résolution des équations de NAVIER-STOKES [Blache et coll 2004]. Cette technique requiert un maillage du domaine suffisamment fin pour capturer l'énergie produite ou dissipée par les plus petits tourbillons présents dans l'écoulement. De ce fait elle s'avère très coûteuse en termes de temps de calcul.

Plusieurs logiciels de calcul CFD existent sur le marché et sont utilisés soit par les équipes de recherche soit par l'industrie. Parmi ces logiciels on peut citer FLUENT et PHOENICS.

### **II.1.3 La méthode zonale**

Depuis une quinzaine d'années, des modèles intermédiaires appelés modèles zonaux sont appliqués à la thermique du bâtiment. La mise en œuvre de ce type de modèle requiert un découpage du domaine étudié en macro volumes pour lesquels les bilans massique et thermique sont écrits de façon à pouvoir calculer le champ de température intérieur. Le principal avantage de ce type de modèle est de pouvoir calculer les spécificités thermiques et dynamiques du bâtiment en un temps assez court par rapport au CFD. Par contre, le problème majeur de cette approche de modélisation demeure l'évaluation correcte des transferts de masse et de chaleur entre chacune des zones considérées [Wurtz et ail 1999].

Une première approche consiste à fixer le sens des débits d'air et à fermer le problème ainsi posé par des lois d'écoulements spécifiques tels que les panaches, les jets ... Cette méthode a montré qu'elle donnait des résultats cohérents mais qu'elle était limitée dans son champ d'application par son hypothèse de base à savoir un scénario d'écoulement d'air fixé [Mora 2003].

Une deuxième méthode consiste à calculer un champ de pression intérieur à l'aide d'une équation de conservation de la quantité de mouvement " dégradée " qui permet de relier un débit massique d'air entre deux zones à l'écart de pression correspondant. Si cette méthode présente un champ d'application plus large, ses limites apparaissent immédiatement pour la description des écoulements moteurs (panaches, jets ...) du fait d'une médiocre représentation de la quantité de mouvement de ces écoulements [Inard et coll 1998].

Il n'existe pas de logiciels commerciaux pour le calcul thermo aéraulique en utilisant la méthode zonale. Toutefois, il existe des codes développés par des équipes de recherche mais à l'utilisation très restreinte à des bâtiments de géométrie simple [Wurtz et ail 1999].

### III. Problématique

#### III.1 Présentation du problème

Si l'on désire optimiser le confort tout en minimisant la consommation d'énergie, il est nécessaire de comprendre où passent les flux de chaleur et de connaître leur importance. Or il est difficile et onéreux de mesurer tous les flux de chaleur traversant un bâtiment, et cette mesure est impossible sur un bâtiment en projet. C'est pourquoi le calcul du bilan énergétique du bâtiment est une grande utilité

L'ensemble des parties d'un bâtiment est soumis aux transferts thermiques, qui sont des échanges de chaleur entre le milieu chaud et le milieu froid (généralement de l'intérieur vers l'extérieur). La connaissance et la maîtrise de ces transferts thermiques permet une gestion de la facture énergétique d'un bâtiment. La diminution de ces échanges thermiques permet de maintenir une température tempérée à l'intérieur du bâtiment en y apportant le moins d'énergie possible. Elle permet également d'orienter la conception du bâtiment dans un cadre réglementaire tout en visant un compromis entre coût énergétique et confort.

Une étude complète nécessite de distinguer les sources de chaleur internes et externes au bâtiment, c'est-à-dire les parties actives, des parties passives comme les surfaces extérieures, les vitres, la toiture par exemple.

Le comportement thermique d'un bâtiment dépend de différents facteurs illustrés sur la figure II.5

On peut les classer en trois familles :

1. famille qui englobe les facteurs intrinsèques à la structure du bâtiment lui-même (composition, surface à chauffer, etc.).
2. famille regroupe les données météorologiques ayant une influence sur le bâtiment tel que la température extérieure et le flux solaire.
3. famille, dont l'interaction avec le bâtiment qui regroupe les facteurs « contrôlables » par l'aire humaine, à savoir la puissance appelée par le système de chauffage d'appoint, la température de consigne choisie et enfin les apports

internes (apports calorifiques autre que le chauffage) dont les apports gratuits dus à la présence de personnes.

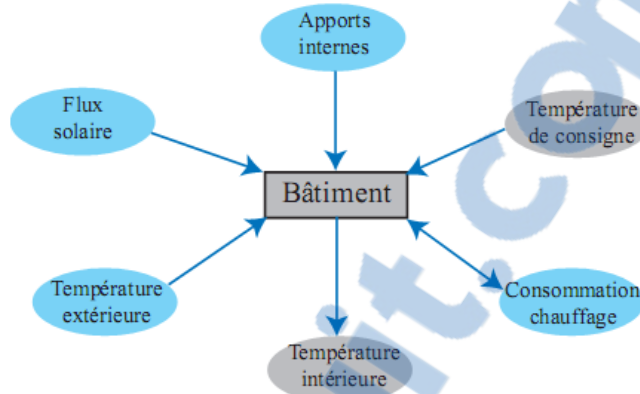


Figure II.5 : Grandeurs influents le comportement thermique du bâtiment, les grandeurs Connues sont en bleu [2]

Si on considère le système de chauffage comme un système régulier on peut dire que l'action du système de chauffage transforme le fonctionnement du bâtiment d'un système en boucle ouverte (bâtiment seul) en un système en boucle fermée (la sortie agit sur l'entrée par rétroaction). Les apports internes peuvent être vus comme une « perturbation » du comportement thermique du bâtiment, étant donné que cet apport calorifique vient s'ajouter à l'apport calorifique généré par le chauffage injecté dans le bâtiment.

On peut donner une première modélisation en bloc du comportement du bâtiment présentée sur la Figure II.6.

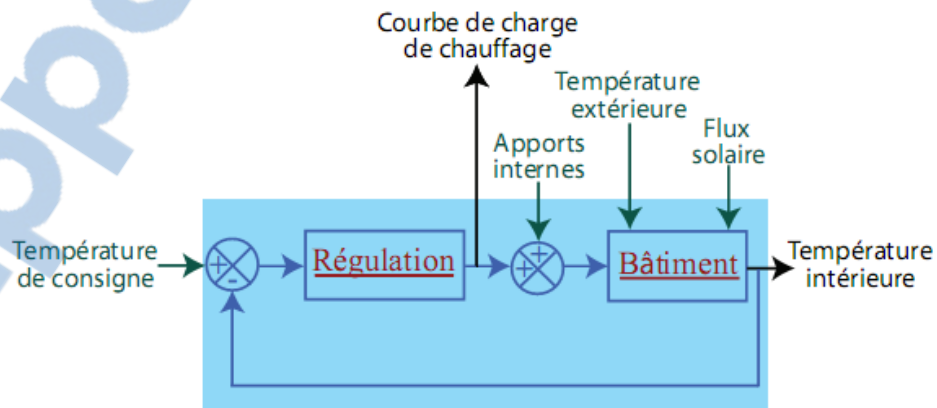


Figure II.6: Schéma bloc associé au modèle global du bâtiment : entrées (vert), mesures (noir) et systèmes inconnus (rouge) [2]

## **IV. Conclusion**

Sachant que le confort thermique est une notion très complexe faisant à l'heure actuelle, l'objet de nombreuses recherches, nous le résumons à une condition d'esprit exprimant une satisfaction avec l'environnement thermique qui l'entoure soit à un équilibre entre l'homme et l'ambiance.

Ceci va nous permettre de mettre à l'évidence les principales variables du confort global à savoir

- température de l'air.
- température radiante moyenne.
- vitesse de l'air et humidité de l'air.

Et des deux variables physiologiques qui sont l'activité(ou métabolisme) et la vêtue.

Pour une approche qualitative, il faut aussi que la construction de bâtiments et habitations soit bien étudiée, mettant à l'évidence les facteurs de comportement thermique du bâtiment à savoir :

- Composition.
- Surface à chauffer.
- Orientation (Flux solaire et.....).
- Situation géographique.

De ce fait, le dimensionnement d'une installation de chauffage pour un confort thermique donné se basera essentiellement sur la température extérieure, le flux solaire, les apports thermiques internes et la consommation thermique.



**Chapitre III:**  
**Dimensionnement et étude thermique du**  
**bâtiment**

## Chapitre III

### Dimensionnement et étude thermique du bâtiment

#### I. Introduction

Afin de développer une étude énergétique d'un bâtiment, la connaissance de sa consommation énergétique sur toutes ses formes est nécessaire, cette énergie est utilisée pour de nombreux usages, notamment :

- Le chauffage et climatisation.
- La ventilation et climatisation d'eau chaude.
- Les ascenseurs et montes charges.
- L'éclairage.

Aussi les matériaux utilisés pour la construction du bâtiment ainsi que son architecture sont des facteurs importants pour l'économie d'énergie. Le choix des matériaux de construction dépend de plusieurs paramètres notamment :

- La conductivité thermique.
- La résistance thermique.
- Le coefficient de transmission thermique.
- Le facteur solaire.

L'architecture du bâtiment doit tenir compte des problèmes de déperditions thermiques sous toutes formes.

#### I.1 Description de bâtiment étudié

Sur le plan architectural le bâtiment qu'on va l'étudier est conçu de la manière suivante (Figure 1.2.3) dont la surface habitable est de  $101.45\text{m}^2$  par étage. Il y a lieu de prendre ici en considération, d'une part le volume habitable  $V_h$  en mètres cubes, et d'autre part le coefficient de déperdition volumique tenant compte de l'épaisseur des murs, des matériaux utilisés, du nombre des ouvertures.

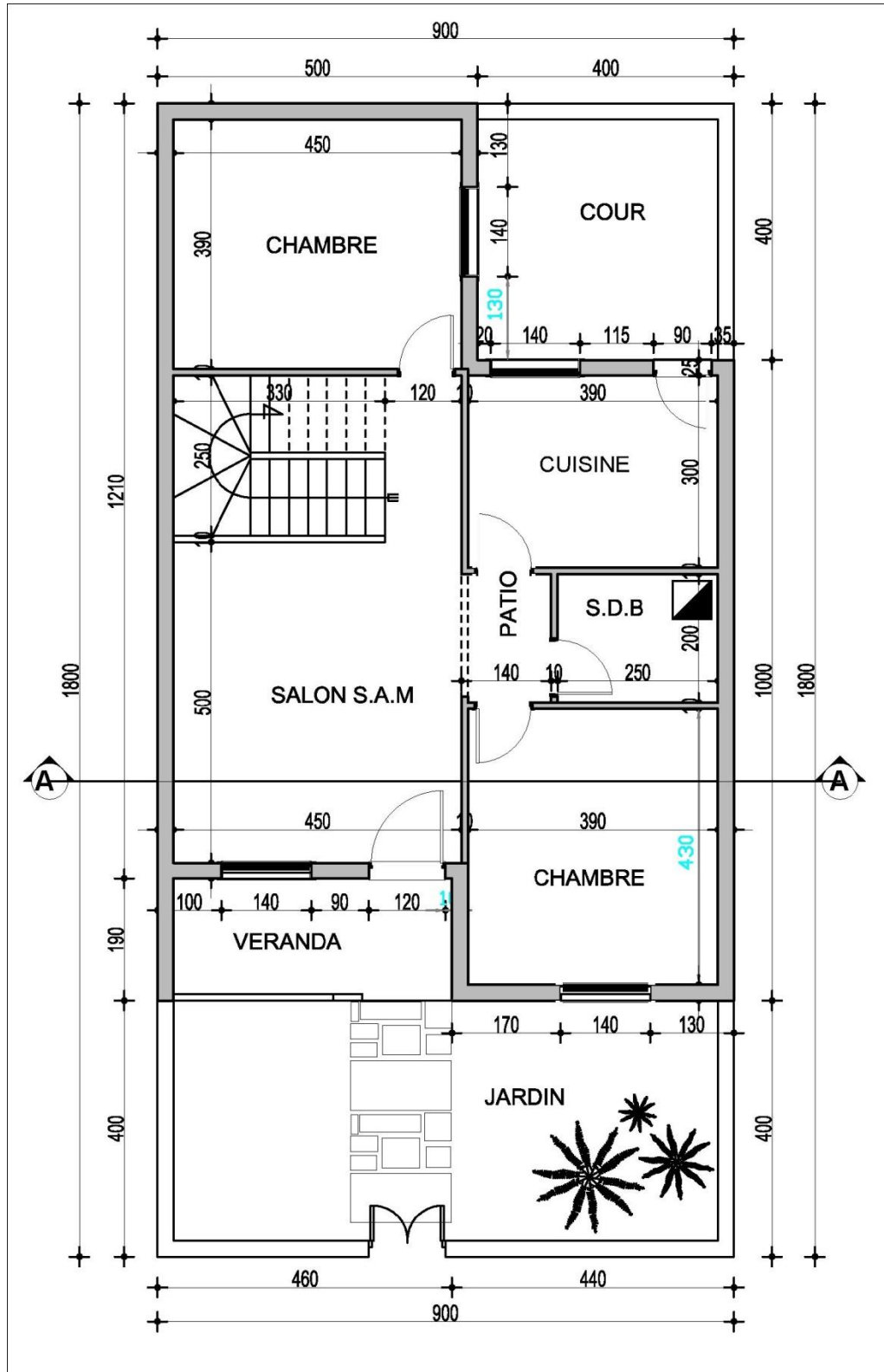


Figure III.1: plan de RDC

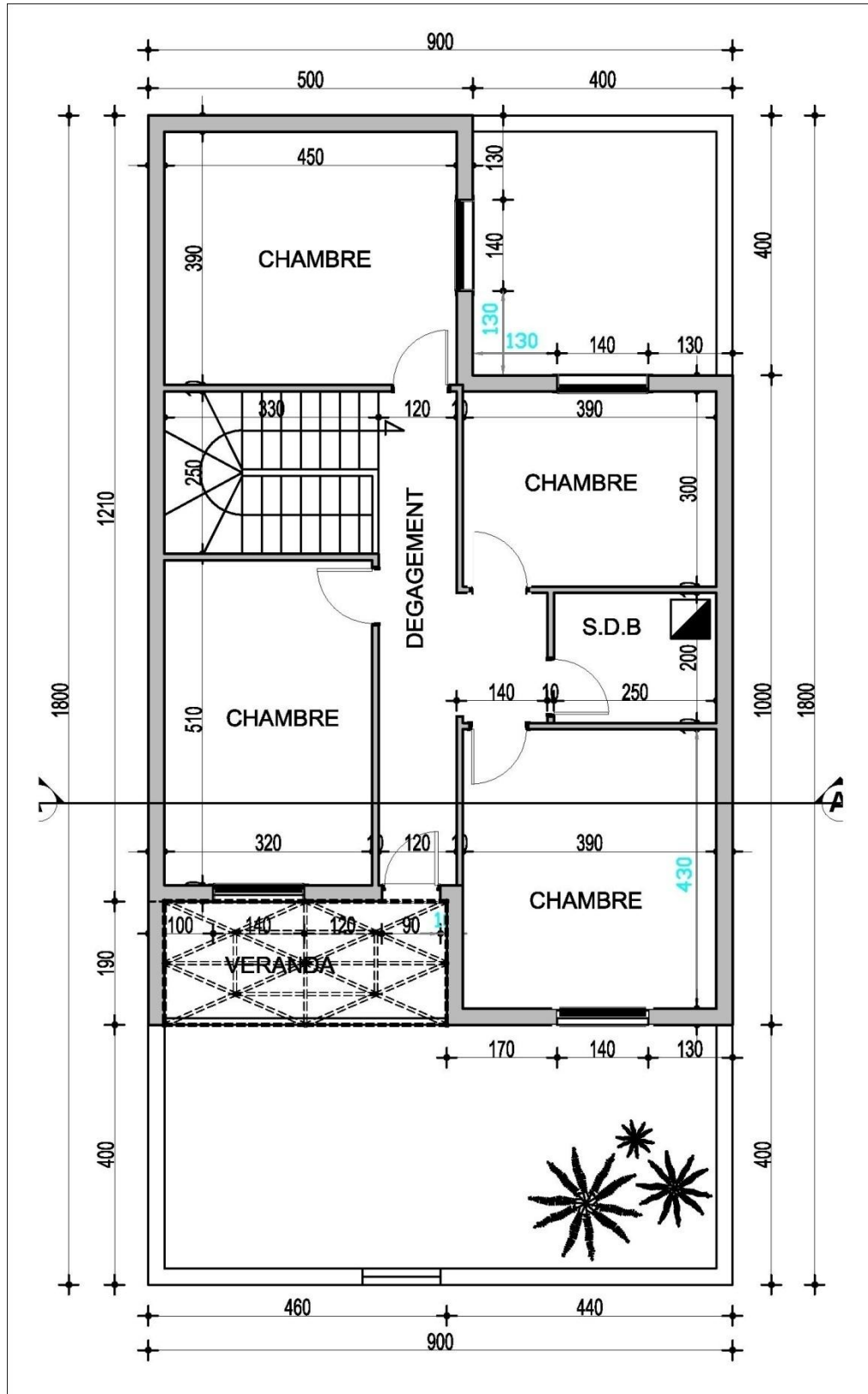


Figure III.2 Plan d'étage

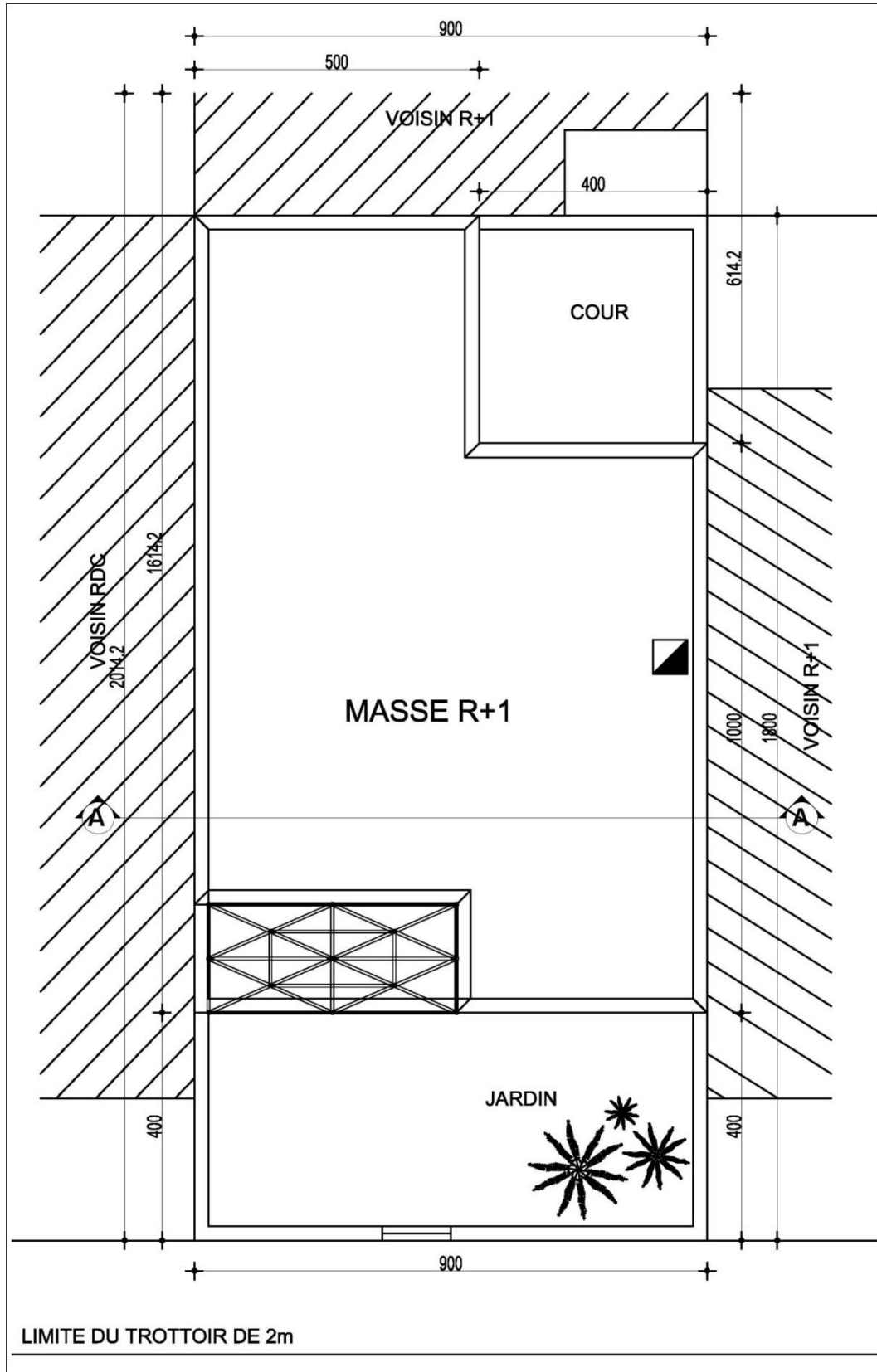


Figure III.3 : Plan de masse

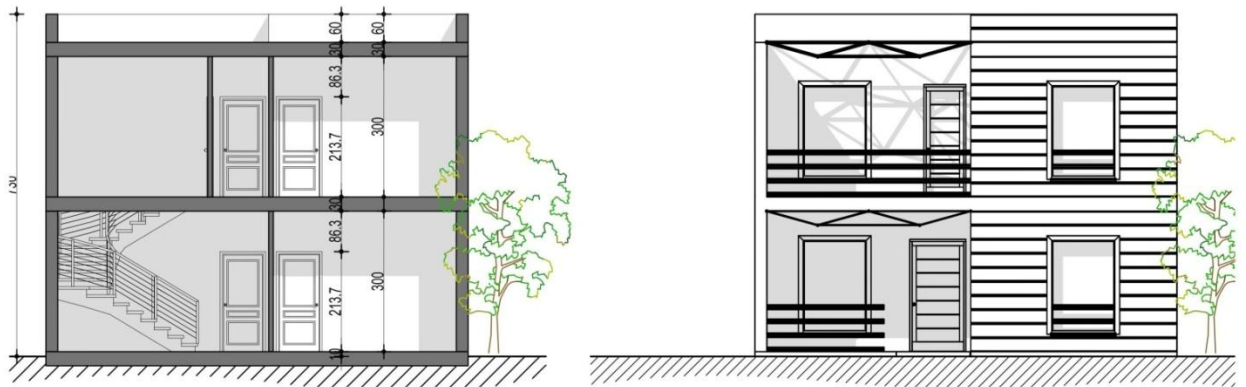


Figure III.4 : Façade et coupe

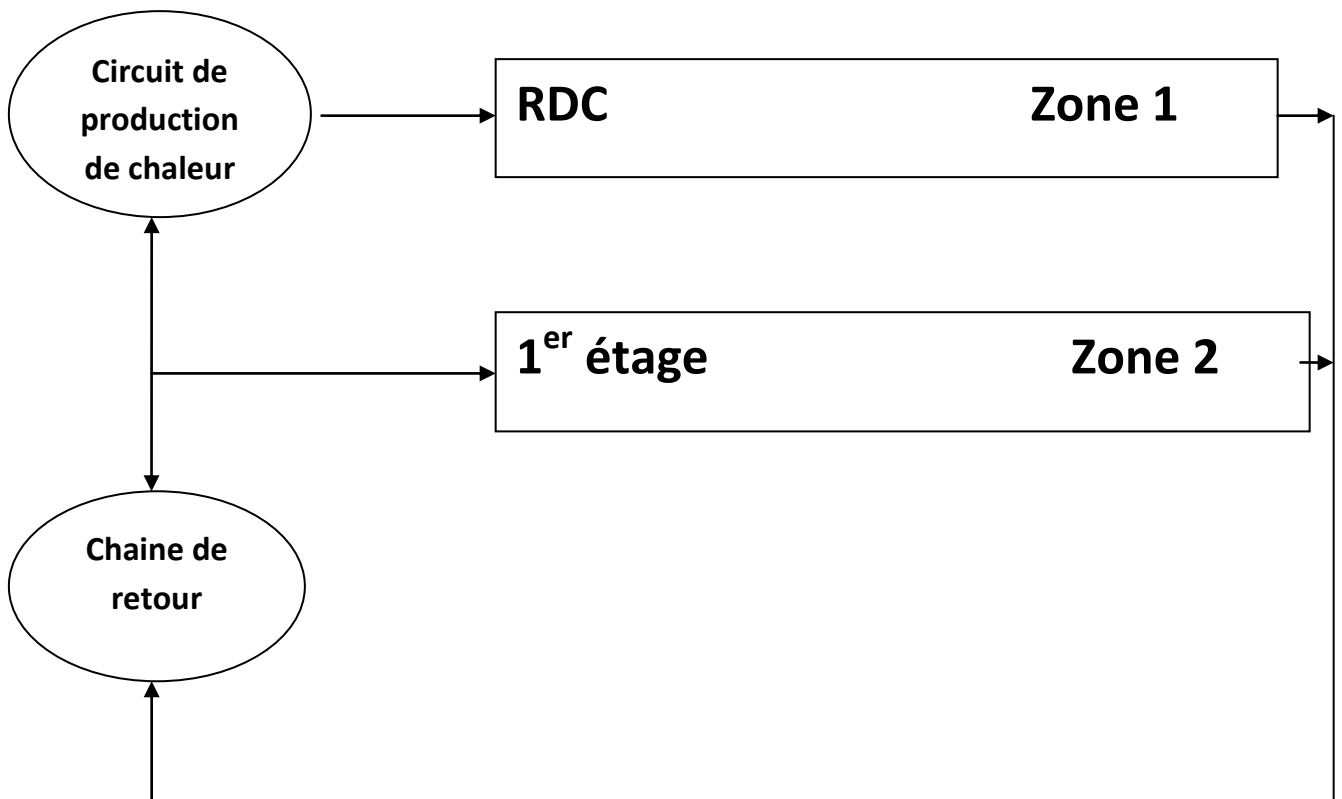


Figure III.5 Schéma de coordination entre les circuits de l'installation

## II. Paramètres dimensionnel de bâtiment étudié :

### Surface de bâtiment

$$St = [\textit{surface de bâtiment} - \textit{surface véranda} - \textit{surface de la cour}]$$

$$St = [(9 \times 14) - (1.9 \times 4.5) - (4 \times 4)]$$

$$St = 101.45 \text{ m}^2$$

### Volume de bâtiment

$$Vt = \textit{surface de bâtiment} * \textit{la hauteur}$$

$$Vt = 101.45 \times 6.6$$

$$Vt = 669.57 \text{ m}^3$$

### Surface des vitres

$$Sv = 1.4 \times 2.1 \times 8$$

$$Sv = 23.52 \text{ m}^2$$

### Surface de portes extérieures

$$Spe = (1.2 \times 2.137 \times 2) + (2.137 \times 0.9)$$

$$Spe = 7.0521 \text{ m}^2$$

### Surface des murs extérieurs

Étage RDC+1<sup>er</sup> étage

$$Sme = \textit{surface des murs extérieurs} - \textit{surface des vitres} - \textit{surface des portes}$$

$$Sme = [(5 \times 6) + (12.1 \times 6) + (5 \times 6) + (1.9 \times 6) + (4.4 \times 6) + (10 \times 6) + (4 \times 6) + (4 \times 6)] \\ - 23.52 - 7.0521$$

$$Sme = 247.828 \text{ m}^2$$

## III. Études énergétique du bâtiment

### III.1. Introduction

Dans les pays industrialisés, les bâtiments consomment une partie importante de l'énergie utilisée par la société et, en conséquence, ils sont source d'une partie non négligeable de la pollution.

Cette énergie est utilisée pour de nombreux usages, notamment:

- le chauffage et/ou le refroidissement, pour assurer un climat intérieur confortable
- la circulation de fluides tels que l'air (ventilation), l'eau (eau chaude, chauffage)
- les transports (ascenseurs)

- l'éclairage
- les communications (téléphone, radio, télévision)
- la production de biens (fabriques, cuisines, couture, etc.)

Dans les climats tempérés et froids, la plus grande part de l'énergie utilisée par un bâtiment sert au chauffage. Le flux de chaleur généré dans le système de chauffage aboutit inévitablement à l'extérieur par différentes voies plus ou moins directes.

Dans les climats plus chauds, il peut être nécessaire et en tous cas confortable d'abaisser la température intérieure des bâtiments. Ce refroidissement, et l'assèchement de l'air (sous les tropiques) peut aussi être un grand consommateur d'énergie.

## III.2. Quelques rappels de physique du bâtiment

### III.2.1 La conductivité thermique

La conductivité thermique,  $\lambda$ , thermique est une grandeur physique caractérisant le comportement des matériaux lors du transfert thermique par conduction., c'est la puissance (en Watts) qui traverse 1 m<sup>2</sup> de paroi sur 1 m d'épaisseur, lorsqu'elle est soumise à une différence de température de 1 °C.

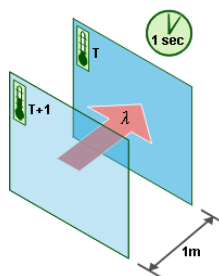


Figure III.6: Flux thermique définissant la conductivité thermique [6]

Plus la conductivité thermique est donc élevée, plus le matériau conduit de la chaleur. Plus elle est faible, plus le produit est isolant.

Ce coefficient n'est valable que pour les matériaux homogènes. Pour les matériaux hétérogènes, on parle de conductivité équivalente.

Le schéma ci-dessous montre les ordres de grandeur de quelques conductivités thermiques :



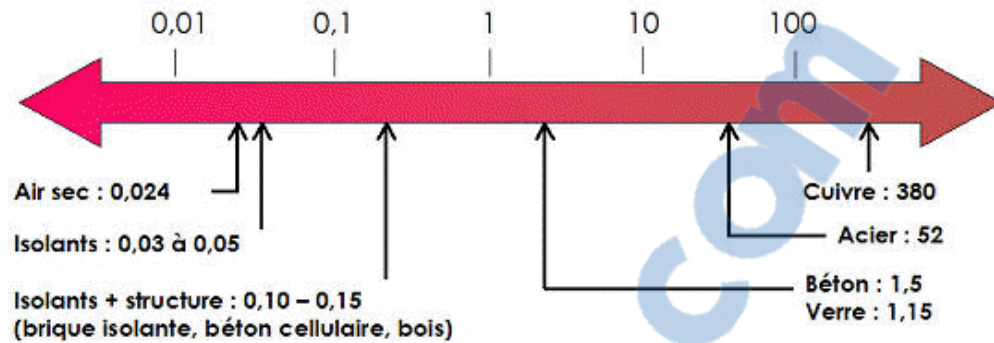


Figure III.7: Conductivités thermiques de quelques matériaux (W/m°C) [6]

Il est à remarquer que l'air est un très bon isolant mais à condition d'être immobilisé. L'air en mouvement évacue la chaleur (par convection).

Quelques ordres de grandeur :

Il y a un rapport :

- de 1 à 10 entre la conductivité thermique du bois et celle du béton ;
- de 1 à 37 entre la conductivité thermique d'un isolant et celle du béton ;
- de 1 à 1300 entre la conductivité thermique d'un isolant et celle de l'acier. [6]

### III.2.2. La diffusivité thermique

C'est la vitesse à laquelle la chaleur se propage par conduction dans un corps. Elle fait intervenir la conductivité thermique  $\lambda$  et la capacité thermique d'un matériau. La diffusivité thermique ( $m^2/s$ ) est fréquemment désignée par les lettres  $a$ ,  $D$  ou la lettre grecque  $\alpha$  :

$$D = \frac{\lambda}{\rho c} \quad (\text{III.1})$$

Où :

- $\lambda$  est la conductivité thermique du matériau [ $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ ].
- $\rho$  est la masse volumique du matériau [ $kg \cdot m^{-3}$ ].
- $c$  est la capacité thermique massique du matériau, [ $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ ].

La diffusivité thermique est une grandeur intensive. Elle détermine l'inertie thermique d'un solide.

### III.2.3. La résistance thermique

La résistance thermique quantifie l'opposition à un flux thermique entre deux isothermes entre lesquels s'échange un flux thermique.

Selon le type de flux on a :

- la résistance thermique de conduction, pour un flux de conduction thermique ;
- la résistance thermique de convection, pour un flux convectif ;
- la résistance thermique de rayonnement, pour un flux par rayonnement thermique.

Exprimé en  $\text{m}^2\cdot\text{K}/\text{W}$ , la résistance thermique ( $r$ ) s'obtient par le rapport de l'épaisseur ( $e$ ) en mètres sur la conductivité thermique ( $\lambda$ ) du matériau homogène :

$$r = \frac{e}{\lambda} \quad (\text{III.2})$$

Si le matériau est hétérogène, la résistance thermique est donnée par le fabricant.

### III.2.4. Le coefficient de transmission thermique

Le coefficient de transmission thermique est un coefficient quantifiant le flux d'énergie traversant un milieu, par unité de surface, de volume ou de longueur. L'inverse du coefficient de transfert thermique est la résistance thermique. Plus cet indice est bas, meilleure est la protection thermique. L'unité est le watt par mètre carré et par kelvin ( $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ ).

### III.2.5. Le facteur solaire

C'est la proportion du flux énergétique que le vitrage laisse passer, qui s'exprime en pourcentage du rayonnement reçu. Il représente la somme du rayonnement transmis et celle du rayonnement absorbé puis retransmis vers l'intérieur par le vitrage.

Le facteur solaire (appelé aussi Solar Heat Gain Coefficient, SHGC), le coefficient FS (ou SHGC) est donné par le fabricant des vitrages.

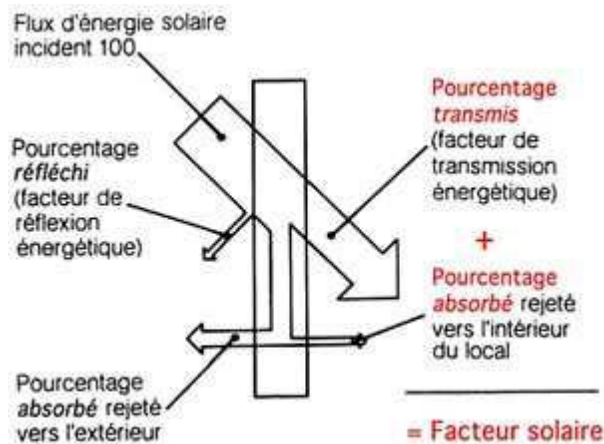


Figure III.8: Facteur solaire [6]

Il est à noter que le choix du type de vitrage devrait favoriser un coefficient de transmission du rayonnement solaire visible le plus élevé possible pour un même coefficient « FS » et ce, pour assurer au mieux l'éclairage naturel des locaux. [6]

### III.3. Le transfert de chaleur

#### III.3.1 Définition

Un transfert thermique, est un échange d'énergie thermique. Cela correspond à un transfert d'énergie microscopique désordonnée. Les trois modes de transfert thermique fondamentaux sont la conduction, la convection et le rayonnement. Il est possible d'avoir un transfert thermique par plus d'un mode.

De façon spontanée, la direction du transfert thermique se fait depuis la région de plus haute température vers celle de plus faible température. Le transfert thermique s'arrête quand il y a équilibre thermique.

Il existe trois modes de transfert thermique :

- La conduction, qui est un transport d'énergie sans déplacement de matière. Elle peut avoir lieu aussi bien dans les matériaux solides que dans les fluides (liquides et gaz).  
Exemple : une barre métallique chauffée en une extrémité monte très vite en chaleur à l'autre extrémité.

- La convection, qui est un transport d'énergie avec déplacement de matière. Elle concerne les fluides en mouvement ou les fluides en contact avec des surfaces rigides.  
Exemple : radiateur de chauffage central chauffant les molécules de l'air qui, devenues plus légères, montent au plafond se refroidir pour redescendre après.
- Le rayonnement, qui est un transport d'énergie sans déplacement de matière ni contact entre milieux. Ayant lieu dans le vide, il est dû aux vibrations électromagnétiques.  
Exemple : la Terre est réchauffée par le rayonnement du Soleil.

Ces trois modes d'échange peuvent se produire simultanément.

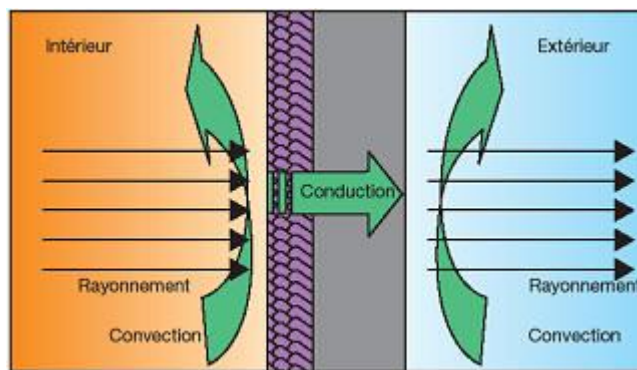


Figure III.9: Transfert de chaleur à travers une paroi [6]

Le flux de chaleur est la quantité de chaleur échangée entre deux milieux par unité de temps :

$$\Phi = \frac{Q}{t} \quad (\text{III.3})$$

Avec :

- $Q$  en Joules [J] ;
- $t$  en secondes [s] ;
- $\Phi$  en Watts [W].

La densité de flux est la quantité de chaleur par unités de temps et de surface :

$$\varphi = \frac{\Phi}{S} \left[ \frac{W}{m^2} \right] \quad (\text{III.4})$$

### III.3.2. La conduction thermique

La conduction thermique est un mode de transfert thermique provoqué par une différence de température entre deux régions d'un même milieu, ou entre deux milieux en contact, et se réalisant sans déplacement global de matière (à l'échelle macroscopique) par opposition à la convection qui est un autre transfert thermique. Elle peut s'interpréter comme la transmission de proche en proche de l'agitation thermique : un atome (ou une molécule) cède une partie de son énergie cinétique à l'atome voisin. la densité de flux de chaleur est proportionnelle au gradient (variation) de la température :

$$\vec{\varphi} = -\lambda \overrightarrow{\text{grad}\theta} \quad (\text{III.5})$$

Où:

- $\varphi$  est la densité de flux thermique [W/m<sup>2</sup>] ;
- $\lambda$  est le coefficient de conductivité thermique [W/(m<sup>2</sup>.°C) ou W/(m<sup>2</sup>.K)] ;
- $\theta$  est la température en un point donné du matériau [K].

### III.3.3. La convection thermique

La convection est un des modes de transfert thermique. Un gaz ou un fluide devient moins dense quand il est chauffé. Il a donc tendance à s'élever pour flotter au dessus des régions froides plus dense. Ce brassage permet de chauffer toute une pièce avec un seul radiateur ou tout un volume d'eau en ne chauffant que le bas de la casserole. La loi de la convection, ou loi de Newton, a été énoncée en 1701 :

$$\varphi = h(T_s - T_\infty) \quad (\text{III.6})$$

Où :

- $\varphi$  est la densité de flux thermique [W/m<sup>2</sup>] ;
- $h$  est le coefficient de transfert de chaleur [W/(m<sup>2</sup>.°C) ou W/(m<sup>2</sup>.K)] ;
- $T_s$  est la température de la surface [K ou °C] ;
- $T_\infty$  est la température loin de la surface [K ou °C].

### III.3.4. Le rayonnement thermique

Le rayonnement dit thermique est caractérisé par une densité d'énergie et un spectre (répartition de l'énergie suivant la longueur d'onde). Le rayonnement thermique se déplace vers les courtes longueurs d'ondes quand la température du corps augmente.

La loi du rayonnement, ou loi de Stéphan-Boltzmann (1884-1901), est la suivante :

$$\varphi_{max} = \sigma T_S^4 \quad (\text{III.7})$$

Où :

- $\sigma = 5.669 \times 10^{-8} [W/(m^2K^4)]$ .
- $T_S$  la température de la source rayonnante.

Cette relation est valable tant que la surface est idéale (corps noir).

Pour une surface réelle, ou corps gris, le flux émis par la surface se trouve réduit par l'émissivité :

$$\varphi_{max} = \varepsilon \sigma T_S^4 \quad (\text{III.8})$$

Si, de plus, la surface rayonnante est environnée d'une autre surface à  $T_{env}$ , l'échange net de chaleur est alors :

$$\varphi_{max} = \varepsilon \sigma (T_S^4 - T_{env}^4) \quad (\text{III.9})$$

### III.3.5. L'émissivité des vitrages

L'émissivité  $\varepsilon$  (epsilon) caractérise la capacité des surfaces d'un verre à absorber puis à réémettre de la chaleur par rayonnement. L'émissivité varie entre 0 et 1 et s'exprime sans unité.

Plus l'émissivité du verre est basse, plus les pertes d'énergie/transfert de chaleur par rayonnement sont réduites plus la performance thermique du vitrage isolant est élevée et moins il existe une sensation de paroi froide au bord des vitrages.

### III.3.6. Le bilan thermique

Pour un volume de contrôle donné, et à chaque instant, le bilan de conservation d'énergie s'écrit :

$$E_{in} - E_{out} + E_g = E_{acc} \quad \text{(III.10)}$$

Avec :

- $E_{in}$  : ce qui entre ;
- $E_{out}$  : ce qui sort ;
- $E_g$  : l'énergie générée (positive si produite, négative si consommée) ;
- $E_{acc}$  : l'énergie accumulée (variation dans le temps).

Si l'on veut exprimer ce bilan-là à travers une surface :

$$E_{in} - E_{out} = 0 \quad \text{(III.11)}$$

Ces équations constituent la base du calcul des déperditions thermiques.

## IV. Les déperditions thermique du bâtiment

Les déperditions thermiques représentent les pertes thermiques et donc la puissance thermique qu'il est nécessaire de mettre en œuvre pour assurer le chauffage d'une pièce, d'une maison, d'un bâtiment.

Les déperditions surfaciques (à travers les parois plus les ponts thermiques) ajoutées aux déperditions par renouvellement d'air (pour réchauffer l'air neuf) donnent les déperditions totales nécessaires pour le chauffage. Elles sont calculées en Watts et donnent une puissance à couvrir à minima par le système de chauffage. Elles tiennent compte de l'écart de température intérieure et température extérieure, autrement dit  $\Delta T$ . Les déperditions sont exprimées en Watt, la somme des déperditions indique la puissance minimale qu'il faut installer pour chauffer lorsque la température minimale, dit température extérieure de base, est atteinte.

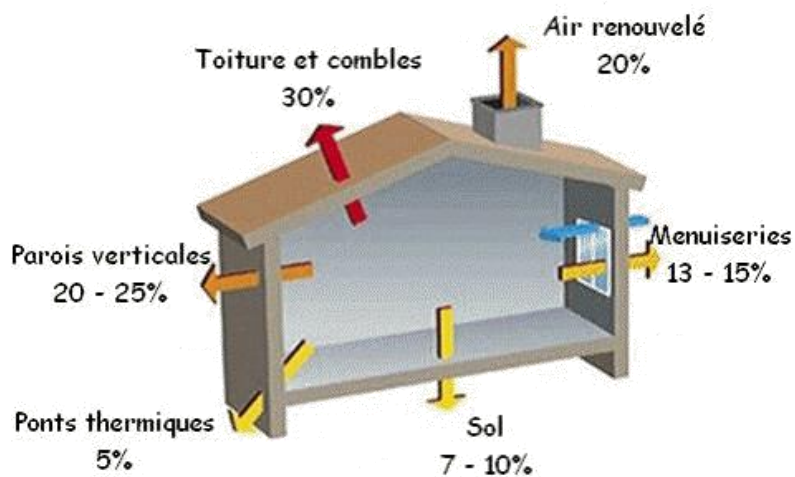


Figure III.10: Répartition approximative des déperditions thermiques dans le bâtiment [6]



## **IV.1. Déperditions à travers l'enveloppe du bâtiment**

### **IV.1.1. Les combles et la toiture**

la première zone de perte de chaleur est les combles et la toiture (30% à peu près). Cela s'explique par le fait que l'air chaud monte et donc le sommet du bâtiment est naturellement sujet à plus de déperditions thermiques.

### **IV.1.2. Les parois verticales**

Après le toit, les parois verticales sont la deuxième source de perte de chaleur (20-25%). Jusqu'à 25% des pertes de chaleur peuvent s'échapper par les murs. Les murs exposés vers le Nord sont les plus concernés car peu ensoleillés. Quant aux murs exposés vers l'Ouest (ou le Nord, selon la région), ils sont plus concernés par l'humidité car plus exposés à la pluie.

### **IV.1.3. Les menuiseries extérieures**

Environ 13 à 15 % de la chaleur s'échappe d'une fenêtre peu ou mal isolée. Isoler les fenêtres est une priorité économique et écologique. La qualité de la structure de la menuiserie est très importante, une fenêtre bas de gamme finit par mal fermer et mal isoler. Le choix du matériau est moins déterminant sur des menuiseries de qualité, le PVC, le bois ou l'aluminium sont très répandus.

### **IV.1.4. Les ponts thermiques**

Un pont thermique est une partie des éléments de construction d'un bâtiment par laquelle la chaleur est échangée plus rapidement avec l'extérieur que par d'autres éléments de construction.

On y distingue :

- les ponts thermiques constructifs ;
- les ponts thermiques géométriques ;
- les ponts thermiques matériels (dus aux matériaux utilisés) ;
- les ponts thermiques convectifs.

Les ponts thermiques découlent, en général de contraintes constructives et géométriques. Ils vont provoquer des dépenses énergétiques, un inconfort sur le plan de l'hygiène et une détérioration progressive des matériaux.

#### IV.1.5. Le sol

Environ 7 à 10 % des pertes de chaleur peuvent s'effectuer par le sol. Un revêtement (plancher, moquette) est déjà un isolant, mais peut ne pas suffire. Il serait alors nécessaire d'isoler, et ce en fonction du type de sol.

La meilleure solution est de créer un vide sanitaire de 20 à 50 cm de hauteur entre le sol et la terre. C'est une bonne solution pour isoler parfaitement et éviter les éventuels problèmes d'humidité. Cependant, il est impératif de bien le ventiler. Dans ce cas l'isolant doit être posé sous le sol.

Dans le cas d'une dalle sans vide sanitaire, on peut envisager des panneaux isolants, ou, si possible, prévoir un mortier isolant.

#### IV.1.6. Le renouvellement d'air

Le renouvellement d'air il doit néanmoins être réduit pour éviter de grandes déperditions énergétiques. Il est nécessaire pour avoir un bon confort thermique. S'il doit être suffisant du point de vue de l'hygiène. Lors de renouvellement, de température  $T_e$ , est introduit dans un local chauffé de température  $T_i$ , cet air devra alors être porté jusqu'à la température  $T_i$ . On a alors :

***Puissance nécessaire = Déperditions***

Ou encore :

$$\Phi = \rho_{air} Q_{v\ air\ neuf} C_{p\ air} (T_i - T_e) \quad (III.12)$$

Avec :

- $\rho_{air}$  : masse volumique de l'air ;
- $Q_{v\ air\ neuf}$  : débit d'air neuf hygiénique, fonction du type de bâtiment, du type de pollution des locaux, du nombre d'occupants...
- $C_{p\ air}$  : capacité calorifique de l'air = 1000 J/kg°C.

## IV.2. Détermination des éléments de caractérisation de l'enveloppe du bâtiment

La performance énergétique de l'enveloppe d'un bâtiment est évaluée en fonction des éléments suivants:

- Coefficient de déperdition par transmission, correspondant au flux thermique cédé entre l'espace chauffé et les espaces non chauffés (extérieur, sous-sol, espaces non chauffés). - Coefficient de transmission surfacique
- Coefficient de transmission linéique, correspondant au flux thermique en régime stationnaire par unité de longueur.
- Résistance superficielle
- Coefficient moyen de déperdition spécifique par transmission à travers les parois

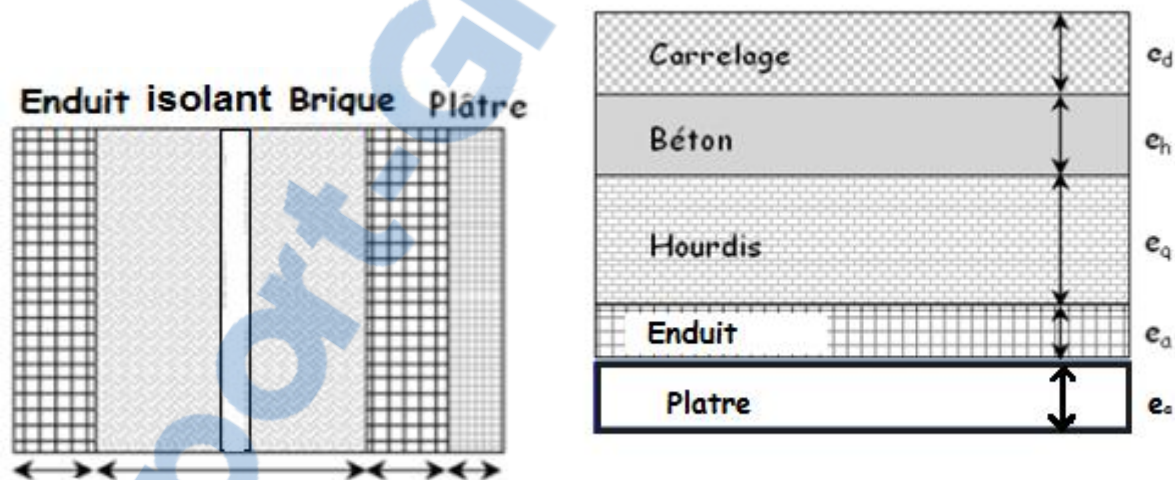


Figure III.11 Couches constituant les murs extérieurs et des toits

Surface murs extérieurs (m <sup>2</sup> )	Surface portes (m <sup>2</sup> )	Surface vitrages (m <sup>2</sup> )	Surface toiture (m <sup>2</sup> )	Surface sol (m <sup>2</sup> )
247.828	7.0521	23.52	101.45	101.45

Tableau III.1 : surface de déperdition

U murs extérieurs (W/m <sup>2</sup> K)	U ports en bois (W/m <sup>2</sup> K)	U vitrage (W/m <sup>2</sup> K)	U toiture (W/m <sup>2</sup> K)	U sol (W/m <sup>2</sup> K)
0.765	2.5	6	0.45	0.9

Tableau III.2 : coefficients de transfert thermique de chaque surfaces

### IV.2.1.Murs extérieurs

	Gamme produit	Matériau
Intérieur		
Couche 1	Plâtre	Avec ou sans granulats légers, ρ ≤ 800
Couche 2	Enduits	Mortier de ciment, ρ = 1900
Couche 3	Briques	En terre cuite, ρ ≤ 700
Couche 4	Vide et comble	Vide non ventilé 10 mm, flux de chaleur descendant
Couche 5	Briques	En terre cuite, ρ ≤ 700
Couche 6	Enduits	Mortier de ciment, ρ = 1900
Couche 7		0
Extérieur		

λ normalisée [W/mK]	R utile [m <sup>2</sup> K/W]	λ certifiée [W/mK]	Epaisseur [m]	R totale [m <sup>2</sup> K/W]
				0,130
0,220	0,000	0,000	0,010	0,045
0,930	0,000	0,000	0,010	0,011
0,220	0,000	0,000	0,100	0,455
0,000	0,150	0,000	0,010	0,150
0,220	0,000	0,000	0,100	0,455
0,930	0,000	0,000	0,020	0,022
0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
				0,040



Figure III.11: caractéristiques thermique murs extérieurs [7]

#### IV.2.2. Porte en bois

Porte en bois	2,5
---------------	-----

#### IV.2.3. Fenêtres

Fenêtre avec simple vitrage	6
-----------------------------	---

#### IV.2.4. Toiture

Toiture plate en béton isolée	0,45
-------------------------------	------

#### IV.2.5. Sol

Plancher sur sol en béton isolé	0,9
---------------------------------	-----

[8]

Déperdition thermique= coefficients de transfert thermique x surface de déperdition

Déperditions Thermique	Murs extérieurs (W/K)	Ports en bois (W/K)	Vitrages (W/K)	Toiture (W/K)	Sol (W/K)	Total (W/K)
	189.58	17.63	141.12	45.65	91.30	485.28

Tableau III.3 : déperdition thermique

Alors la somme total des déperditions du bâtiment est de **P = 485.28W/K.**

### IV.3. Déperditions par renouvellement d'air [13]

Plus une maison est isolé, plus elle est étanche à l'air. Il se pose alors un problème de renouvellement d'air. La température ambiante  $T_a$  est inférieure à la température interne de la maison  $T_i$ , ce renouvellement d'air entraine une déperdition calorifique  $Q_a$  que l'on peut mettre sous la forme suivantes :

$$Q_a = \rho_a V_a C_{pa} (T_i - T_a) \quad \text{(III.13)}$$

Avec

$\rho_a$  : Masse volumique de l'air égal à 1,204 [Kg/m<sup>3</sup>]

$V_a$  : débit de renouvellement d'air en [m<sup>3</sup>/h]

$C_{pa}$  : Chaleur massique de l'air égal à 1006 [J/Kg.C°]

$T_i$  : la température de confort égale à 20 C°

$T_a$  : la température ambiante moyenne.

Le débit  $V_a$  du renouvellement d'air s'élève à la moitié du volume de la maison par heure

$$V_a = \frac{V}{2} = 669.57/2 = 334.78 \text{ m}^3/\text{h}$$

### III. Conclusion

L'étude que nous avons menée montre bien l'importance de l'architecture du bâtiment et évidemment à l'ingéniering de sa réalisation tenant compte de son dimensionnement à savoir :

- Volume habitable.
- Coefficient de déperdition volumique.
- Epaisseur des murs.
- Matériaux utilisés.
- Nombres d'ouvertures (portes et fenêtres).

Aussi les paramètres suivants :

- Conductivité thermique.
- diffusivité thermique
- Resistance thermique.
- Coefficient de transmission thermique.

Sont d'une importance primordiale dans le choix des matériaux de construction par ailleurs une quantité d'énergie solaire peut être obtenue par les baies vitrées exposée au rayonnement solaire.

Dans tout les cas la performance énergétique de l'enveloppe du bâtiment est toujours évaluée en fonction des éléments suivants :

- Coefficient de déperdition par transmission (flux thermique cédé entre l'espace chauffé et l'espace non chauffé)
- Coefficient de transmission surfacique.
- Coefficient de linéique.
- Resistance superficielle.
- Coefficient moyen de déperdition spécifique par transmission à travers les parois.

**Chapitre IV :**  
**Dimensionnement d'un chauffage**  
**d'habitation**



## Chapitre IV :

### Dimensionnement d'un chauffage d'habitation

#### I. Introduction

Tous les types de bâtiments, qu'ils soient d'habitation ou autres, nécessitent des systèmes plus ou moins complexes pour maintenir une ambiance confortable, à leurs occupants. Ces systèmes apportent, suivant les saisons, chaleur ou fraîcheur (climatisation), avec plus ou moins d'efficacité (meilleure ambiance pour une moindre consommation) Le domaine de l'énergie solaire passive suppose la conception de bâtiments et la mise en place des composants de construction appropriés afin d'utiliser la lumière solaire pour l'éclairage naturel, le chauffage des locaux ou la climatisation des locaux. En plus de réduire la consommation d'énergie, un avantage primordial que procure l'énergie solaire passive est le confort ressenti par les occupants. et avec l'augmentation des besoins de la demande de chauffage d'habitation (locaux) au monde va prêter une grande importance pour le étudier et développer et chercher tout jour des nouvelles installations avec plus de rendement et plus économie d'énergie.

Le composant de construction le plus utilisé par l'énergie solaire passive est la fenêtre. Au cours d'une année, la perte d'énergie, pour la plupart des fenêtres, est plus importante que le gain en énergie. Les fenêtres à haut rendement thermique ont amélioré les perspectives en matière de chauffage solaire passif des locaux. Cela peut être aussi simple que de choisir des fenêtres pour votre bâtiment avec un plus haut taux d'énergie, voire même un taux positif.

Pour économiser plus d'énergie, ou pour une meilleure utilisation de l'énergie solaire passive, on doit également choisir d'autres composants et/ou concevoir le bâtiment de façon appropriée. Ces composants supplémentaires comprennent une grande masse thermique intérieure (p. ex. du béton) afin de conserver la chaleur, ainsi qu'une enveloppe du bâtiment bien isolée.

#### II.1. Le chauffage des habitations [2]

##### II.1.1 Définition de l'opération

Le principe consiste à distribuer la chaleur provenant des capteurs solaires dans des radiateurs de grande surface ou dans un plancher chauffant (bâtiment neuf), le chauffage des locaux étant réalisé dans les deux cas en basse température. Ces systèmes de chauffage doivent recourir à un appoint puisque l'on ne couvre jamais 100 % des besoins de chauffage.

Il existe essentiellement deux types d'installations :

1. la première utilise un ballon de stockage solaire tampon plus ou moins important qui va permettre de continuer à chauffer le bâtiment même pendant les périodes consécutives de faible insolation

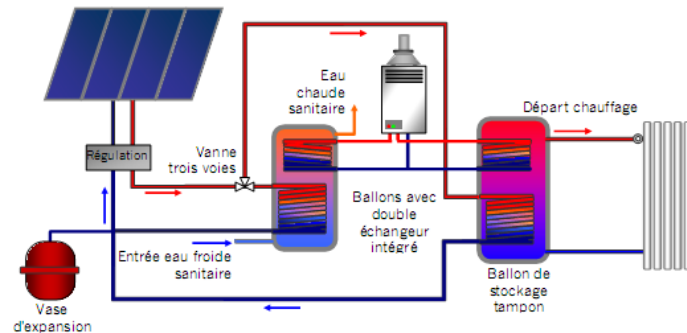


Figure IV.1 : Schéma de principe du chauffage solaire avec tampon [2]

Il est courant de voir aujourd'hui un seul ballon de stockage combiné qui permet ainsi de limiter l'encombrement et de simplifier la construction et la régulation de ces systèmes. Dans le domaine de l'habitat, le chauffage solaire d'une habitation et de l'eau chaude sanitaire est appelé **SSC** (Système Solaire Combiné).

2. la seconde installation envoie directement le fluide caloporteur provenant des capteurs solaires dans un circuit de tuyaux qui circulent dans la dalle en béton. L'inertie de cette dalle d'une épaisseur de 10 à 15 cm permet de restituer en soirée l'énergie accumulée pendant la journée [12].

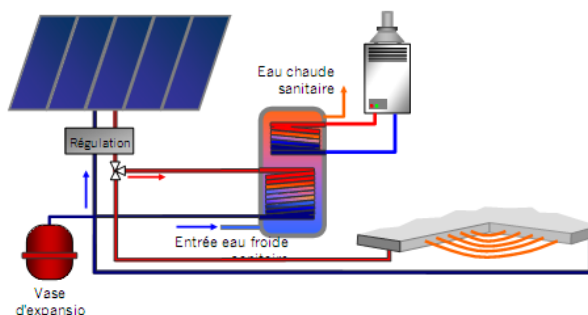


Figure IV.2 : schéma de principe d'une installation solaire avec chauffage direct [2]

L'appoint peut être intégré au système solaire et dans ce cas, le plancher chauffant ou les radiateurs servent à distribuer la chaleur complémentaire qui provient d'une résistance électrique ou d'une chaudière gaz ou fioul.

### II.1.2 Le chauffe-eau solaire

On ne peut pas utiliser directement l'eau chauffée dans les capteurs du fait de l'antigel. On va donc se servir de cette eau (eau antigel) pour chauffer l'eau sanitaire. Pour cela, on réalise le montage suivant.

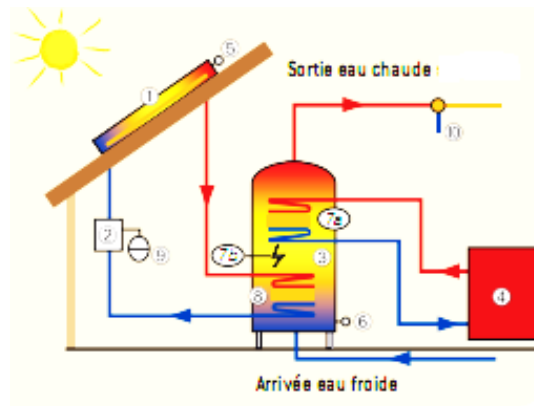


Figure IV. 3 : schéma d'un chauffe-eau solaire [2]

Le fluide (eau antigel) du circuit fermé passe dans les capteurs où il se chauffe. Il échange ensuite sa chaleur avec l'eau du chauffe-eau. Tandis que l'eau du chauffe-eau se réchauffe, le fluide se refroidit. Il repasse alors à nouveau dans les capteurs (une pompe assure la circulation du fluide dans le circuit fermé). Et ainsi de suite.

Par ce système, on peut obtenir de l'eau chaude pouvant atteindre au maximum une température de 90°C.

Il existe plusieurs **Systèmes (circuit) standard de production d'eau chaude** pour assurer le confort en les présente ce suivre :

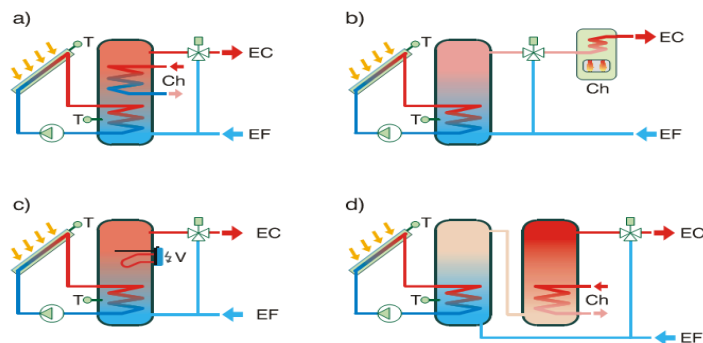


Figure IV.4 : Systèmes standard de production d'eau chaude (d'après DGS Solar Anlagen - 2001) [2]

**a) Système standard**

Le système standard est le système le plus courant en cas de construction neuve ou de remplacement complet de l'installation de production d'eau chaude, pour les installations de petite et moyenne tailles. La plupart des fabricants propose pour une application unifamiliale un « kit standard » fonctionnant selon ce principe, et combinant  $\pm 5 \text{ m}^2$  de capteurs solaires à un ballon de stockage de  $\pm 300$  litres. Il s'agit d'un système à circuit double : le circuit primaire reliant les capteurs solaires au ballon et le circuit secondaire assurant l'alimentation du ballon de stockage en eau potable et la distribution de l'eau chaude en aval du ballon. Le ballon de stockage est du type « biénergie » (à double échangeur de chaleur interne). L'échangeur de chaleur situé dans son tiers inférieur est destiné à l'alimentation par la chaleur solaire ; l'échangeur situé dans le tiers supérieur, destiné à l'appoint de chaleur par la chaudière.

La partie supérieure du ballon, maintenue à une température proche de  $60^\circ\text{C}$ , doit avoir un volume suffisant que pour assurer les besoins instantanés maximaux en eau chaude. Les deux tiers inférieurs du ballon sont destinés au stockage de la chaleur solaire, le volume de cette partie inférieure est généralement proche du volume d'eau chaude moyen consommé quotidiennement. A la sortie du ballon est installé un mitigeur thermostatique à trois voies afin de limiter (à  $55\text{--}60^\circ\text{C}$ ) la température de l'eau envoyée vers le circuit de distribution.

Les principes de régulation utilisés .La pompe du circuit solaire est activée quand la température à la sortie des capteurs solaires dépasse de  $5$  à  $8^\circ\text{C}$  celle dans le tiers inférieur du ballon de stockage. L'appoint de chaleur est quant à lui commandé par la régulation de la chaudière : lorsque la température de consigne n'est pas atteinte dans le tiers supérieur du ballon, la chaudière est enclenchée. La chaudière est de type classique à double fonction eau chaude et chauffage (avec priorité eau chaude).

Le montage d'une telle installation est relativement simple. La plupart des fournisseurs veillant à la simplification et à la limitation du nombre de branchements.

**b) Système à appoint de chaleur externe placé en série**

Cette configuration est la plus recommandée dans le cas d'habitations où un raccordement gaz existe et où la production d'eau chaude se fait de manière indépendante de la production de chaleur pour le chauffage.

**c) Système à appoint de chaleur interne à l'électricité**

Cette configuration est la plus appliquée dans le cas d'habitations où la production d'eau chaude se fait de manière indépendante de la production de chaleur pour le chauffage et où aucun raccordement au réseau de gaz naturel n'existe. D'un point de vue purement environnemental, un appoint de chaleur à l'électricité est à considérer en dernier recours

**d) Système à double ballon de stockage**

Cette configuration est la plus recommandée dans le cas d'habitations où la production d'eau chaude se fait au moyen d'une chaudière récente comportant un ballon de stockage interne ou alimentant un ballon de stockage externe existant. Et l'installation solaire est ajoutée en amont de l'installation existante [2].

**II.1.3 Le chauffage solaire des maisons**

On utilise la chaleur emmagasinée par le fluide (eau antigel) pour chauffer la maison. C'est donc un chauffage solaire à eau chaude, dans lequel la chaleur peut être distribuée par des radiateurs ou par le sol (solution plus fréquente). Dans ce dispositif, le fluide échange sa chaleur avec la dalle qui elle-même va transmettre la chaleur reçue par le fluide à l'air de la maison. Ainsi, la dalle est un intermédiaire entre le fluide et l'air.

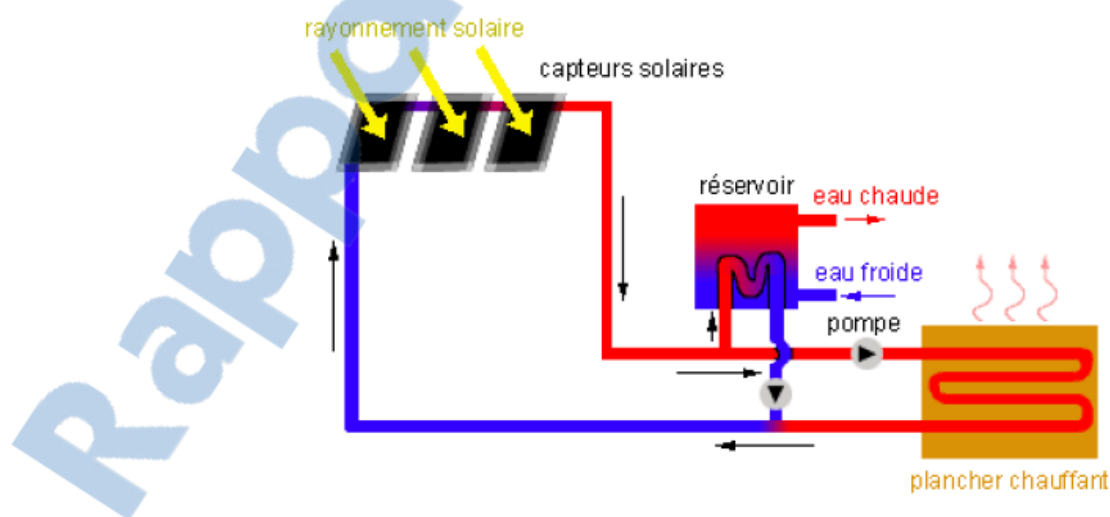


Figure IV. 5 : schéma d'une installation destiné pour le chauffage des maisons [2]

Le réservoir d'eau chaude peut avoir deux fonctions :

- Il peut servir la nuit à chauffer la dalle de la maison. En effet la nuit le fluide ne peut pas se chauffer via les capteurs solaires. Il faut donc une réserve de chaleur pour le chauffage central ou bien utiliser une chaufferie classique.

- Il peut aussi tout simplement être utilisé comme chauffe-eau afin de fournir l'eau chaude sanitaire.

## II.2. Conception de l'installation

Une installation solaire comporte en général 5 sous-ensembles :

- un sous ensemble de captage,
- un sous-ensemble de transfert,
- un sous-ensemble de stockage,
- un sous-ensemble d'appoint,
- un sous-ensemble de distribution.

La réduction des consommations d'énergie par rapport à une installation classique, dépend du climat, du lieu d'implantation des capteurs solaires, du dimensionnement et de la conception du système, ainsi que du choix des composants et de leur maintenance.

Il est donc nécessaire, lors de l'étude d'un projet, de rechercher le meilleur ajustement économique de la taille des équipements solaires aux besoins à satisfaire, ainsi qu'une conception optimale des sous-systèmes, de manière à :

- optimiser le captage et le stockage de l'énergie solaire,
- dissocier l'énergie solaire et l'énergie d'appoint,
- consommer en priorité l'énergie solaire,
- conserver à l'énergie d'appoint un caractère de stricte complémentarité.

### III. Constituants d'une installation solaire

Une installation solaire thermique est constituée de cinq éléments :

**1 Le captage 2 Le transfert 3 Le stockage 4 L'appoint 5 La distribution**

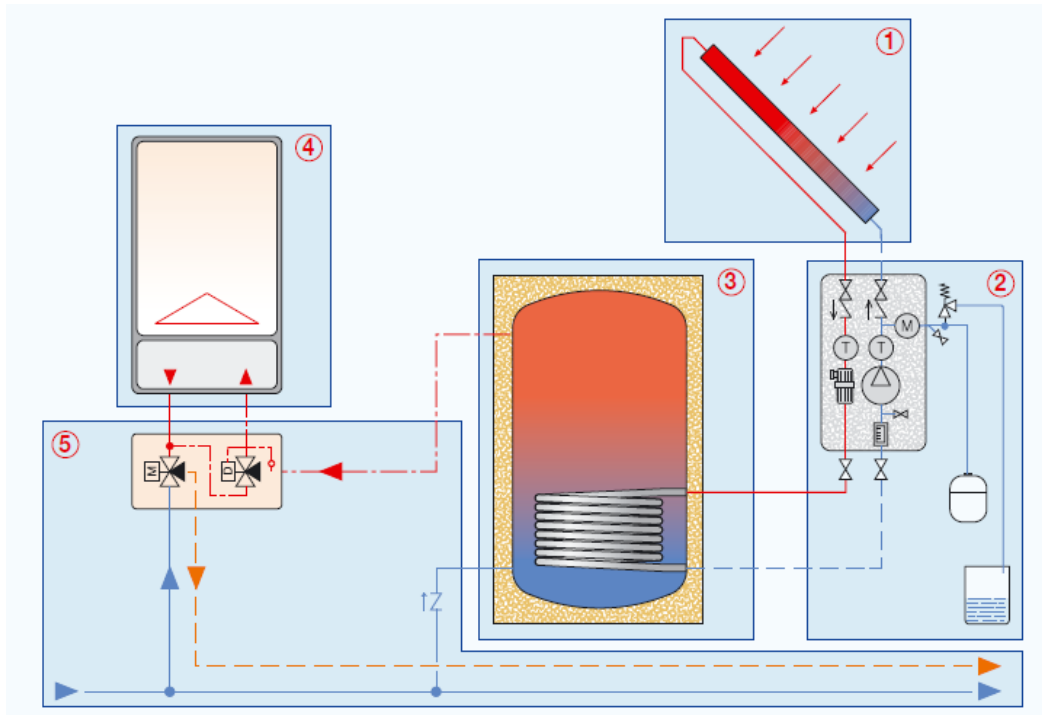


Figure IV.6 : Constituants d'une installation solaire [10]

#### III.1 Le captage

##### III.1.1 Le capteur solaire

Le capteur solaire est un dispositif conçu pour recueillir l'énergie solaire transmise par rayonnement et la communiquer à un fluide caloporteur (gaz ou liquide) sous forme de chaleur. Cette énergie calorifique peut ensuite être utilisée pour le chauffage de bâtiments, pour la production d'eau chaude sanitaire ou encore dans divers procédés industriels.

##### III.1.1.1 Principes de fonctionnement

Dans les capteurs thermiques, le liquide circule dans des tubes soudés sur une plaque noire appelée absorbeur. Pour obtenir un meilleur rendement, l'ensemble est placé dans une boîte vitrée isolante afin d'obtenir une couche d'air isolante. Avec un bon ensoleillement, et si la température ambiante n'est pas trop basse, un simple réseau de tubes à ailettes peut constituer

un panneau avec un bon rendement. L'absorbeur est chauffé par le rayonnement solaire et transmet sa chaleur à l'eau qui circule dans les tubes.

Les premiers absorbeurs étaient peints en noir mat afin de capter un maximum d'énergie lumineuse. Mais la peinture noire mate a souvent l'inconvénient d'avoir une émissivité importante dans l'infrarouge. Ce qui provoque un rayonnement plus élevé depuis l'absorbeur. Ce rayonnement réchauffe la vitre, qui dissipe une partie de cette énergie à l'extérieur, par convection et rayonnement. Ce phénomène augmente les déperditions et nuit au rendement. C'est pourquoi il est intéressant d'utiliser des absorbeurs traités au chrome (par exemple), qui émettent un rayonnement infrarouge beaucoup plus faible. On parle de surfaces sélectives, elles absorbent bien le rayonnement visible où se situe la grande partie de l'énergie provenant du Soleil (un corps noir à haute température), mais réémettent peu dans l'infrarouge (rayonnement de l'absorbeur, corps à relativement basse température).

Si l'eau ne circule pas, la température interne au capteur monte jusqu'à ce que les déperditions soient égales à l'énergie reçue, ce qui peut entraîner l'ébullition de l'eau. Cette température peut être très élevée en été, l'après-midi, quand les besoins de chauffage sont déjà couverts. On appelle température de stagnation la température de l'absorbeur dans cette situation.

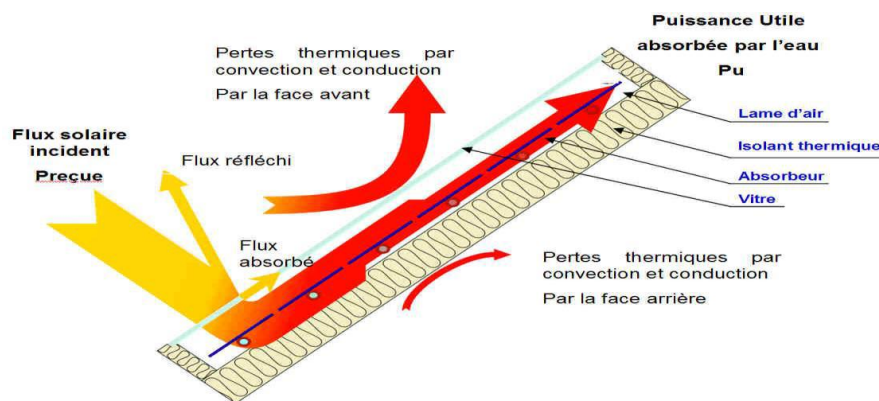


Figure IV.7 : Pertes thermiques par convection et conduction [2]

Les couvertures ont également pour rôle de limiter les pertes par convection, étant donné que les échanges thermiques entre deux plaques séparées par une lame d'air immobile, se font essentiellement par conduction et qu'il est connu que l'air immobile est un bon isolant thermique.



Cet effet d'isolation croît avec l'épaisseur de la lame d'air séparant les deux surfaces, tant que le phénomène de transfert reste conductif (2 à 3 cm d'épaisseur). Au-delà, les effets de la convection naturelle viennent contrarier l'effet recherché.

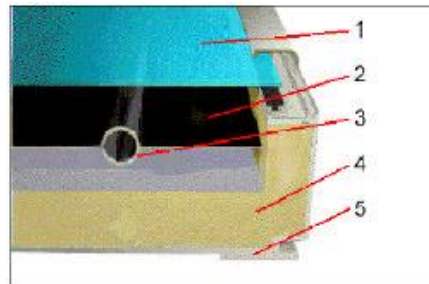


Figure IV.8 : Coupe d'un capteur solaire plan [9]

- 1: couverture transparente
- 2: ailette
- 3: grille tubulaire
- 4 : isolant thermique
- 5 : support

Une autre méthode pour réduire les pertes du capteur est la réalisation, sur la surface de l'absorbeur, d'un revêtement sélectif, présentant un coefficient d'absorption le plus élevé possible pour les longueurs d'onde du spectre solaire (inférieures à  $2,5 \mu\text{m}$ ) tout en ayant une émissivité la plus faible possible dans le domaine de l'infrarouge correspondant au rayonnement de l'absorbeur (longueurs d'onde supérieures à  $2,5 \mu\text{m}$ ).

De tels revêtements sélectifs sont réalisés par dépôt chimique ou par traitement électrochimique de la surface absorbante.

Enfin les capteurs sous vide permettent de réduire les pertes par convection en plaçant l'absorbeur à l'intérieur d'une enceinte en verre dans laquelle un vide d'air a été fait.



Figure IV.9 : Coupe d'un capteur sous vide [9]

### III.1.1.2 Bilan énergétique global

Pour faire un bilan il faut atteindre le régime permanent de fonctionnement, on obtient l'équation caractéristique d'un capteur solaire plan en écrivant son bilan énergétique global.

$$Q_u = Q_a - Q_p \quad (\text{IV.1})$$

Expression dans laquelle :

- $Q_u$  est la puissance cédée au fluide caloporteur,
- $Q_a$  est la puissance solaire absorbée,
- $Q_p$  est la puissance correspondant aux pertes thermiques.

Pour évaluer l'énergie absorbée par le capteur, il faut théoriquement distinguer dans l'énergie incidente, les parts du rayonnement direct et du rayonnement diffus, en les affectant de coefficients de transmission et d'absorption appropriés.

Toutefois, dans la pratique, on considère la composante normale au plan du capteur, du rayonnement solaire global incident.

Dans ces conditions, la puissance absorbée, en Watts, est donnée par l'expression:

$$Q_a = A \cdot \tau_s \cdot \alpha_s \cdot G \quad (\text{IV.2})$$

Dans laquelle :

- $A$  est la surface d'entrée du capteur en  $m^2$ ,
- $\tau_s$  et  $\alpha_s$  sont les valeurs moyennes des coefficients de transmission de la couverture transparente et d'absorption de l'absorbeur sur l'ensemble du spectre solaire,
- $G$  est l'éclairement énergétique global en  $W/m^2$  (de surface d'entrée), mesuré dans le plan du capteur.

Compte tenu de l'épaisseur relativement faible d'un capteur plan, on peut, en première approximation, négliger les pertes par les parois latérales et ne considérer que les pertes par les faces avant et arrière. La puissance correspondante est alors :

$$Q_p = Q_{AV} - Q_{AR} \quad (\text{IV.3})$$

Ramenées à l'unité de surface de l'absorbeur, toutes les pertes, qui sont des flux thermiques du capteur vers l'extérieur, peuvent être exprimées en fonction de la différence de température qui les provoque, par :

$$Q_{AV} / A = U_{AV} (T_m - T_a)$$

et

$$Q_{AR} / A = U_{AR} (T_m - T_a)$$

Soit :

$$Q_A / A = U (T_m - T_a)$$

Avec :

$$U = U_{AV} + U_{AR}$$

$U_{AV}$  = coefficient de déperditions thermiques par la face avant (W/m<sup>2</sup>. K)

$U_{AR}$  = coefficient de déperditions thermiques par la face arrière (W/m<sup>2</sup>. K)

$T_m$  = température moyenne de l'absorbeur

$T_a$  = température ambiante moyenne

L'équilibre thermique à un instant donné, entre le flux énergétique solaire reçu par le capteur, le flux d'énergie utile que l'on peut en extraire et ses pertes thermiques propres, permet d'écrire l'expression suivante du rendement instantané :

$$\eta = \eta_0 - U(T_m - T_a) / G$$

Selon les principes retenus par la normalisation internationale (ISO) et européenne (CEN), le rendement d'un capteur plan peut être caractérisé par trois coefficients indépendants de la température :

$$\eta = \eta_0 - \alpha_1 T^* - \alpha_2 G(T^*)^2 \quad (\text{IV.4})$$

Avec :

–  $\eta_0$  : coefficient de conversion optique (%)

–  $\alpha_1$  : coefficient de déperditions thermiques par conduction (W/m<sup>2</sup>.K)

–  $\alpha_2$  : coefficient de déperditions thermiques par convection (W/m<sup>2</sup>.K<sup>2</sup>)

La figure suivante présente les variations du rendement instantané en fonction de la température réduite  $T^* = (T_m - T_a) / G$  pour plusieurs types de capteurs.

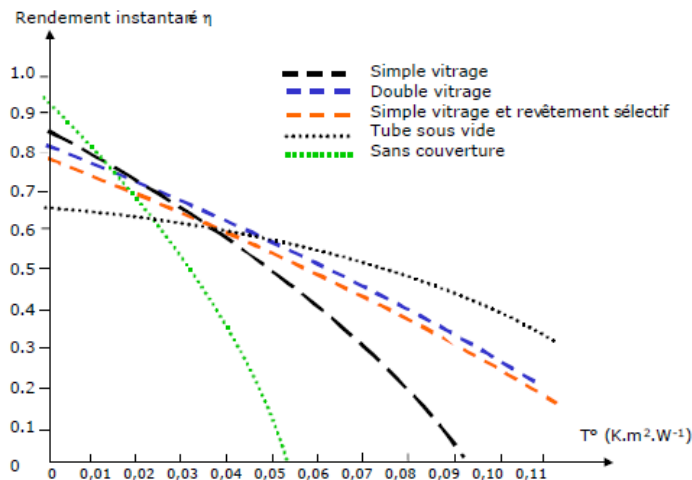


Figure IV.10 : rendement des capteurs de différents type [13]

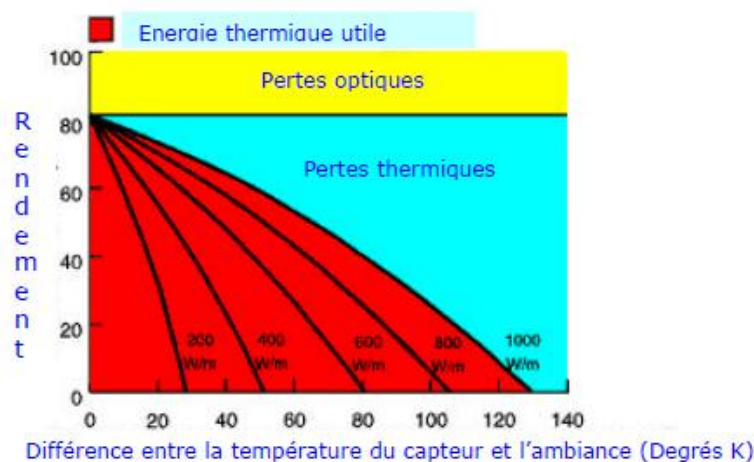


Figure IV.11 : Rendement globale d'un capteur solaire

### III.1.2. Raccordement et équilibrage des panneaux

Pour optimiser les performances, les débits dans les capteurs doivent être compris entre 40 et 70 l/h.m<sup>2</sup>.

Un débit trop faible pourrait entraîner une vaporisation du fluide caloporteur (respecter le débit mini indiqué par le fabricant). A l'inverse, un débit trop fort entraînerait une mauvaise récupération des calories et une température basse dans le ballon de stockage. Afin de limiter les pertes de charge et donc d'assurer un bon rendement de l'installation, sachant que généralement les tubes dans les panneaux ont un diamètre compris entre 5 et 12 mm, il ne faut pas avoir plus de cinq panneaux par batterie, et ils doivent avoir des pertes de charge identiques.

Le raccordement de plusieurs panneaux les uns aux autres, nécessite une bonne répartition des débits. Le mauvais équilibrage d'un champ de capteur entraînera une dégradation des performances thermiques du système.

#### III.1.2.1 Le raccordement en parallèle

Débit élevé, faible perte de charge et faible  $\Delta T$  (environ 15°K)

Exemple : pour un champ de 5 capteurs de 2 m<sup>2</sup> chacun, débit mini 60 l/h.m<sup>2</sup>

Surface totale de capteur :  $5 \times 2 = 10 \text{ m}^2$

Débit mini dans le champ :  $10 \times 60 = 600 \text{ l/h}$

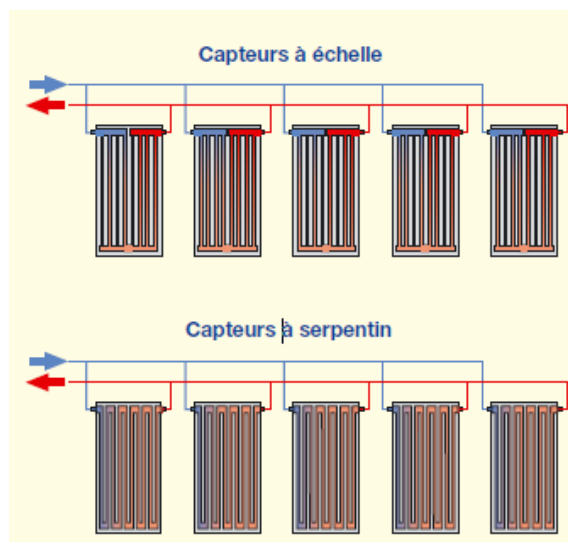


Figure IV.12 : raccordement en parallèle simple [10]

Dans le raccordement en parallèle, chaque panneau doit être équilibré. Pour cela un montage en boucle de « Tickelmann » est nécessaire en respectant la règle suivante :

- Le rapport entre le diamètre interne du collecteur et le diamètre interne des capteurs doit être compris entre 1,6 et 3,3. C'est à dire que le diamètre du collecteur doit être 1,6 à 3,3 fois plus grand que le diamètre des capteurs.
- Le débit général pourra être ajusté avec la pose d'une vanne d'équilibrage sur l'entrée de la boucle de « Tickelmann ».

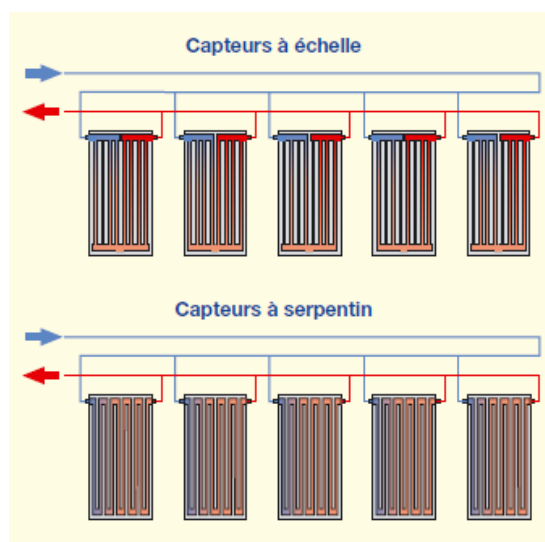


Figure IV.13 : raccordement en parallèle boucle de « Tickelmann » [10]

Il n'est pas toujours aisé d'installer une boucle de ce type. Une solution simple et efficace consiste à poser une vanne d'équilibrage automatique Autoflow à l'entrée de chaque panneau.

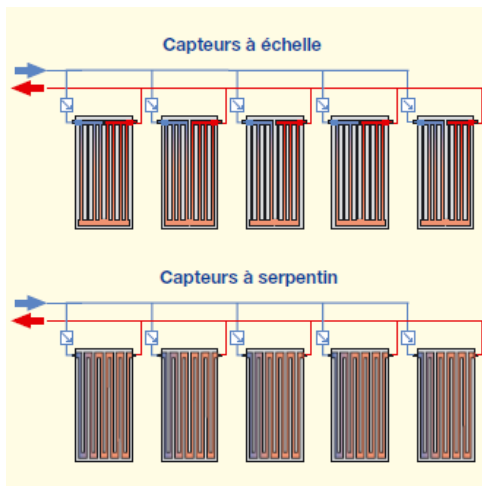


Figure IV.14 raccordement en parallèle avec vanne « Autoflow » [10]

### III.1.2.2 Le raccordement en série

Faible débit, forte perte de charge et forte  $\Delta T$  (30 à 50°K)

Exemple : pour un champ de 5 capteurs de 2 m<sup>2</sup> chacun, débit mini 60 l/h.m<sup>2</sup>

Débit mini par capteur : 60 x 2 = 120 l/h

Débit nominal du champ : 120 : 10 = 12 l/h.m<sup>2</sup>

Le faible débit nominal du champ de capteur pourrait provoquer un risque de surchauffe. Dans notre exemple, le débit de 12 l/h.m<sup>2</sup> est trop faible.

Un débit de 15 l/h.m<sup>2</sup> à 20 l/h.m<sup>2</sup> est plus adapté pour éviter la surchauffe. Attention malgré tout à ne pas augmenter de trop le débit car cela engendrerait des pertes de charge importantes. En effet, dans ce type de montage, les pertes de charge s'additionnent : il faut donc limiter le débit à une valeur acceptable pour les pertes de charge.

La forte augmentation de température engendrée par ce type de raccordement sera mise à profit pour les petites installations individuelles. En effet, plus vite le réservoir de stockage sera chaud, moins l'énergie d'appoint sera sollicitée, favorisant ainsi la « récupération » de l'énergie solaire.

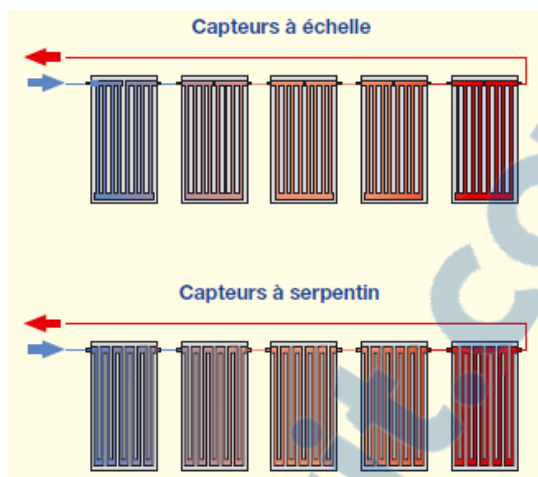


Figure IV.15 Le raccordement en série [10]

Le raccordement en série ne présente pas de problème d'équilibrage puisque les panneaux sont irrigués par le même débit. Le débit pourra être ajusté avec la pose sur le circuit entrée capteur :

- soit d'une vanne d'équilibrage manuelle (dans le groupe de transfert pour les petites installations).



Figure IV.16 : vanne d'équilibrage manuelle [10]

- soit d'une vanne d'équilibrage automatique qui ne nécessite aucun réglage, comme le limiteur automatique de débit « Autoflow » (à partir de 120 l/h) avec une cartouche tarée en usine au bon débit évitant ainsi tout réglage sur le chantier (posé c'est réglé).



Figure IV.17 : vanne d'équilibrage automatique [10]

### III.1.2.3 Le raccordement en série-parallèle au-delà de 5 panneaux pour les grosses installations

Dans les grosses installations, ce montage est réalisé par plusieurs groupes de 5 panneaux maximum montés en série, chaque groupe étant raccordé en parallèle. On combine ainsi l'intérêt du montage en série - forte  $\Delta T$  - et du montage en parallèle - faibles pertes de charge. Sur une telle installation, le montage en boucle de Tickelmann n'est pas sans difficultés car chaque groupe de capteurs en série doit avoir la même perte de charge.

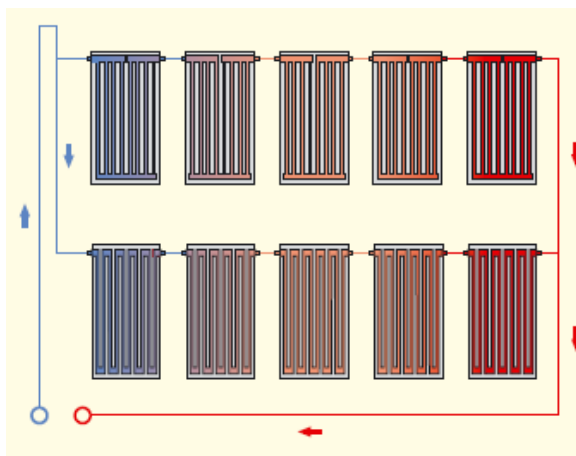


Figure IV.18 raccordement en série-parallèle simple [10]

La pose de limiteur automatique de débit de type « Autoflow » simplifie considérablement l'installation en évitant la boucle de Tickelmann en assurant l'équilibrage.

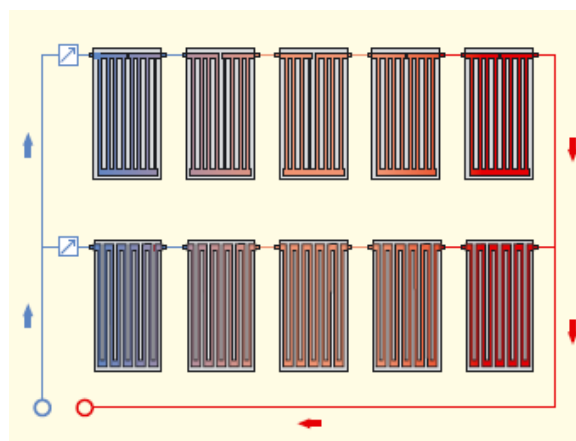


Figure IV.19: raccordement en série-parallèle [10]



### III.1.3. Elimination de l'air dans les capteurs

Pour un bon fonctionnement de l'installation et un bon rendement des capteurs, il est nécessaire de bien éliminer l'air dans les capteurs. Cette opération doit être faite au moment du remplissage de l'installation.

Plusieurs méthodes peuvent être utilisées :

#### III.1.3.1. Dégazage sous pression sans purgeur d'air

Lors du remplissage en eau de l'installation, il faut veiller à ce que la vitesse du fluide soit supérieure à 0,4 m/s afin de s'opposer à la vitesse ascensionnelle des bulles d'air (0,25 m/s). Dans ces conditions, l'air est sensé être chassé.

Malheureusement cette méthode est imparfaite, car dans les capteurs montés en parallèle la vitesse va chuter, et si la vitesse est trop faible les bulles d'air peuvent rester bloquées.

#### III.1.3.2. Dégazage par purgeurs d'air

La meilleure solution consiste à installer des purgeurs d'air à flotteur aux points hauts de l'installation et aux endroits où peuvent se former des poches d'air. On aura alors une bonne évacuation de l'air au moment du remplissage.

Compte tenu des températures très basses et très hautes auxquelles peuvent être soumis ces purgeurs, il est nécessaire de prévoir des modèles spécifiques résistants à ces températures, ainsi qu'aux pressions élevées que peuvent atteindre les températures et de pressions pourraient les détériorer et les rendre inefficaces lors des opérations de maintenance.

Installations. Les purgeurs traditionnels ne sont pas adaptés, car de telles conditions de



Figure IV.20 : purgeur d'air [10]



Une fois la mise en eau terminée, le purgeur doit être isolé par une vanne d'isolement afin d'éviter un dégazage possible du fluide caloporteur en phase vapeur lors d'une surchauffe du capteur.

L'absence de fermeture de cette vanne pourrait dans un tel cas provoquer le dégazage du fluide antigel. La concentration d'antigel deviendrait alors plus faible et entraînerait un risque de gel important lors des basses températures.

L'ensemble purgeur et vanne doit donc résister aux basses températures ( $-30^{\circ}\text{C}$ ) et aux hautes températures ( $180^{\circ}\text{C}$ ).

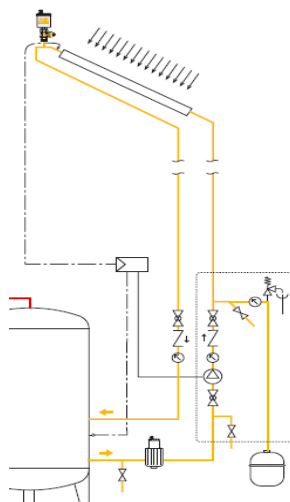


Figure IV.21 : emplacement d'un purgeur d'air [10]

## III.2 Transfert

Le fluide chauffé dans les capteurs est véhiculé vers le ballon de stockage grâce au circuit de transfert. Ce dernier se compose des éléments suivants :

1. Une tuyauterie
2. Un circulateur
3. Une régulation
4. Une soupape de sécurité
5. Un vase d'expansion

### III.2.1. La tuyauterie

Les tuyaux doivent pouvoir résister, avec leurs pièces de raccordement, aux hautes et basses températures, ainsi qu'aux pressions qui caractérisent les installations solaires.

L'utilisation d'acier galvanisé, ne pouvant supporter des températures supérieures à 60°C, est à proscrire. Il n'est pas non plus possible d'utiliser des tubes plastiques simples ou multicouches.

Le diamètre des tubes doit être déterminé pour permettre une vitesse de fluide inférieure ou égale à 1 m/s (au-delà de cette vitesse on engendre du bruit et de l'érosion).

Le dimensionnement des tuyaux peut être effectué selon la méthode des pertes de charge linéaires constantes.

En cas d'utilisation de mélanges antigél, ne pas oublier que leurs pertes de charge sont sensiblement supérieures à celles de l'eau.

### **III.2.1.1 Isolation thermique des tuyaux**

Dans les sections de parcours externe, le matériau isolant doit être protégé contre les infiltrations d'eau, contre l'éventuel vieillissement précoce provoqué par les rayons solaires et contre la détérioration de la part des animaux comme les souris et les oiseaux. Il est par exemple possible de recourir à des dispositifs de protection en aluminium ou autre produit inoxydable.

A basse température la viscosité de l'antigel augmentant, ce dernier peut empêcher le bon fonctionnement des pompes. La dose d'antigel doit donc être adaptée au lieu d'implantation, 50% étant considéré comme un maximum.

En présence d'air, le refroidissement de la pompe, assuré normalement par le fluide, sera considérablement réduit. Le fonctionnement de la pompe risque donc de se dégrader et celle-ci pourrait finir par se bloquer. Pour se prémunir contre un tel dysfonctionnement, la pose d'un séparateur d'air placé en amont du circulateur (sur la partie « froide » de l'installation tel qu'indiqué sur le schéma ci-contre, là où il n'y a pas de formation de vapeur) est une solution efficace.

### **III.2.2. Circulation du fluide caloporteur**

#### **III.2.2.1. Circulation forcée par pompes**

Dans ce type d'installation, les pompes ne sont activées uniquement que lorsque la température du fluide caloporteur à l'intérieur des panneaux est plus élevée que celle de l'eau contenue dans les réservoirs d'accumulation.

Il n'y a bien sûr aucune limite sur ces installations quant au positionnement des réservoirs. Bien que positionné sur le circuit de retour vers le capteur, le circulateur doit pouvoir supporter des températures de 110°C et de brefs pics à 130°C.



Figure IV.22 : circulateur [10]

### III.2.2.2 Circulation naturelle par thermosiphon

Le fluide caloporteur, en se chauffant à l'intérieur des panneaux, par différence de densité, devient plus léger que le fluide contenu dans les réservoirs. Il peut donc activer une circulation naturelle identique à celle qui fait fonctionner les vieilles installations par thermosiphon.

Pour induire ce type de circulation, il faut bien sûr placer les réservoirs d'accumulation plus haute que les panneaux, comme indiqué sur les deux schémas ci-dessous

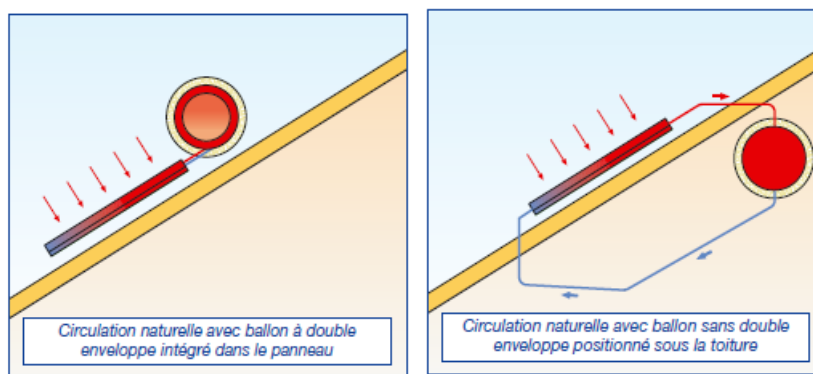


Figure IV.23 : Circulation naturelle par thermosiphon [10]

### III.2.2.3 Les circulations parasites

Il s'agit de circulations pouvant s'activer lorsque le fluide, à l'intérieur du serpentin du réservoir d'accumulation, est plus chaud que le fluide contenu dans les panneaux : par exemple durant les périodes de faible insolation ou la nuit.

Ce sont en fait des circulations naturelles qui transforment les panneaux de capteurs en émetteurs de chaleur et qui provoquent le mauvais fonctionnement de nombreuses installations solaires

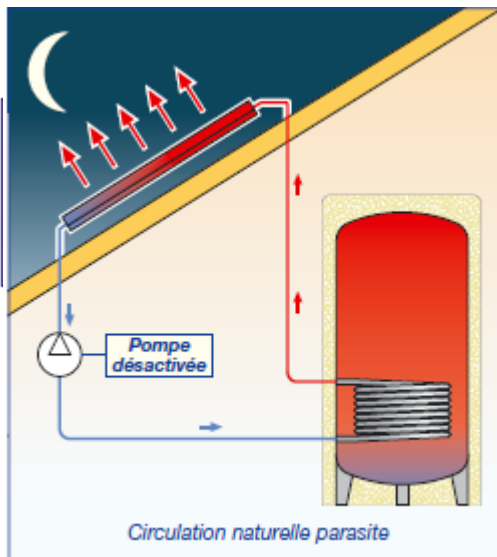


Figure IV.24 : circulations parasites [10]

Pour éviter ces circulations, il est conseillé d'utiliser des clapets anti-retour résistant à plus de 100°C : de type Ballstop, c'est-à-dire des vannes d'arrêt avec clapet de non-retour incorporé :

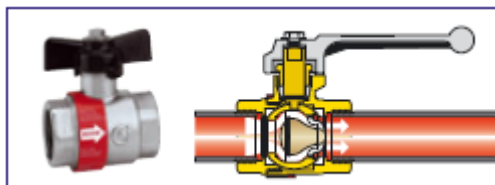


Figure IV.25 clapets anti-retour [10]

Pour une sécurité accrue, il est conseillé de les installer aussi bien à l'aspiration qu'au refoulement du circuit de l'installation solaire.

### III.2.3 Siphons anti-thermosiphon

En forme de U, ils sont parfois installés aussi bien en amont qu'en aval des échangeurs de chaleur. Ils peuvent fournir en plus des clapets anti-retour, et non comme alternative, une garantie ultérieure contre les circulations parasites.

### III.2.4 Électrovannes de sécurité

Ces électrovannes sont, tout comme les siphons, utilisées en support et non comme alternative aux clapets anti-retour. Leur action est combinée à celle de la pompe. Elles sont ouvertes lorsque la pompe est activée et fermées lorsque celle-ci est désactivée.

### III.2.5 La régulation

Elle se base essentiellement sur l'utilisation de régulateurs différentiels de températures constitués de :

- un régulateur permettant de configurer la différence de température ( $\Delta T$ ) voulue;
- deux ou trois sondes servant à relever la température des panneaux et celles du réservoir d'accumulation.



Figure IV.26 : La régulation [10]

#### III.2.5.1 Régulation par aquastat

Les deux pompes sont commandées par deux aquastats montés en série, le point de consigne de la température T1 du capteur est supérieur à la température T2 d'entrée d'eau au secondaire. Cette régulation n'est généralement utilisée que pour chauffer les piscines.

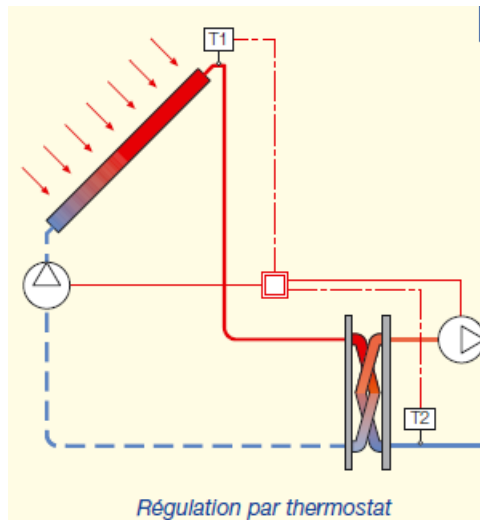


Figure IV.27 Régulation par thermostat [10]

Une variante avec un seul aquastat (T1) est possible, mais la température de la piscine n'est pas maîtrisée.

### III.2.5.2 Régulation par thermostat différentiel de température

Si l'écart de température entre les sondes S1 et S2 dépasse le  $\Delta T$  configuré la pompe est activée, dans le cas contraire elle reste désactivée.

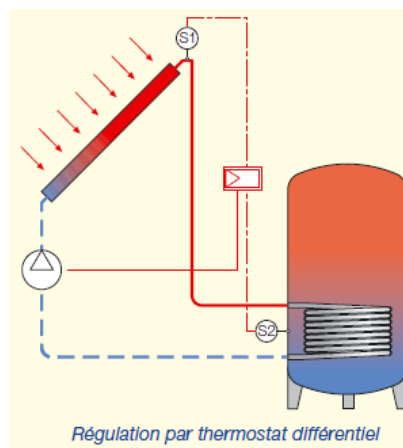


Figure IV.28 Régulation par thermostat différentiel [10]

### III.2.5.3 Régulation par thermostat différentiel et vanne de by-pass modulante

Le régulateur intervient sur la pompe comme dans le cas précédent et, en actionnant la vanne de by-pass modulante, maintient le  $\Delta T$  préconfiguré constant (par variation de débit).

Cette régulation améliore l'échange thermique entre les panneaux et le réservoir d'accumulation. Toutefois, en raison de son coût élevé, elle n'est utilisée que dans des installations moyennes ou grandes.

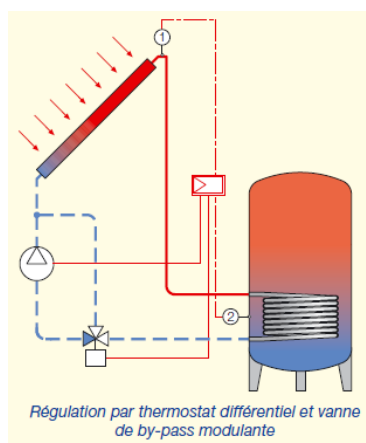


Figure IV.29: Régulation par thermostat différentiel et vanne de by-pass modulante [10]

### III.2.5.4 Régulation par thermostat différentiel et échangeur de chaleur externe

La pompe A n'est activée que lorsque l'écart de température entre les sondes S1 et S2 dépasse la valeur  $\Delta T1$ . La pompe B n'est activée que lorsque l'écart de température entre les sondes S3 et S4 dépasse la valeur  $\Delta T2$ .

Remarque :

- $\Delta T1$  doit être plus grand que  $\Delta T2$ ,
- les sondes 2 et 4 sont placées au même endroit.



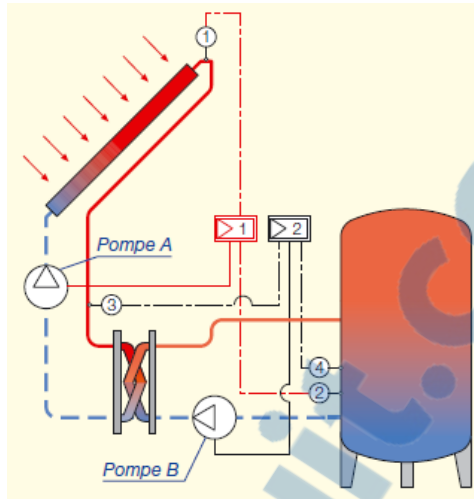


Figure IV.30 : Régulation par thermostat différentiel et échangeur de chaleur externe [10]

### III.2.5.5 Régulation par thermostat différentiel et double réservoir d'accumulation

Le premier régulateur intervient sur la pompe et sur la vanne modulante tout comme pour le schéma 3. Le deuxième régulateur ouvre la vanne directionnelle à trois voies, en faisant passer le fluide provenant des panneaux dans le serpentin du réservoir à haute température, uniquement si la température de la sonde S3 dépasse celle de la sonde S4.

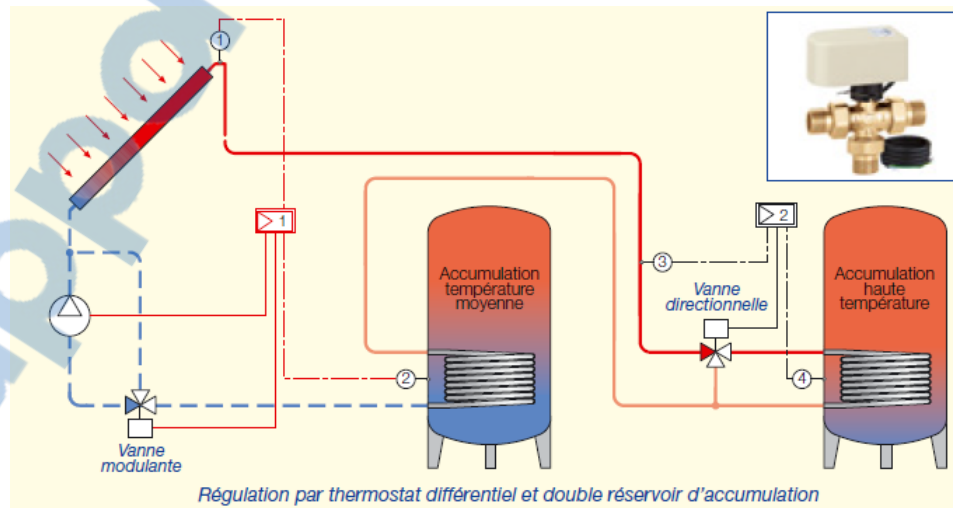


Figure IV.31 : Régulation par thermostat différentiel et double réservoir d'accumulation [10]

### III.2.6. Soupape de sécurité (pouvant résister à 160°C)

Il est conseillé d'utiliser des soupapes de sécurité avec un tarage de 5 à 6 bars, pour les raisons suivantes :

- pour limiter les dimensions des vases d'expansion;
- pour maintenir la température d'ébullition du fluide caloporteur à une valeur élevée.

Le mélange antigél pouvant sortir de la soupape ne doit pas être rejeté à l'égout ou dans la nature. Il est donc nécessaire de prévoir un récipient collecteur comme, par exemple, le bidon du fluide antigél.

Dans un champ de capteurs, il est parfois nécessaire d'installer plusieurs soupapes de sécurité. Dans ce cas la soupape n'est pas dans un groupe de transfert mais en toiture aux niveaux des capteurs. En plus de résister aux hautes températures les soupapes doivent alors aussi tenir aux ultra-violets pour ne pas être détériorées dans le temps (la tenue aux hautes températures et aux UV n'est pas assurée avec des soupapes classiques de chauffage).



Figure IV.32 Soupape de sécurité [10]

### III.2.7. Vase d'expansion

Les vases d'expansion dans les installations solaires doivent être dimensionnés avec soin. Ils doivent être en mesure d'absorber aussi bien les dilatations du fluide que la vapeur pouvant se former en cas de surchauffe de l'installation.

Pour dimensionner des vases d'expansion de ce genre, la formule suivante peut être utilisée :

$$V_U = (V_c \cdot e + V_P) \cdot k \quad (\text{IV.5})$$

Où :

$V_U$  = Volume utile du vase d'expansion, l

$V_c$  = Contenu de fluide dans le circuit de l'installation solaire

$e$  = Coefficient de dilatation du fluide :

0,045 pour l'eau,

0,070 pour le mélange eau-glycol

$V_P$  = Contenu de fluide dans les panneaux solaires, l

$k$  = Constante de sécurité : 1,1 valeur normalement attribuée.

Il est ensuite possible de déterminer le volume nominal ou commercial par la formule utilisée pour le calcul des vases d'expansion classiques, soit :

$$V_N = V_U \cdot (PF + 1) / (PF - PI) \quad (IV.6)$$

Où :

$V_N$  = Volume nominal du vase d'expansion, l

$V_U$  = Volume utile du vase d'expansion, l

$PI$  = Pression initiale, c'est-à-dire la pression de remplissage de l'installation, bar Valeur conseillée :

(Pression statique) + (0,5 bar)

$PF$  = Pression finale, bar valeur conseillée :

(Pression ouverture soupape) – (0,5 bar).



Figure IV.33 : Vase d'expansion [10]

**Remarque :** Pour protéger les membranes des vases d'expansion, il est préférable d'installer ces derniers sur le retour du circuit de l'installation solaire (portion du circuit qui va du réservoir aux panneaux), avec un tuyau de raccordement dirigé vers le bas et sans isolation thermique. Ainsi, par stratification, la membrane sera toujours dans la zone la plus froide.

### III.2.8. Robinet d'isolement pour vase d'expansion

Comme les pneus de voitures, le vase d'expansion doit être régulièrement contrôlé et regonflé si nécessaire (au moins une fois par an). Ce contrôle doit s'effectuer une fois le vase



déconnecté de l'installation. Pour cela il est judicieux de prévoir la mise en place de raccords permettant le démontage du vase sans vidange de l'installation, comme ceux de la série 558.

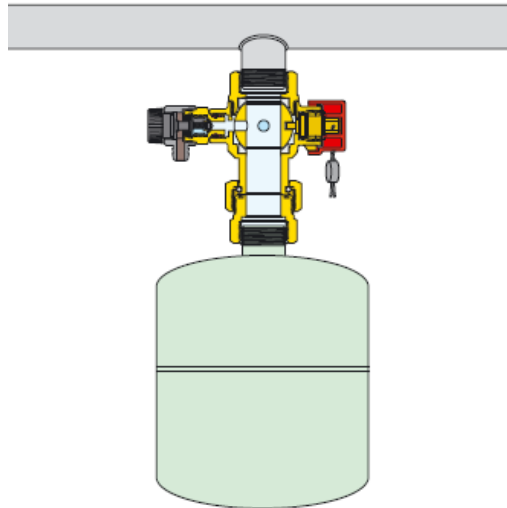


Figure IV.34 : Robinet d'isolement [10]

Afin d'éviter des manœuvres par une personne non qualifiée la poignée de manœuvre peut être retirée ou scellée par un fil plombé

Code 558500

Robinet d'arrêt automatique,

Pour vases d'expansion.

Raccord fileté 3/4" M x 3/4" F.

Corps en laiton.

Température maxi d'exercice : 110°C.

Pression maxi d'exercice : 10 bars.



Figure IV.35 Robinet d'arrêt automatique 55850 [10]

### III.3. Le stockage

L'énergie solaire n'étant pas toujours disponible, il est nécessaire pour pouvoir utiliser de façon continue les services qui y sont liés, de recourir à des systèmes d'accumulation : des systèmes qui peuvent être réalisés de façon classique avec de l'eau (liquide), des pierres ou galets (solide), ou à changement de phase (sels fondus par exemple).

Nous ne tiendrons compte ci-après que des systèmes avec réservoirs d'eau plus adaptés aux installations solaires classiques.

#### III.3.1.1. Réservoirs d'accumulation

Ils doivent être en mesure de fonctionner à des températures supérieures à 75-80°C. Il est donc impossible d'utiliser des réservoirs en acier zingué étant donné qu'au-delà des 60°C ils sont exposés, tel que nous l'avons vu auparavant, à des phénomènes de dézingage. S'ils sont destinés à contenir de l'eau chaude sanitaire, les réservoirs

Doivent être spécifiquement homologués pour cet usage. Par ailleurs, les réservoirs fabriqués avec des matériaux pouvant subir des corrosions galvaniques doivent être protégés contre ce phénomène.

#### III.3.1.2. Réservoirs à double enveloppes

Ces réservoirs présentent, au niveau de leur surface latérale, une enveloppe intermédiaire où circule le fluide provenant des panneaux. Ils sont surtout utilisés dans les installations de petites dimensions.

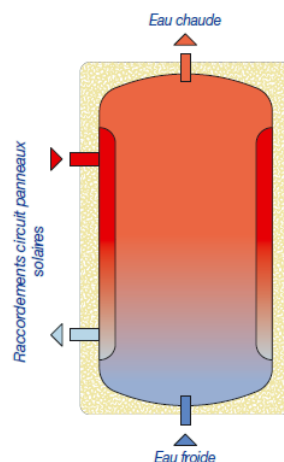


Figure IV.36 : Réservoirs à double enveloppe [10]

### III.3.1.3. Réservoirs à serpentins

Il existe des réservoirs à serpentins simple ou double. Les réservoirs à serpentins simple ne servent qu'à accumuler la chaleur. Quant aux réservoirs à double serpentins, ils permettent également de chauffer l'eau avec un appoint si nécessaire, jusqu'à la température d'utilisation demandée. Ils sont utilisés dans des installations de petites et moyennes dimensions.

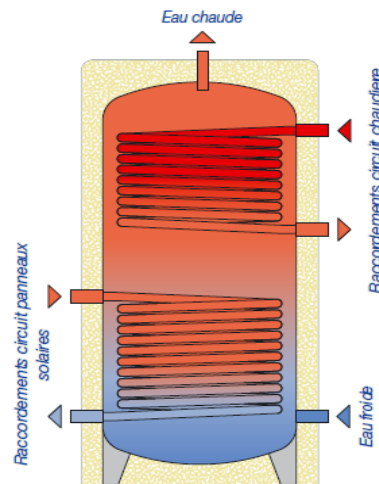


Figure IV.37 : Réservoirs à serpentins [10]

### III.3.1.4 Réservoirs combinés

Il s'agit de réservoirs à double compartiments appelés également « tank in tank » soit «réservoir dans le réservoir». Ils sont utilisés dans les installations solaires combinées : c'est-à-dire dans des installations solaires qui sont en mesure de produire aussi bien de l'eau chaude sanitaire que du chauffage.

Le grand réservoir contient l'eau qui permet de faire fonctionner le système de chauffage. Le petit réservoir contient l'eau qui sert à alimenter l'installation d'eau chaude sanitaire. Les réservoirs « tank in tank » facilitent la réalisation des installations solaires combinées en ce sens qu'ils permettent de brancher directement au réservoir tous les circuits, c'est à-dire :

- le circuit des capteurs solaires,
- le circuit d'appoint de chaleur (chaudière par exemple),
- le circuit du système de chauffage,
- le circuit de l'eau chaude sanitaire. Ces réservoirs sont surtout utilisés dans les installations de petites et moyennes dimensions.

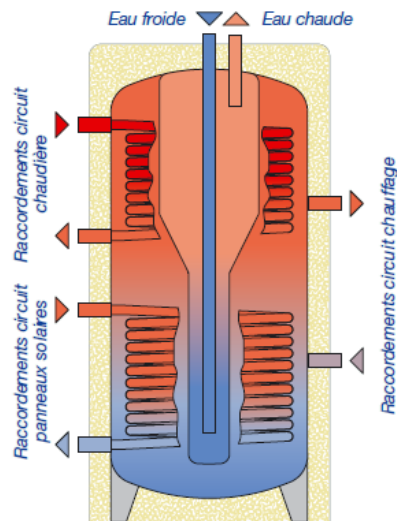


Figure IV.38 : Réservoirs combinés [10]

### III.3.1.5 Réservoirs avec échangeur externe

Il s'agit de simples réservoirs d'accumulation. L'échange thermique avec le fluide provenant des panneaux est réalisé par le biais d'échangeurs externes à plaques ou à faisceau tubulaire. Les échangeurs à plaques sont plus compacts. Ceux à faisceau tubulaire sont moins exposés aux anges de « blocage » dus aux incrustations et aux dépôts de saleté, grâce à leurs sections de passage plus larges.

L'utilisation des échangeurs externes par rapport aux échangeurs internes permet :

- d'avoir un échange thermique de puissances plus élevé;
- d'alimenter plusieurs réservoirs de stockage avec un seul échangeur;
- de faciliter la réalisation de variantes et d'intégrations de système d'accumulation, en raison de l'autonomie des réservoirs par rapport aux échangeurs.

Ces réservoirs sont utilisés, avec leur système d'échange thermique, dans les installations de moyennes et grandes dimensions.

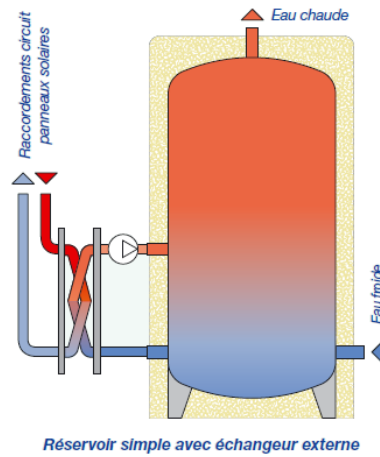


Figure IV.39 : Réservoirs avec échangeur externe [10]

### III.3.2 Protection des ballons

Pour protéger les réservoirs d'accumulation, il est également possible de recourir à des soupapes combinées en mesure d'agir lorsque l'eau dépasse des valeurs précises de température et de pression.

Ces soupapes qui contrôlent les valeurs de température maximale, doivent être installées au dessus des réservoirs d'accumulation. Il n'est bien sûr possible de les utiliser que sur des installations dont les composants (surtout dans le cas des réservoirs) sont garantis pour des pressions et des températures de fonctionnement non inférieures aux températures et aux pressions d'intervention des soupapes elles-mêmes.



Figure IV.40 : soupape de sécurité [10]



Il est nécessaire de protéger les équipements solaires contre les risques de gel. Dans la plupart des cas, les capteurs sont protégés par un fluide non gélif, ce qui implique la présence d'un échangeur.

On distingue deux catégories d'échangeurs :

- Les échangeurs intégrés au stockage.
- Les échangeurs extérieurs au stockage.

Dans le cas où l'échangeur est situé à l'extérieur du stockage, l'échange se fait de part et d'autre par convection forcée. Les surfaces d'échange sont en général réduites par rapport à un échangeur intégré.

Dans tous les cas, l'efficacité d'un échangeur ne dépend pas de la température des fluides mais des caractéristiques géométriques de l'échangeur et des débits calorifiques.

Dans la pratique, l'efficacité des échangeurs est de l'ordre de 0,6 à 0,8.

Notons que si l'efficacité d'un échangeur est médiocre, non seulement le transfert de chaleur sera faible, mais la température de retour du fluide dans le capteur sera élevée et le rendement du capteur sera diminué.

Lorsque l'échangeur est incorporé au stockage, il est disposé en partie basse du ballon.

Cette disposition permet, à condition que la surface d'échange soit suffisante, de réchauffer de manière homogène le volume d'eau baignant l'échangeur, tant que la température de celui-ci n'aura pas atteint à 3 ou 4 degrés près, la température de la partie supérieure du ballon.

A chaque introduction d'eau froide dans le stockage au moment des soutirages, on évite ainsi d'envoyer dans la partie haute du ballon, de l'eau insuffisamment réchauffée (Stratification des températures).

Cette disposition permet de plus, d'alimenter les capteurs solaires avec un fluide dont la température en sortie de l'échangeur est la plus faible possible compte tenu des conditions de soutirage et de la stratification des températures. En outre, elle permet de limiter les risques de pertes thermiques par circulation inverse dans les capteurs en cas de mauvais fonctionnement du clapet anti-retour.

### **III.4.L'appoint (type et régulation)**

En cas d'insuffisance de chauffage par le soleil il faut souvent recourir à un appoint à l'aide d'une autre source d'énergie (payante). Il peut se faire soit directement dans le même ballon de stockage, soit à l'extérieur. Dans le cas où il est intégré dans le même ballon, l'appoint doit être dans le tiers supérieur du ballon, afin de n'être utilisé qu'en cas de nécessité.

#### **III.4.1 La position du système d'appoint**

On considère en généralement quatre positions du système d'appoint par rapport au stockage :

- Dans le stockage
- En série avec le stockage
- En parallèle avec le stockage
- Complètement séparé du système solaire

##### **III.4.1.1. Appoint dans le stockage**

Cette disposition est dextrement défavorable est devra être évitée autant que possible, mais à part le cas où la cuve est réellement stratifiée et l'appoint est situé en partie haute que l'on peut considérer, en première approximation, comme un ballon en série avec le ballon solaire, ce dispositif est limité à l'appoint de type électrique par résistance thermostatée et utilisé presque exclusivement pour les chauffe-eau solaire

##### **III.4.1.2 Appoint en série avec le stockage**

C'est une solution peu chère, et à la régulation simple. L'inconvénient majeur de la mise en série de l'appoint et du stock est que l'eau des retours chauffage va maintenir le stock à des températures qui ne permettront pas de récupérer le maximum d'énergie solaire.

En d'autres termes, selon le type de distribution adopté, la température du stock ne descendra jamais sous la température des retours chauffages, mis à part les pertes du stockage.

A titre de sécurité on peut prévoir des dispositifs (by-pass du ballon solaire par exemple) permettant d'éviter des retours à température excessive dans le stock.

### III.4.1.3. Appoint en parallèle avec le stock

L'appoint en parallèle avec le stock est une solution performante :

- Il ne fonctionnera que lorsque le stock ne pourra rien fournir
- Pas de problème de température de retour
- Un seul et unique système de distribution des calories
- Par contre, ce système nécessite une régulation soignée

### III.4.1.4. Appoint complètement séparé

Ce système présente les meilleures performances thermiques. Il permet une bonne utilisation des calories solaires, mais il demande deux dispositifs distincts pour distribuer les calories.

Les ventilo-convecteurs (solaire) avec résistance électrique terminale rentrant dans cette catégorie, l'électricité est presque toujours employée dans ce cas, vu son faible coût relatif d'installation.

Néanmoins, une régulation soignée s'impose pour donner toujours la priorité aux surfaces de chauffage alimentées en calories solaire.

## III.4.2 Régulation

### III.4.2.1 Appoint pour systèmes combinés (chauffage et eau chaude sanitaire)

La régulation de ces installations doit tendre à minimiser les températures de service nécessaires au chauffage. Plus les valeurs sont basses et moins il est possible d'exploiter la chaleur dérivant des panneaux solaires.

Pour ce faire, il faut également assurer une bonne isolation thermique des constructions et choisir des terminaux de chauffage à basse température : par exemple le chauffage par le sol.

### III.4.2.2 Régulation par réservoir d'accumulation type « tank in tank »

Le thermostat du réservoir active la pompe de l'appoint de chaleur complémentaire lorsque la température de l'eau est inférieure à la température nécessaire pour :

- assurer, dans le réservoir interne, de l'eau chaude sanitaire à la température demandée
- alimenter les terminaux de chauffage avec les températures de service prévues.

Il s'agit d'un système de régulation surtout adopté dans les moyennes-petites installations.

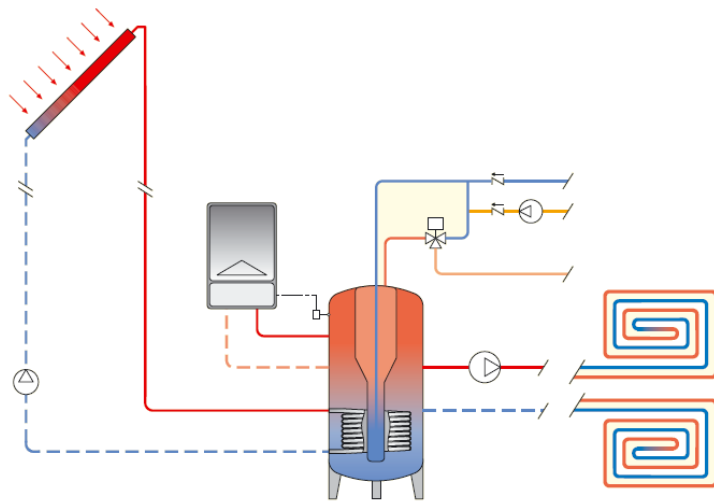


Figure IV.41 : réservoir d'accumulation type « tank in tank » [10]

### III.4.2.3 Régulation pour deux réservoirs d'accumulation avec vanne directionnelle

L'eau chaude sanitaire est produite avec un ballon double comme dans les cas correspondants qui ont été traités. L'énergie thermique du chauffage est issue aussi bien de la chaudière que du réservoir solaire. Elle provient du réservoir solaire lorsque la température de la sonde S1 dépasse celle de la sonde S2. Dans ce cas, la vanne directionnelle fait passer le fluide de retour à travers le serpentin supérieur du réservoir solaire.

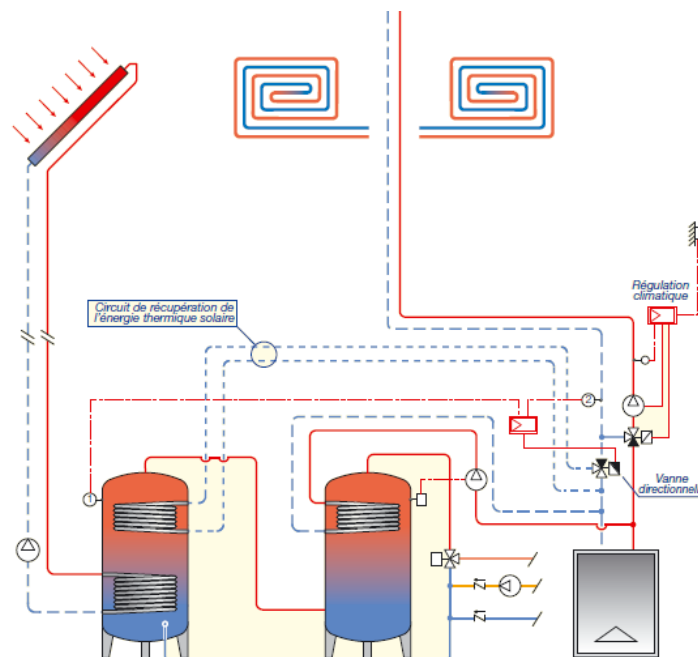


Figure IV.42 : d'accumulation avec vanne directionnelle [10]

### III.4.2.4. Régulation pour deux réservoirs d'accumulation avec échangeur de chaleur

Ce système est en fait semblable au système précédent. La seule différence concerne l'échange thermique entre le fluide du chauffage et celui du réservoir solaire qui, dans ce cas, est réalisé au moyen d'un échangeur externe.

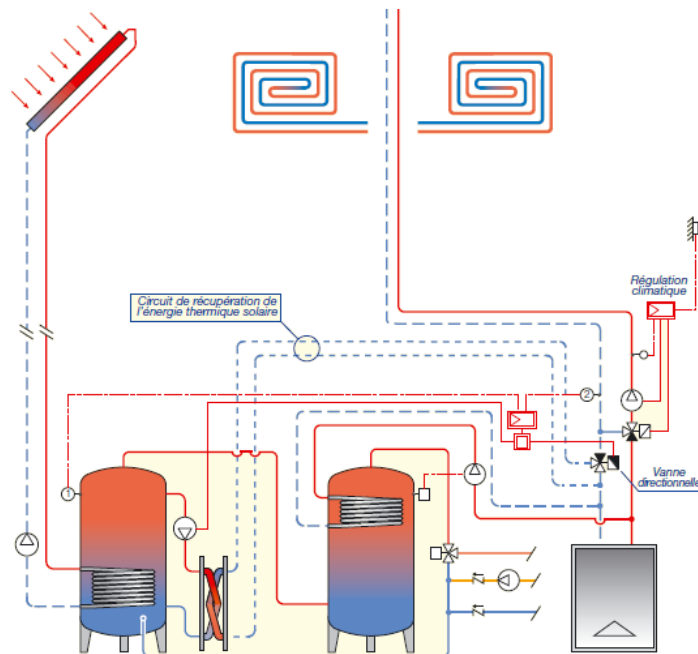


Figure IV.43 : réservoirs d'accumulation avec échangeur de chaleur [10]

### III.5. La distribution

La distribution de l'eau chaude sanitaire reste classique, cependant la montée en température de l'installation ne pouvant être maîtrisée comme sur une installation traditionnelle, le mitigeur thermostatique doit pouvoir fonctionner à une température de 100°C en entrée chaude.



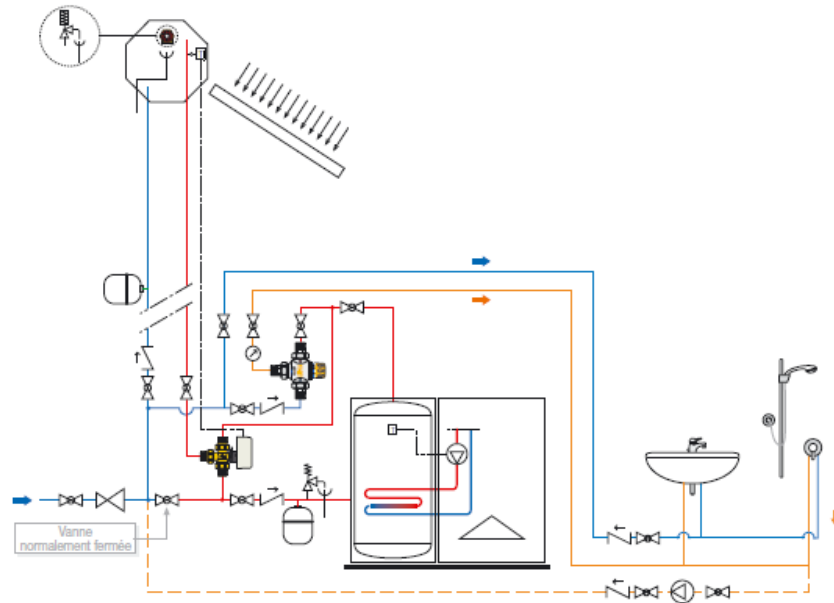


Figure IV.45 :L'emplacement du mitigeur thermostatique [10]

## V. Dimensionnement des équipements solaires

### V.1. Capteurs

#### V.1.1. Calcule des déperditions

##### V.1.1.1. Déperditions thermique a travers l'enveloppe du bâtiment

Pour les résultats obtenus voir les pages : 48,49 et le tableau III.3

Déperditions Thermique	Murs extérieurs (W/K)	Ports en bois (W/K)	Vitrages (W/K)	Toiture (W/K)	Sol (W/K)	Total (W/K)
	189.58	17.63	141.12	45.65	91.30	485.28

Tableau IV.1 : Déperditions thermique à travers l'enveloppe du bâtiment

### V.1.1.2 Déperdition par renouvellement d'air

On utilise l'équation (III.13)

Mois	Jan	Fév	Mar	Avr	Mai	Jui	Jul	Aou	Sep	Oct	Nov	Déc
Ta [°C]	10.43	12.01	13.9	15.2	17.89	22.1	24.46	24.19	22.38	18.5	15.56	12.95
Déperdition par renouvellement d'air [kWh]	3880.5	3239.8	2473.5	1946.3	855.5	/	/	/	/	608.2	1800.3	2858.7

Tableau IV.2 : Déperdition par renouvellement d'air

### V.1.2. Estimation des besoins de chauffage [9]

#### V.1.2.1 Calcul du coefficient de déperdition thermique

Ce coefficient appelé coefficient de déperdition thermique, caractérise les déperditions thermiques  $Q_{th}$  du logement. Il est calculé à partir de l'équation suivante :

Déperdition thermique a travers l'enveloppe = 690.41 W/K

GV= déperdition a travers l'enveloppe +déperdition par renouvellement d'air

$$GV = 484.28 + [(1.204 \times 334.78 \times 1006) / 3600] \quad (IV.7)$$

GV=580.07 W/K

#### V.1.2.2 Apports internes

##### a) stratégie d'occupation

Nous avons supposé que l'appartement est habité par cinq personnes, ce qui représente la moyenne rencontrée dans notre région. La puissance dissipée par personne est estimée à **120 W**.

**b) Appareils électroménagers**

Ils sont à la fois liés à la présence et l'activité humaine. Le tableau ci-dessus présente les puissances dégagées par les appareils électroménagers.

Appareil	Zone	Temps d'utilisation	Puissance moyenne Sur 24h [W]
réfrigérateur	cuisine	24/24	70
téléviseur	Salon, cham1, cham2	12h	150
Appareils de cuisson	cuisine	5h	200
ordinateur	cham2	7h	30

Tableau IV.3: puissances dégagées par les appareils électroménagers [9]

On a supposé que l'appartement abrite cinq personnes ce qui donne les valeurs suivantes :

$$Q_i = 120 \times 5 + 450 = 1050 \quad (\text{IV.15})$$

Et par suite on va calculer la température  $T_{sh}$

$$T_{sh} = T_i - \frac{Q_i}{GV} = 20 - \frac{1050}{580.07} \quad (\text{IV.8})$$

$$T_{sh} = 18.18^\circ\text{C}$$

**V.1.2.3. Calcul des besoins en chauffage méthode des degrés jours**

Elle permet de calculer les besoins en chauffage d'une habitation, à un instant donné.

La puissance thermique effective nécessaire pour maintenir à la température intérieure de l'habitation s'écrit

$$Q_c = GV (T_{sc} T_a)$$

La détermination de l'énergie à fournir au logement durant une période  $\Delta T$  s'écrit

$$Q_c = \int GV (T_{sc} T_a) dt$$

Appelons nombre de degré jour la quantité suivante :

$$ndj = \int (T_{sc} T_a) dt \quad (\text{IV.9})$$

Le terme  $dt$  de l'intégrale correspond au nombre de jours durant lesquels la température de l'air extérieure vaut  $T_a$  avec bien sur  $T_a < T_{sc}$ . La définition de  $ndj$  implique



Que  $T_{sc}$  et  $T_a$  représentent des températures moyennes calculées sur la journée. Le nombre degrés-jours correspond donc au nombre de jour de chauffage multiplié par l'écart de température ( $T_{sc}-T_a$ ).

En considérant que le facteur  $G_v$  est constant sur la période étudiée, l'énergie à fournir pour le chauffage s'écrit :

$$Q_c = GV ndj$$

Pour obtenir  $Q_c$  en KWh, il faut diviser par 103 et multiplier par 24 le résultat, ce qui donne :

$$Q_c = 0.024 GV ndj \quad (IV.10)$$

#### V.1.2.4. Calcul des degrés-jours (ndj)

Mois	$T_a$	Nombre de jour	( $T_{sh}- T_a$ )	ndj
Janvier	11.89	31	6.29	194.99
Février	12.01	28	6.17	172.76
Mars	13.9	31	4.28	132.68
Avril	15.2	30	2.98	89.4
Mai	18.7	31	/	/
Juin	22.11	30	/	/
Juillet	24.46	31	/	/
Aout	24.19	31	/	/
Septembre	22.38	30	/	/
Octobre	18.1	31	/	/
Novembre	15.56	30	2.62	78.6
Décembre	12.95	31	5.23	162.13

Tableau IV.4: Nombre des degrés jours (ndj)

### V.1.2.5. Calcul des besoins mensuels de chauffage

$$Q_c = 0.024 \text{ GV ndj}$$

Mois		Jan		Fév	Mar	avr	mai
Qc (kWh)		2714.58		2405.10	1847.12	1244.59	/
jui	jul	aou	Sep	Oct	Nov	déc	
/	/	/	/	/	1094.24	2257.12	

Tableau IV-5: Les besoins mensuels de chauffage

### V.1.2.6. Estimation des apports solaires

A partir du calcul de la puissance solaire sur une surface inclinée de 35°,55 par rapport à l'horizontal pour la wilaya de Tlemcen, nous avons déterminé l'irradiation mensuelle.

Mois	Jav	Fév	Mar	Avr	Mai	Jui	Jul	Aou	Sep	Oct	Nov	Déc
<b>I moy/mois [KWh/m²]</b>	140.97	166.86	179.64	184.5	186.52	185.31	206.49	201.06	185.46	183.17	147.78	144.11

Tableau IV.6: Valeurs de l'irradiation globale mensuelle moyenne mensuelle estimées sur une surface inclinée avec 35.33° [14]

#### V.1.2.6. 1. La puissance solaire utile

La puissance solaire disponible est donnée par la formule suivante :

Avec :

$$PSU = I_{moy} I_{mois} X \text{ Rendement du capteur}$$

### V.1.2.6. 2 Capteur utilisé [9]

Le capteur utilisé est J.GIORDANO industriel disponible au C.D.E.R (Centre de Développement des Energies Renouvelables) en Algérie.

$a_0$	0,7
$a_1$	4,36 [W/K.m <sup>2</sup> ]
Surface utile	1,65 m <sup>2</sup>
Glace	Verre normal
$\eta$	0,43

Tableau IV.7 : Caractéristique du capteur utilisé : J.GIORDANO industriel. [9]

Avec :

$a_0$  : Rendement optique du capteur.

$a_1$  : Conductance globale du capteur.

Mois	01	02	03	04	05	06	07	08	09	10	11	12
<b>Puissance Solaire moyenne mensuelle [KWh/m<sup>2</sup>]</b>	60.488	71.74	77.24	79.35	80.20	79.68	88.79	86.45	79.74	78.76	63.54	61.96

Tableau IV.8 : La puissance solaire utile

### V.1.3. Estimation des besoins en eau chaude sanitaire [9]

La consommation d'eau chaude sanitaire à 50 C° varie en fonction des habitudes des occupants, du type de famille et du nombre de personnes, la consommation d'eau chaude peut être définie comme suit :

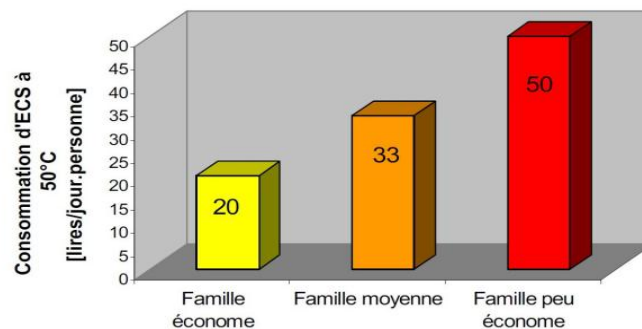


Figure IV.46: Consommation d'eau chaude par jour en fonction de type de famille [9]

Les besoins d'énergie pour chauffer de l'eau doivent être déterminés dans les modèles de production d'eau chaude sanitaire (avec ou sans stockage). Pour calculer les quantités d'énergies nécessaires à la production d'eau chaude sanitaire, il faut d'abord connaître les volumes d'eau chaude à produire. Ces valeurs sont obtenues à partir du diagramme ci-dessus, dans notre exemple on prendra le cas d'une famille peu économe (50 l/j). Pour tenir compte des différences de consommation en cours d'année, nous allons supposer un profil de consommation de type méditerranée. Les consommations journalières sont exprimées en valeurs moyennes mensuelles.

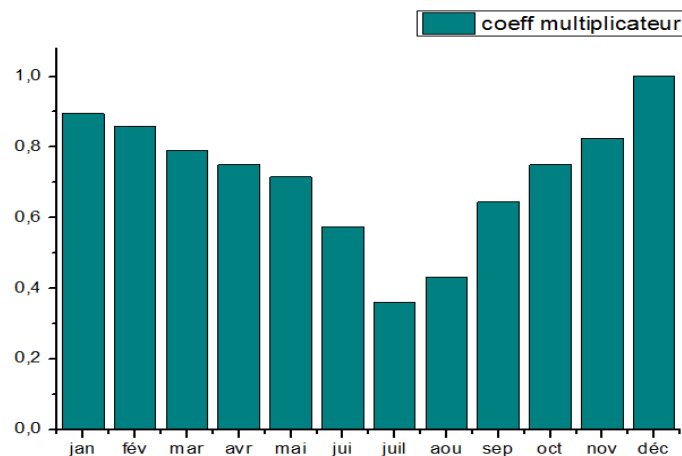


Figure IV.47: Profil de la consommation d'eau chaude sanitaire [97]

La consommation en décembre est maximale. Elle est affectée d'un coefficient égal à l'unité. Autrement dit pendant ce mois la consommation journalière moyenne sera prise égale à 250l. (Cas d'une famille de 5 personnes)

Les consommations pour les autres mois seront calculées comme le produit de la consommation maximale par le coefficient correspondant au mois considéré.

La quantité réelle d'énergie nécessaire pour la production d'eau chaude sanitaire est déterminée comme étant la quantité d'énergie nécessaire pour chauffer ce volume de la température de l'eau froide jusqu'à la température demandée. Si  $V_s$  est le volume à soutenir et  $T_h$  la température demandée, l'énergie nécessaire  $Q_{ecs}$  est donnée par :

$$Q_{ecs} = \rho C_p V_s (T_s - T_e) \quad (IV.11)$$

Où

$C_p$  est la capacité thermique massique de l'eau (4200 J/Kg .C°),  $\rho$  sa masse volumique (1Kg/l) et  $T_e$  la température de l'eau froide. Pour obtenir  $Q_{ecs}$  en Wh, il faut diviser par 3600.

$T_h$  La température de l'eau chaude

Nous avons effectué les calculs en prenant l'exemple d'une famille de 5 personnes. La température de l'eau chaude ( $T_h$ ) est prise égale à 50 °C. La température de l'eau au réseau ( $T_e$ ) est supposée égale à 10 °C en saison froide et 15 °C en saison douce.

Mois	jan	fév	mar	avr	mai	jui	juil	aou	sep	oct	nov	déc
$T_e$ [°C]	10	10	10	10	15	15	15	15	15	15	10	10
Consommation Journalière[l/j]	223,7	215	197,5	187,5	178,7	143,75	90	107,5	161,2	187,5	206,2	250
Qecs [kwh/j]	10,43	10,03	9,22	8,75	7,29	5,87	3,67	4,38	6,62	8,75	9,62	11,66
Qecs [kwh/mois]	323,33	280,84	285,82	262,5	226,2	176,09	113,9	136,07	198,7	262,5	288,68	361,66

Tableau IV.9: Les besoins mensuels en eau chaude sanitaire

#### V.1.4. La surface de captation du système

Parmi les capteurs plans disponibles au niveau de C.D.E.R (Centre de Développement des Energie Renouvelables), le type classique (tubes disposées en radiateur) de marque J.GIORDANO a été choisi. Son rendement optique moyen  $a_0$  est égal à 0,7 et le rendement moyen  $\eta$  est de 0,43.

Si on suppose un taux de couverture solaire (TCS) de 60% en valeur moyenne annuelle, la surface de captation nécessaire est donnée par :

$$S_{ca} = \frac{(\text{besoin en chauffage} + \text{besoin en ECS})}{PSU} \times 0.6 \quad (\text{IV.12})$$

$$S_{ca} = \frac{2714.58 + 361.66}{60.488} \times 0.6$$

$$S_{ca} = 30.51 \text{ m}^2$$

$$\text{Nombre de capteurs} = 30.51/2 = 15.25$$

Pour le système combiné de production d'eau chaude sanitaire et de chauffage, la surface nécessaire est égale à **30.51 m<sup>2</sup>. (16 capteurs 2m<sup>2</sup> par capteur)**

Mois	Jan	Fév	Mar	Avr	Mai	Jui	Juil	Aou	Sep	Oct	Nov	Déc
Energie solaire utile [kWh]	1875,1	2008,7	2394,4	2380,5	2406	2390,4	2741,9	2690	2391	2441,5	1900,2	1912,39
Besoin de chauffage [kWh]	2714,5	2405,1	1847,1	1244,6	0	0	0	0	0	0	1094,2	2257,12
besoin en ECS [kWh]	323	281	286	262	226	176	114	136	199	262	289	362
Besoin total [kWh]	3037,5	2686,1	2133,1	1506,6	226	176	114	136	199	262	1383,2	2619,12
Energie d'appoint [kWh]	1162,4	677,38	0	0	0	0	0	0	0	0	0	706,73
Taux couverture solaire %	61,73	74,78	100	100	100	100	100	100	100	100	100	73,01

Tableau IV.10: Récapitulatif des apports externes et besoins internes

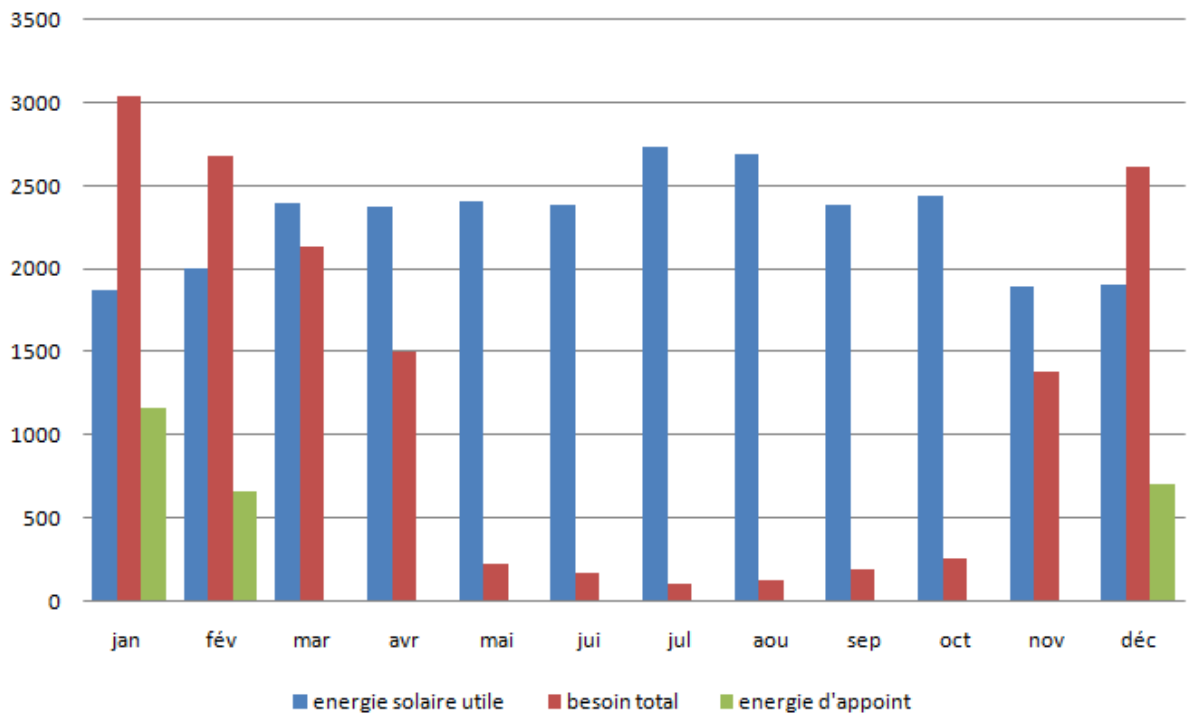


Figure IV.48 Récapitulatif des apports externes et besoins internes

la capacité de l'appoint doit être =  $3037.58 \times (100-42)\% = 1761.80 \text{ kWh/mois}$

calcul de la puissance de la chaudière nécessaire  $1761.80 / (30 \text{ jours} \times 24 \text{ h}) = 2.44 \text{ kW}$

## V.2. transfert

### V.2.1 Circuit chauffage [11]

#### V.2.1.1. Choix et dimensionnement des radiateurs

Pour choisir un radiateur, Il faut adapter sa taille à la température d'eau fournie par l'équipement,

En effet, la puissance effective d'un radiateur dépend de la température de l'eau qui y circule.

Il existe plusieurs régimes de température:

- 90/70 (haute température - ancienne chaudière)
- 80/60
- 75/65 (basse température - nouvelle chaudière - norme EN 442)
- 35/27 (très basse température - chauffage surfacique)

Selon la norme européenne EN 442, un équipement de chauffage (chaudière, radiateur ou batterie de chauffage) est "dimensionné en régime "75/65". Cela signifie que si on choisit un radiateur de 2000 W dimensionné en régime 75/65, l'eau entre dans le radiateur à 75°C et qu'elle cède 2 000 W de chaleur pour un local à 20°C, et sort avec une température de 65°C.

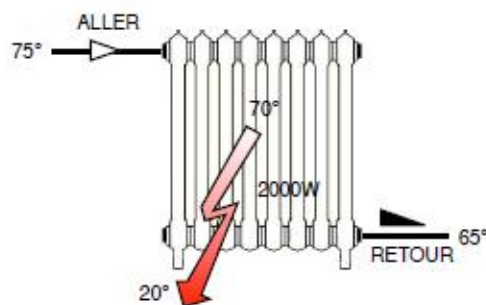


Figure IV.49 : radiateur [11]

On définit

$$\Delta T = ((\text{Température d'entrée de l'eau} + \text{Température de sortie de l'eau}) / 2) - 20 \quad (\text{IV.13})$$

**Température de confort ambiante** (formule simplifiée).

Pour la norme EN 442 nous obtiendrons donc  $\Delta T = ((75+65)/2) - 20 = 50$

**Delta T va nous servir pour choisir la puissance d'un élément dans le document du fournisseur**

**Pour notre exemple nous choisirons un régime d'eau 75/65.**



Déterminer les dimensions des radiateurs en fonction des emplacements

Il existe plusieurs épaisseurs, hauteurs et longueurs de radiateurs fonte ou acier.

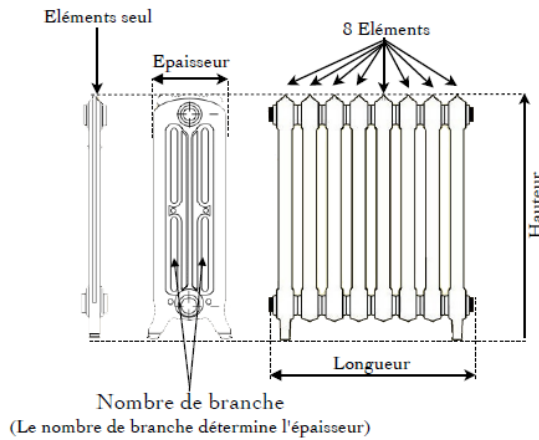


Figure IV.50 : les élément radiateur [11]

Pour déterminer les dimensions d'un radiateur fonte, il faut tout simplement mesurer, sur plan ou physiquement, l'emplacement défini pour ce dernier.

Le tableau fournisseur va nous permettre de sélectionner un modèle de radiateur en fonction des critères dimensionnement et de DELTA T ( $\Delta T$ ).

Puissance en Watts (W) pour un élément au DELTA T ( $\Delta T$ ) ci-dessous

Hauteur (mm)	Modèles	Puissance en Watts (W) pour un élément au DELTA T ( $\Delta T$ ) ci-dessous										Volume d'un élément (en Litre)
		60°	45°	46°	47°	48°	49°	50°	51°	52°	53°	
285	TO 6 285	98.8	68.7	70.7	72.6	74.6	76.5	78.5	80.5	82.5	84.5	0,557
480	TO 2 480	69	47.8	49.2	50.5	51.9	53.3	54.7	56.1	57.5	58.9	0,557
	TO 3 480	98.4	67.8	69.8	71.8	73.8	75.5	77.7	79.8	81.8	83.8	0,714
	TO 4 480	119.7	82,4	84.8	87.2	89.6	92	94.5	96.9	99.4	101.9	0,929
630	TO 2 630	90.4	62.4	64.2	66	67.8	69.7	71.5	73.3	75.2	77.1	0,685
	TO 3 630	124.9	85.6	88.1	90.6	93.2	95.7	98.3	100.9	103.5	106.1	0,875
	TO 4 630	156.3	106.9	110	113.2	116.4	119.6	122.8	126.1	129.4	132.7	1,132
780	TO 2 780	110.2	76.2	78.3	80.5	82.7	85	87.2	89.4	91.7	94	0,823
	TO 3 780	149.9	102.4	105.5	108.5	116.6	114.7	117.8	120.9	124	127.2	1,061
	TO 4 780	185.8	127.9	131.6	135.3	139.1	142.8	146.6	150.4	154.3	158.2	1366
900	TO 2 900	127.6	88	90.5	93.1	95.6	98.2	100.8	103.4	106	108.7	0,929
	TO 3 900	173.2	118.4	121.9	125.4	128.9	132.5	136.1	139.7	143.3	147	1180

Tableau IV.11 puissance des éléments [11]



Pour notre cas nous choisirons des radiateurs à deux et trois branches (TO 2. et TO 3).

Pour le Salon les cuisines et las S.D.B nous prendrons une hauteur de 780 mm MODELE TO 3 780

Pour la chambre ou le radiateur sera sous une fenêtre nous prendrons un deux branches d'une hauteur de 630 mm. MODELE TO 2 630

$\Delta T = 50^\circ$  donc nous trouvons dans le tableau une puissance par éléments de 117,8 W

$\Delta T = 50^\circ$  donc nous trouvons dans le tableau une puissance par éléments de 71.5 W

Formule à utiliser pour calculer la puissance d'un radiateur pour une pièce de la maison:

$$P_{rad} = [\text{Coef U bat} \times \text{Volume} \times (\text{T confort} - \text{T base})] + 20\% \quad (\text{IV.14})$$

Avec :

$$U_{bat} = 0.922$$

Températures de base Tlemcen =  $3^\circ\text{C}$

Température de confort =  $20^\circ\text{C}$

### Salon S.A.M

$$P_{rad} = [0.922 \times (7.5 \times 4.5 \times 3) \times (20 - 3)] + 20\%$$

$$P_{rad} = 1904.39 \text{ W}$$

Calculons le nombre d'élément nécessaire pour obtenir une puissance de 1904.39 Watts

Nombre d'éléments = Puissance à installer / puissance d'un élément

$$\text{Nombre d'éléments} = 1904.39 \text{ W} / 117,8 = 16.16$$

Nous prendrons **18 éléments** (toujours un chiffre paire)

### Chambre 1 et 4

$$P_{rad} = [0.922 \times (3.9 \times 4.3 \times 3) \times (20 - 3)] + 20\%$$

$$P_{rad} = 946.26 \text{ W}$$

Calculons le nombre d'élément nécessaire pour obtenir une puissance de 946.26 Watts

Nombre d'éléments = Puissance à installer / puissance d'un élément

$$\text{Nombre d'éléments} = 946.26 \text{ W} / 71.5 = 13.23$$

Nous prendrons **14 éléments** (toujours un chiffre paire)

### Cuisine et chambre 5

$$P_{rad} = [0.922 \times (3 \times 3.9 \times 3) \times (20 - 3)] + 20\%$$

$$P_{rad} = 660.18 \text{ W}$$

Calculons le nombre d'élément nécessaire pour obtenir une puissance de 660.18 Watts

Nombre d'éléments = Puissance à installer / puissance d'un élément

$$\text{Nombre d'éléments} = 660.18 \text{ W} / 117,8 = 5.6$$

$$\text{Nombre d'éléments} = 660.18 \text{ W} / 71.5 = 9.23$$

Nous prendrons **6 éléments (pour cuisine)** (toujours un chiffre paire)

Nous prendrons **10 éléments (pour chambre 5)** (toujours un chiffre paire)

### **S.D.B 1et 2**

$$\text{Prad}=[0.922 \times (2 \times 2.5 \times 3) \times (20-3)]+20\%$$

$$\text{Prad}=282.12\text{W}$$

Calculons le nombre d'élément nécessaire pour obtenir une puissance de 282.12 Watts

Nombre d'éléments = Puissance à installer / puissance d'un élément

$$\text{Nombre d'éléments} = 282.12 \text{ W} / 117.8 = 2.39$$

Nous prendrons **4 éléments** (toujours un chiffre paire)

### **Chambre 2 et 6**

$$\text{Prad}=[0.922 \times (4.5 \times 3.9 \times 3) \times (20-3)]+20\%$$

$$\text{Prad}=990.28\text{W}$$

Calculons le nombre d'élément nécessaire pour obtenir une puissance de 990.28 Watts

Nombre d'éléments = Puissance à installer / puissance d'un élément

$$\text{Nombre d'éléments} = 990.28 \text{ W} / 71.5 = 13.85$$

Nous prendrons **14 éléments** (toujours un chiffre paire)

### **Chambre 3**

$$\text{Prad}=[0.922 \times (3.2 \times 5.1 \times 3) \times (20-3)]+20\%$$

$$\text{Prad}=920.88\text{W}$$

Calculons le nombre d'élément nécessaire pour obtenir une puissance de 920.88 Watts

Nombre d'éléments = Puissance à installer / puissance d'un élément

$$\text{Nombre d'éléments} = 920.88 \text{ W} / 71.5 = 12.87$$

Nous prendrons **14 éléments** (toujours un chiffre paire)

## **V.2.1. 2.Calcul du débit des radiateurs**

Puissance thermicienne = Puissance en Watt / 1,16 kCal/h (Kilo Calorie)

Calculer la chute de température d'eau

DELTA T = Température RETOUR - Température ALLER

$$\text{DELTA T} = 75^{\circ}\text{C} - 65^{\circ}\text{C} = 10^{\circ}\text{C}$$

Calcul du débit d'eau (Q) traversant le radiateur en Litre/heure (l/h)

$Q = \text{Puissance thermicienne} / \text{DELTA T}$

### V.2.1. 3. Calcul du volume d'eau des radiateurs

Volume d'eau du radiateur = Volume d'eau d'un élément x nombre d'éléments le volume d'eau d'un élément est dans le tableau fournisseur

Volume d'eau d'un élément (salon, cuisine, S.D.B)=1.016l

Volume d'eau d'un élément (chambres)= 0.685

### V.2.1. 4. Evaluer la robinetterie des radiateurs

Pour déterminer le diamètre des robinets du radiateur :

Débit	de 0 à 90 l/h	de 100 à 200 l/h	plus de 200 l/h
Diamètre Robinetterie	3/8''	1/2''	3/4''

Tableau IV.12 : robinetterie des radiateurs

### V.2.1.4. Evaluer le diamètre d'alimentation des radiateurs

Débit	de 0 à 90 l/h	de 90 à 150 l/h	de 150 à 200 l/h
Diamètre tube Cuivre	12 x 1	14 x 1	16 x 1
Le diamètre des tubes acier sera équivalent au diamètre de la robinetterie			

Tableau IV.13 : diamètre d'alimentation des radiateurs

Pièce	Salon S.A.M	Chambre 1 et 4	Cuisine	chambre 5	S.D.B 1 et 2	Chambre 2 et 6	Chambre 3
<b>Puissance [W]</b>	1904.3	946.26	660.18	660.18	282.12	990.28	920.88
<b>Nmbrs d'élément</b>	18	14	6	10	4	14	14
<b>Puissance Thermicienne [kCal/h]</b>	1641.7	815.74	569.12	569.12	243.20	835.68	793.86
<b>Débit Q [l/h]</b>	164.17	81.574	56.912	56.912	24.32	83.568	79.386
<b>Volume d'eau dans le radiateur [l]</b>	18.28	9.59	6.069	6.85	4.064	9.59	9.59
<b>Diamètre Robinetterie</b>	1/2''	3/8''	3/8''	3/8''	3/8''	3/8''	3/8''
<b>Diamètre tube Cuivre</b>	16 x 1	12 x 1	12 x 1	12 x 1	12 x 1	12 x 1	12 x 1

Tableau IV.14: Calcul des radiateurs

### V.2.1.5 Dimensionnement du diamètre de la tuyauterie d'alimentation principal

#### V.2.1.5.1 Calcul du débit dans la tuyauterie

Un radiateur est une masse métallique dont la puissance est variable en fonction de la température et de la quantité d'eau qui l'irrigue. Pour calculer le débit d'eau (Q), nous utiliserons la formule suivante:

$$Q = \frac{\text{puissance thermicienne}}{\text{Delta } T} \quad (\text{IV.15})$$

$$Q = \frac{1641.71 + 815.74 + 569.12 + 569.12 + 243.20 + 835.68 + 793.86}{10}$$

$$Q = 546.84 \text{ l/h} = 1.519 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

### V2.1.5.2 Calcul du diamètre de tube

Pour calculer la section du tube nous prendrons une vitesse moyenne de 0,5 m/s, et nous utiliserons la formule suivante:

$$Q = S \times V \rightarrow S = \frac{Q}{V} \text{ avec } S = \frac{\pi d^2}{4} \quad (\text{IV.16})$$

Avec :

S : la section de tube.

V : la vitesse d'eau.

$$S = \frac{1.519 \times 10^{-4}}{0.5} = 3.038 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{S \times 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{3.038 \times 10^{-4} \times 4}{\pi}} = 0.0167 \text{ m}$$

$d = 0.0167 \text{ m}^2$  soit 16.7mm arrondi à 17 mm.

On choisi cuivre 20 x soit 18 mm de diamètre intérieur.

### V.2.1.6. Choix du calculateur circuit chauffage

Pour la hauteur manométrique qui est égale aux pertes de charge de l'installation, nous avons 180 mètres (aller retour) de tubes de cuivre neuf et un étage (15 à 20 mmCE/ml de canalisation en installation neuve).

Donc: 180 mètres x 20 mmCE = 3600 mmCE soit 3.6 mCE nous ajoutons 6.5 mCE = 10.1 mCE.

Saisir le point de fonctionnement:

Débit (Q)\*  l/h

Pression (H)\*  m

Nombre de pompes

Tension

V

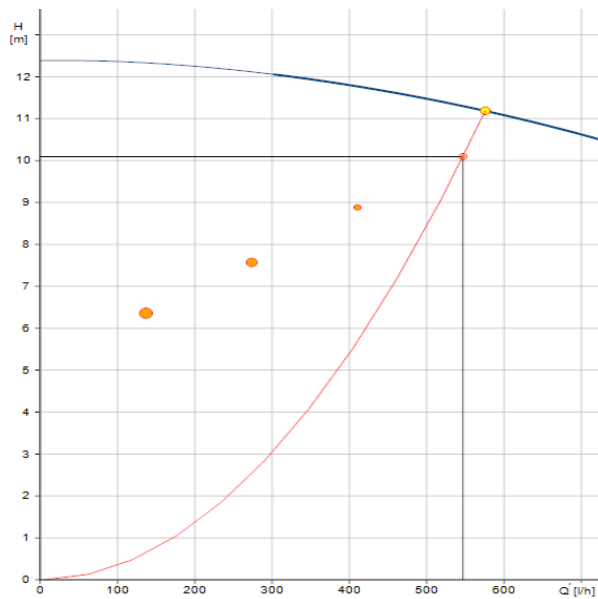
Sélection Produit(s) selon:

Application

Installation

Conception pompe

Famille de pompe



Nom produit CR 1S-2 A-A-A-E-HQQE  
 Code article 96515537  
 Nombre EAN: 5700396727240

**Technique**  
 Vitesse pour donnée pompe 2873 mn-1  
 Débit calculé réel 575.7 l/h  
 Point de fonctionnement réel de la pompe 11.19 m  
 Pression maxi 12.3 m



Figure IV.51 : Caractéristique de la pompe choisie circuit chauffage (Grundfos) [12]

## V.2.2. Circuit eau chaude sanitaire

### V.2.2.1. Choix de la tuyauterie

Chaque appareil a un diamètre de raccordement comme le montre le tableau suivant :

Appareils	Diamètre de raccordement Intérieur	Diamètre du réseau Intérieur	Diamètre extérieur d'évacuation inférieur a 1 mètre de long	Diamètre extérieur d'évacuation supérieur a 1 mètre de long
Lavabo/vasque	10			40
Bidet	10	12	32	4
Évier		12	40	50
Deux cuves	12	12	40	50
WC	10	10	80	100
Machine a laver	10	10	32	40
Douche normale	12	14	40	50
Hydromassage	14 ou Plus	16	40	50
Baignoire	12	16	40	50
plus de 150 Litres	14 ou Plus	16	40	50
Robinet de puisage	12	12 ou plus		

Tableau IV.15 Les diamètres d'alimentation des appareils sanitaires [13]

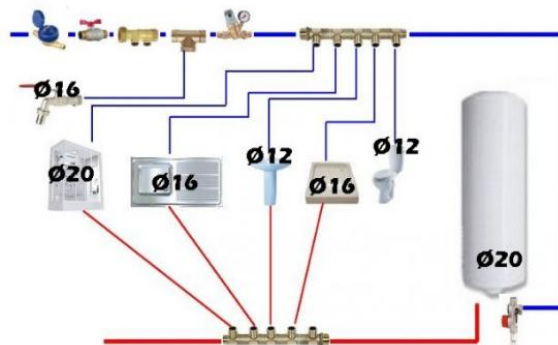


Figure IV.52 Les diamètres à utiliser d'un réseau (plusieurs appareils) [13]

A chaque appareil individuel est affecté d'un coefficient suivant le tableau ci-dessous.

La somme des coefficients permet avec le graphique de déterminer le diamètre minimal d'alimentation et distribution de votre réseau d'eau potable.

Appareils	Coefficients
Wc,lave mains,urinoirs,	0,5
Bidet, wc a usage collectif ou machines a laver linge ou vaisselle	1
Lavabo ou meuble de salle de bains, simple vasque	1,5
Douche ou poste d'eau>	2
Èvier	2,5
Baignoire moins de 150 litres	3
Baignoire de plus de 150 litres	3 + 0,1 par tranche de 10L supplémentaires

Tableau IV.16 Coefficients des diamètres des appareils [13]

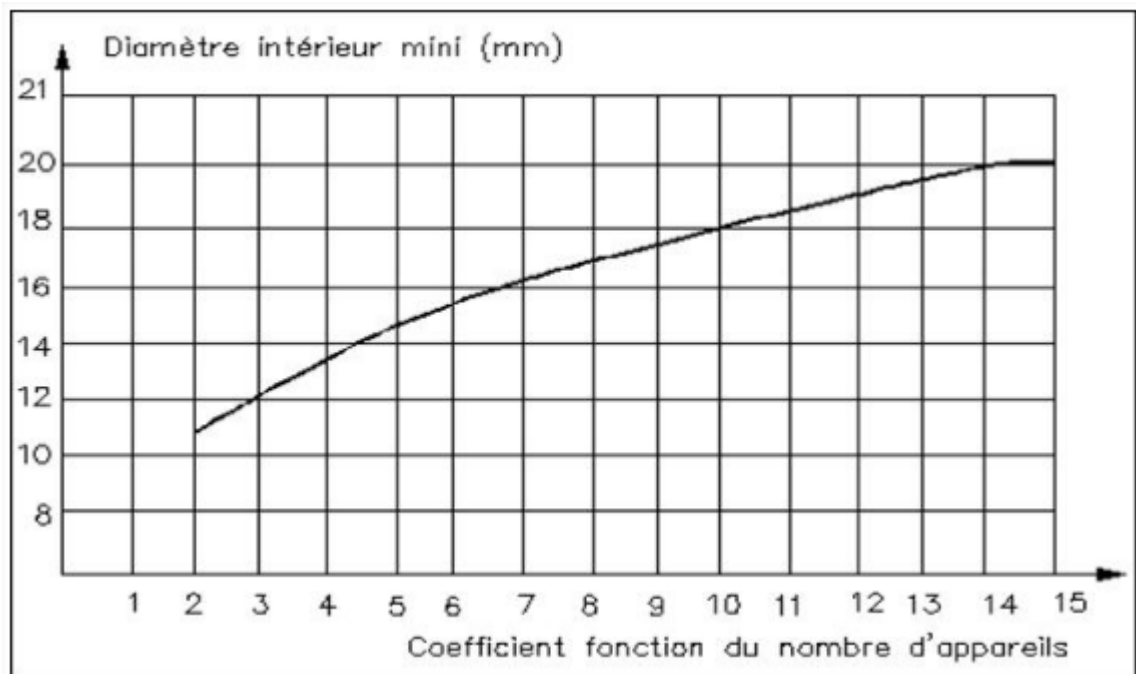


Figure IV.53 : Diamètre d'alimentation en fonction des coefficients [13]



Dans notre cas en a :

Appareils	Nombre x coefficient	Coefficients
WC	2 x 0.5	1
machines à laver linge	1 x 1	1
machines a vaisselle	1 x 1	1
Lavabo ou meuble de salle de bains, simple vasque	2 x 1.5	3
Douche	2 x 2	4
Baignoire moins de 150 litres	1 x 3	3
Évier	2.5 x 1	2.5

Tableau IV.17 Coefficients des diamètres des appareils du cas étudié [13]

Sous un total de : **15.5**

D'après le graphe le diamètre d'alimentation = **20 mm**

On choisi un tube multi coches 26 x3 soit 20 mm de diamètre intérieur (26 – épaisseur × 2 = 26 – 6 = 20)

### V.2.2.2. Choix de circulateur

Pour un débit de 10 l/min

Pour la hauteur manométrique qui est égale aux pertes de charge de l'installation, nous avons 10 mètres de tubes multi coches neuf et un étage (15 à 20 mmCE/ml de canalisation en installation neuve).

Donc: 10 mètres x 20 mmCE = 200 mmCE soit 0.2 mCE nous ajoutons 6.5 mCE = 6.7 mCE

<p>Débit (Q)* <input type="text" value="10"/> l/min <input type="button" value="v"/></p> <p>Pression (H)* <input type="text" value="6.7"/> m <input type="button" value="v"/></p> <p>Nombre de pompes <input type="text" value="2"/> <input type="button" value="v"/></p> <p>Nombre de pompes de secours <input type="text" value="0"/> <input type="button" value="v"/></p>	<p><input checked="" type="radio"/> Application</p> <p><input type="text" value="Chauffage"/> <input type="button" value="v"/></p> <p>Installation</p> <p><input type="text" value="Recirculation eau chaude sani"/> <input type="button" value="v"/></p> <p><input type="radio"/> Conception pompe</p> <p><input type="radio"/> Famille de pompe</p>
--	---

**Descriptions**

Nom produit	UPS 32-80 N 180
Code article	95906448
Nombre EAN:	5700310353869

**Technique**

Vitesse no	3
Débit calculé réel	9.963 l/min
Point de fonctionnement réel de la pompe	6.659 m

**Liquide**

Liquide pompé	Eau chaude Sanitaire
Plage température liquide	-25 .. 110 °C
Liquid temperature during operation	60 °C



Figure IV.54 Caractéristique de la pompe choisie circuit ECS (Grundfos) [12]

### V.2.3. Circuit panneaux solaires

#### V.2.3.1. Choix de la tuyauterie

On fait le choix du diamètre à partir du tableau suivant :

Canalisations en cuivre								
DN (mm)	DN (pouce)	Appellation	Diam. ext. (mm)	Diam. int. (mm)	Ep. (mm)	Valeurs maximales		
						Débit (l/h)	Pertes de charge (mm eau/m)	Vitesse (m/s)
14	-	16x1	16	14	1	200	15	0,37
16	-	18x1	18	16	1	285	15	0,42
18	-	20x1	20	18	1	395	15	0,44
20	-	22x1	22	20	1	520	15	0,48
26	-	28x1	28	26	1	1050	15	0,57
30	-	32x1	32	30	1	1550	15	0,64
34	-	36x1	36	34	1	2200	15	0,69
36	-	38x1	38	36	1	2550	15	0,71
38	-	40x1	40	38	1	2950	15	0,75
40	-	42x1	42	40	1	3400	15	0,78

Tableau IV.18 Pré-dimensionnement des conduites en cuivre en fonction de débit [14]

Donc le diamètre de la tuyauterie circuit capteur saoir=22x1 (22-1× 2 = 22-2)=20mm

#### V.2.3.1.1 Dimensionnement du serpentin (solaire)

Calcule de la surface d'change pour le serpentin chauffage:

$$\varphi = KS\Delta T \text{Log} \quad \text{donc} \quad S = \frac{\varphi}{K\Delta T \text{Log}} \quad (\text{V.17})$$

$$\varphi = \dot{m}c_p\Delta T$$

Avec :

$\varphi$  : le flux de chaleur maximal qu'on a besoin pour le chauffage =1847,1kwh mois de mars

1847.1/(31x24h)=2.482 kW

**K** : coefficient d'échange global (Dans le cas d'un échangeur interne, normalement prédéfini par le constructeur du ballon, on vérifiera que le coefficient d'échange est du même ordre : **K=100 W/m<sup>2</sup>/°C**)

**$\Delta T_{log}$**  : Écart de température logarithmique (contre courant)

**S** : surface d'échange

$$\Delta T_{log} = \frac{(T_e - t_s) - (T_s - t_e)}{\ln\left(\frac{T_t - t_s}{T_s - t_e}\right)} \quad (\text{V.18})$$

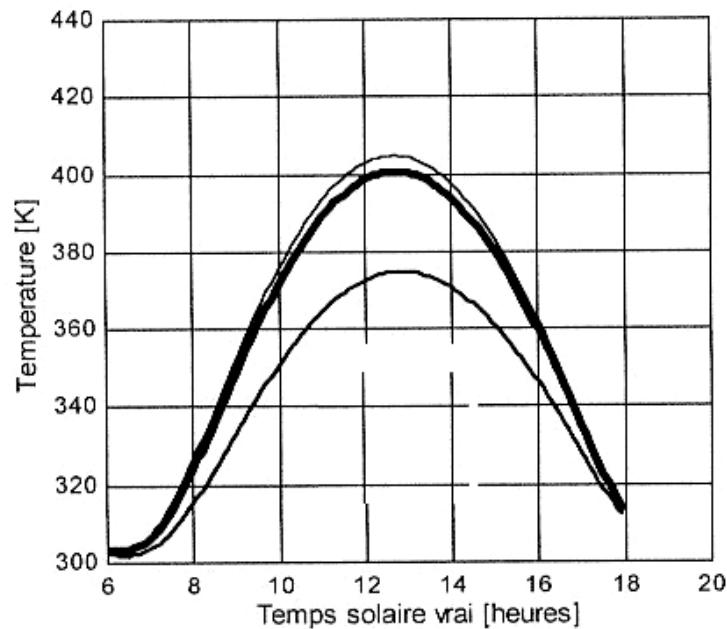


Figure IV.55 : Evolution de la température de sortie du fluide, de l'absorbeur et de la vitre pour le 21 Mars

$T_e$  : température d'entrée du fluide chaud (sortie capteur)=127°C

$T_s$  : température de sortie du fluide chaud. (entré capteur)

### Chauffage

$t_e$  : température d'entrée du fluide froid. (sortie radiateurs)=65°C

$t_s$  : température de sortie du fluide froid.(entré radiateurs)=75°C

### ECS

$t_e$  : température d'entrée du fluide froid. (eau froid)=15°C

$t_s$  : température de sortie du fluide froid(sortie du ballon)=50°C

Débit chauffage = 546.84 l/h

Débit ECS =10 l/min

Débit panneaux solaire =480l/h

Paramètre	Ts [°C]	$\varphi$ [kW]	S [m <sup>2</sup> ]
Chauffage	115.61	6.35	1.23
ECS	83.25	24.38	3.36

Tableau IV.19 : Paramètre des circuits chauffage et ECS

$$L = \frac{S}{\pi d} = \frac{1.23 + 3.36}{\pi 0.022}$$

**L=66.41m**

### V.2.3.2. Choix du circulateur.

Pour une installation de grande taille (au dessus de 20 m<sup>2</sup>), et afin d'obtenir une température de sortie élevée, il est possible de prendre un débit moyen de 15 l/h.m<sup>2</sup>.

**32 m<sup>2</sup> de capteurs donne 480 l/h.**

Pertes de charge conduite 26 x 15 mmCE=390 mmCE

Pertes de charge d'un capteur 75 mmCE pour 480l/h=2400mmCE

perles de charge du serpentín 667 mmCE pour 480 l/h

hauteur manométrique =6 mCE

Pertes charge total= 9.457 mCE

Débit (Q)\*   ▼

Pression (H)\*   ▼

Nombre de pompes  ▼

Tension  ▼

V

Application

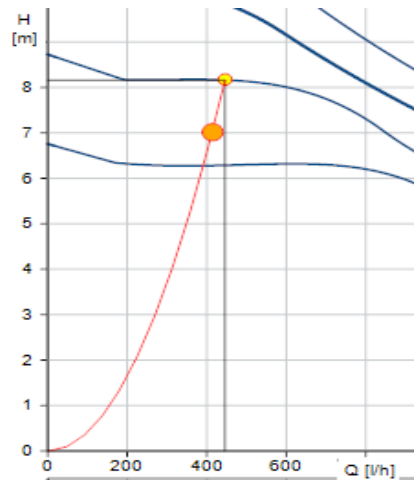
▼

Installation

▼

Conception pompe

Famille de pompe



#### Descriptions

Nom produit	ALPHA SOLAR 25-145 180
Code article	98989297
Nombre EAN:	5712604776643

#### Technique

Débit calculé réel	446.1 l/h
Point de fonctionnement réel de la pompe	8.178 m

#### Liquide

Liquide pompé	Eau de chauffage
Plage température liquide	2 .. 110 °C



Figure IV.56 : Caractéristique de la pompe choisie circuit panneaux solaire (Grundfos) [12]

### V.2.3.3 Dimensionnement de la Vase d'expansion

Calculer le vase d'expansion requis par un circuit d'installation solaire avec un mélange antigel dont les caractéristiques sont les suivantes :

Nombre de panneaux solaires : 22

Volume de fluide dans chaque panneau : 2 l

Volume de fluide dans les tuyaux, échangeur de chaleur et autres composants du circuit de l'installation solaire :  $(20.84+8.17)=29.02$  l

Pression initiale : 1.5 bar

Pression finale : 5.5 bar

Sur la base de ces données et en fonction des formules, on obtient :

- Volume total de fluide dans les panneaux solaires :  $VP = 22 \times 2 = 44$  l

- Volume total de fluide dans le circuit de l'installation solaire :  $VC = (20.85+8.17) + 44 = 73.02$  l

- Volume utile du vase d'expansion :  $VU = (73.02 \times 0,07 + 44) \times 1.1 = 54.02$  l

- Volume nominal du vase d'expansion :

$$VN = 54.02 \times (5.5 + 1) / (5.5 - 1,5) = 87.78 \text{ l}$$

Le vase correspondant disponible dans le commercial sera un vase de 100 litres.

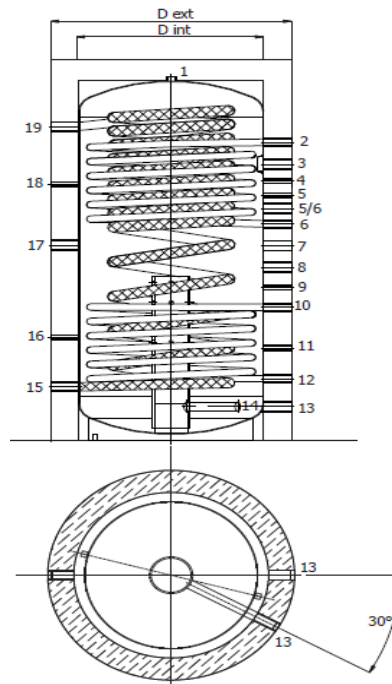
### V.3. Le stockage

On va choisir le ballon de stockage HSK 800 selon les besoin (surface d'échange serpentin) .

On a besoin d'une surface d'échange de 4.59m<sup>2</sup>

Caractéristiques techniques		HSK 500	HSK 800	HSK 1000	HSK 1250	HSK 1500	HSK 2200
Capacité pour l'eau de chauffage	L	442	723	923	1173	1408	2108
Diamètre sans isolation	mm	650	790	790	900	1000	1250
Diamètre avec isolation	mm	850	1030	1030	1140	1240	1490
Hauteur sans isolation	mm	1670	1860	2040	2030	2170	2180
Hauteur avec isolation	mm	1720	1930	2110	2100	2240	2250
Diagonale	mm	1700	1950	2150	2230	2250	2300
Isolation en PU souple (manteau extérieur en PVC)	mm	100	120	120	120	120	120
Poids environ	kg	140	242	265	309	336	413
Pression maximale d'exercice puffer (rés. extérieur)	bar	6	6	6	6	6	6
Température maximale d'exercice puffer (rés. extérieur)	°C	95	95	95	95	95	95
Système interne de stratification	mm	170	185	185	200	200	210
Volume d'eau sanitaire	L	58	77	77	77	92	92
Sortie continue 10/45 à 17 kW et temp. rés. 65°C	L/h	408	430	430	430	440	440
Sortie continue 10/45 à 27 kW et temp. Rés.65°C	L/h	630	680	680	680	700	700
Sortie continue 10/45 à 50 kW et temp. rés. 65°C	L/h	1010	1240	1240	1240	1290	1290
Press. maximale d'exercice d'eau sanitaire (tube interne)	bar	6	6	6	6	6	6
Temp. maximale d'exercice d'eau sanitaire (tube interne)	°C	95	95	95	95	95	95
Superficie d'échange de tube ondulé d'eau sanitaire	m <sup>2</sup>	6,4	9,3	9,3	9,3	11,0	11,0
Superficie d'échange de serpentin solaire supérieur	m <sup>2</sup>	----	2,0	3,0	3,2	3,5	4,2
Superficie d'échange de serpentin solaire inférieur	m <sup>2</sup>	2,3	3,0	3,5	3,8	4,0	5,5
Capacité du serpentin solaire supérieur	L	----	8,0	12,0	12,8	14,0	16,8
Capacité du serpentin solaire inférieur	L	10,4	12,0	14,0	15,2	16,0	22,0
Pression maximale d'exercice des serpentins solaires	bar	10	10	10	10	10	10
Température max. d'exercice des serpentins solaires	°C	110	110	110	110	110	110
Superficie minimale recommandée des collecteurs solaires	m <sup>2</sup>	8	12	14	18	22	28
Puiss. max. résistance électrique (en option)	kW	4,5	6,0	6,0	6,0	9,0	9,0

Tableau IV.20 Caractéristiques technique et dimensionnement des ballons tank in tank [15]



Caractéristiques techniques	Ref.			HSK 500	HSK 800	HSK 1000	HSK 1250	HSK 1500	HSK 2200
Mise à l'air	1	1"IG	----	dessus	dessus	dessus	dessus	dessus	dessus
Amenée solaire supérieure	2	1"IG	mm	----	1500	1680	1615	1745	1800
Amenée chaudière	3	1 ½"IG	mm	1400	1390	1520	1725	1635	1700
Sonde solaire supérieure	4	½"IG	mm	----	1290	1450	1515	1525	1610
Sonde sanitaire supérieure	5	½"IG	mm	1150	1190	1330	1415	1415	1520
Connexion de HSK 1250 litres	5/6	1 ½"IG	mm	----	----	----	1305	1305	1430
Retour solaire supérieur	6	1"IG	mm	----	1090	1210	1195	1195	1320
Amenée chauffage	7	1 ½"IG	mm	1020	990	1060	1035	1085	1220
Connexion libre	8	1 ½"IG	mm	910	870	950	925	975	1100
Sonde chaudière/libre	9	½"IG	mm	800	770	840	815	875	1020
Amenée solaire inférieure	10	1"IG	mm	700	670	730	705	765	930
Sonde solaire inférieure	11	½"IG	mm	490	465	495	495	520	565
Retour solaire inférieur	12	1"IG	mm	280	310	310	335	375	365
Retour chaudière	13	1 ½"IG	mm	150	170	170	195	235	280
Retour chauff/déplacé de 30°	14	1 ½"IG	mm	150	170	170	195	235	280
Entrée d'eau froide sanitaire	15	1 ½"IG	mm	240	270	270	295	335	280
Sonde	16	½"IG	mm	440	570	580	600	600	650
Résistance électrique	17	1 ½"IG	mm	820	920	1130	1090	1130	1200
Sonde	18	½"IG	mm	1150	1290	1500	1350	1500	1430/1660
Sortie d'eau chaude sanitaire	19	1 ½"IG	mm	1420	1580	1760	1725	1825	1890

Tableau IV.21 : Caractéristiques technique et dimensionnement de ballon tank in tank [15]



### V.4. L'appoint

Pour dimensionner l'appoint il faut prendre en compte l'énergie maximale qu'on a besoin et la durée maximale sans système solaire.

On utilise une chaudière qui fonctionne avec le gaz naturel à cause de son coût (le gaz naturel est le carburant le moins cher en Algérie).

$$P_a = \sum P_r + P_{ECS}$$

$P_a$  : Puissance d'appoint

$P_r$  : Puissance radiateurs

$P_{ECS}$  : Puissance eau chaude sanitaire qu'on a besoin

$$P_r = 1904.39 + 946.29 + 946.26 + 660.18 + 660.18 + 282.12 + 282.18 + 990.28 + 990.28 + 920.88$$

$$P_r = 8582.98W = 8.58kW$$

$$P_{ECS} = \frac{E_{ECS}}{\text{temps}} = \frac{323}{0.41 \times 31}$$

$$P_{ECS} = 25.41kW$$

$$P_a = 33.99kW$$

<b>❶ Evacuation des fumées</b>	Ventouse (comprise)
Divers	Plaque de raccordement comprise
Combustible	Gaz Naturel ou Propane
Technologie	Condensation
<b>❷ Pose</b>	Murale
<b>❸ Puissance Utile</b>	18,1 kW
<b>❹ Puissance sanitaire</b>	25,5 kW
<b>❺ Rendement</b>	108,4% (à 30%Pn)
<b>❻ Production eau chaude sanitaire</b>	Micro accumulation
<b>❼ Performance sanitaire (dt30°)</b>	12,2 L/min
<b>❽ Confort sanitaire (EN13203)</b>	**
<b>❾ Modulation de puissance</b>	4.9 à 16.6 kW
<b>❿ Corps de chauffe</b>	Inox
<b>⓫ Vase</b>	8 L incorporé

Figure IV.57 Fiche technique de la chaudière d'appoint Saunier duval ThemaFast Condens F25 [16]

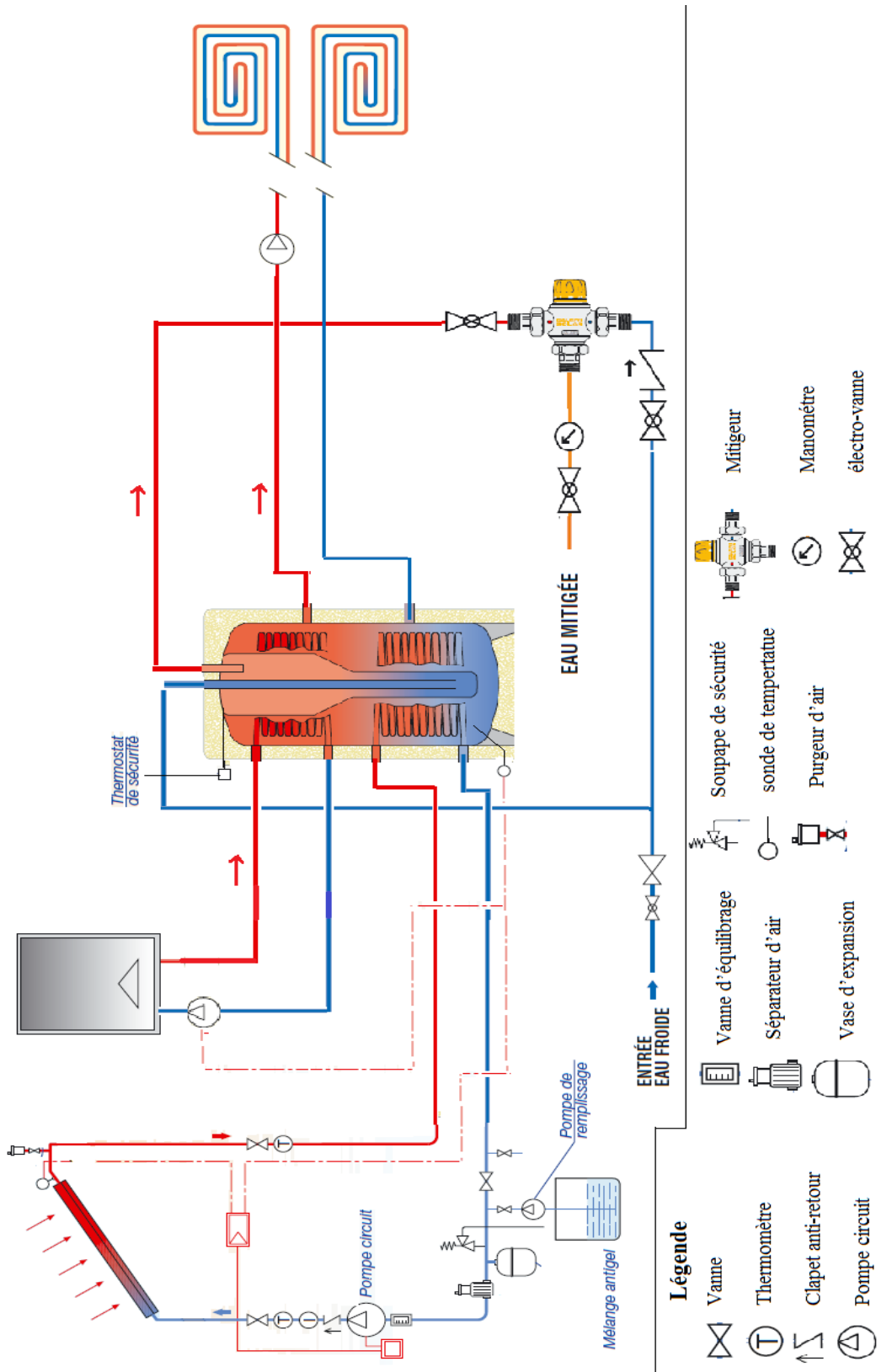


Figure.IV.58 schématisation don notre installation

## V.5. Conclusion

L'utilisation de l'énergie solaire dans le bâtiment doit être un des axes primordiaux de recherche, en Algérie, qui présente un potentiel d'énergie solaire assez considérable.

Notre étude s'est basée sur quatre systèmes de chauffage :

a-système standard.

b-système a appoint de chaleur externe placé en série (raccordement de gaz disponible).

c-système a appoint de chaleur interne (raccordement de gaz indisponible, appoint de chaleur à l'électricité).

d-système à double ballons de stockage.

Sachant pertinemment que notre pays jouit d'un potentiel important de gaz naturel et d'énergie solaire. Nous avons opté pour le système appoint de chaleur externe.

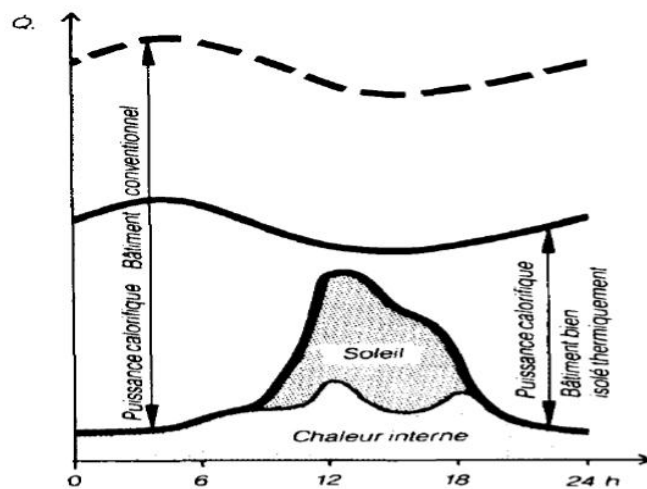
**Chapitre V :**  
**Régulation du système de chauffage**

## Chapitre V :

### Régulation du système de chauffage

#### I. Introduction

Le climat intérieur des bâtiments est soumis aussi bien à des perturbations intérieures qu'extérieures. Il s'agit principalement des occupants, des gains internes de l'ensoleillement de la température extérieure et du vent. La nature aléatoire de ces perturbations, en particulier de l'ensoleillement et des actions des utilisateurs (gestion des stores et ouvertures de fenêtres) rend difficile une gestion optimale des apports de chaleur et de froid. Le confort thermique des occupants peut alors s'en ressentir (surchauffes, températures matinales trop basses) et la consommation de chaleur et de froid être excessive. Paradoxalement, ce type de problèmes se rencontre plutôt dans des bâtiments bien isolés et dotés de gains solaires passifs importants, comme l'illustre la figure V.1.



----- Déperditions thermiques d'un bâtiment conventionnel

———— Déperditions thermique d'un bâtiment bien isolé thermiquement

Figure V.1 : Déperdition thermique d'un bâtiment (gains solaires)

Un bâtiment est soumis en permanence à des sollicitations extérieures (température, ensoleillement, vent) qui viennent perturber son état thermique.

Le système de régulation, dont l'objectif est de rendre insensible aux occupants les variations climatiques externes, prendra partiellement ou totalement en compte les phénomènes météorologiques et les caractéristiques thermiques des locaux.

En outre, le comportement dynamique des locaux et des systèmes de traitement d'air, les exigences de confort, ainsi qu'une meilleure maîtrise des coûts impliquant une gestion rigoureuse des installations font de la régulation des systèmes de chauffage et de climatisation une discipline qui requiert les connaissances de spécialités aussi différentes que l'automatique, l'informatique, la thermique et la métrologie.

L'ère primaire du thermostat est révolue. Les régulateurs à actions proportionnelle, intégrale et dérivée dédiés aux applications de génie climatique se développent. Les systèmes de régulation s'intègrent dans des architectures de gestion technique centralisée englobant les fonctions de télécommande télésurveillance, de contrôle et autocontrôle ou de télé suivi et comptabilité énergétique.

Avant de développer tous ces concepts, les notions concernant les principes généraux de la régulation seront rappelées, les différents capteurs et actionneurs rencontrés en chauffage et en climatisation seront mentionnés. Au-delà du simple catalogue de solutions types, la méthodologie générale de conception d'un ensemble de régulation, les solutions en matériels et logiciels seront traitées, de la simple régulation de la température d'un local à un système complexe piloté par une installation de gestion technique de bâtiment.

## I.1 Régulation en boucle ouverte

La régulation d'un système consiste à trouver un moyen pour maintenir la grandeur réglée  $y(t)$  aussi voisine que possible de la valeur de consigne  $y_c$ .

Une première solution consiste à **régler une fois pour toutes les commandes**. Le réglage de la température de l'eau de la douche est un exemple de boucle ouverte (Figure V.2). Toutes variations externes (perturbations) comme la pression ou la température, sur l'une des arrivées d'eau, modifient la valeur de la grandeur réglée (température du mélange dans cet exemple), ce qui est douloureusement ressenti par l'utilisateur.

Un autre exemple de régulation en boucle ouverte est représenté sur la Figure V.3. Le régulateur R règle la température du circuit d'eau à une valeur qui est fonction de la température extérieure en agissant sur la puissance du brûleur. Des variations de température intérieure seront observées si des perturbations viennent modifier l'équilibre du système : ensoleillement, apports internes, infiltration d'air, etc.

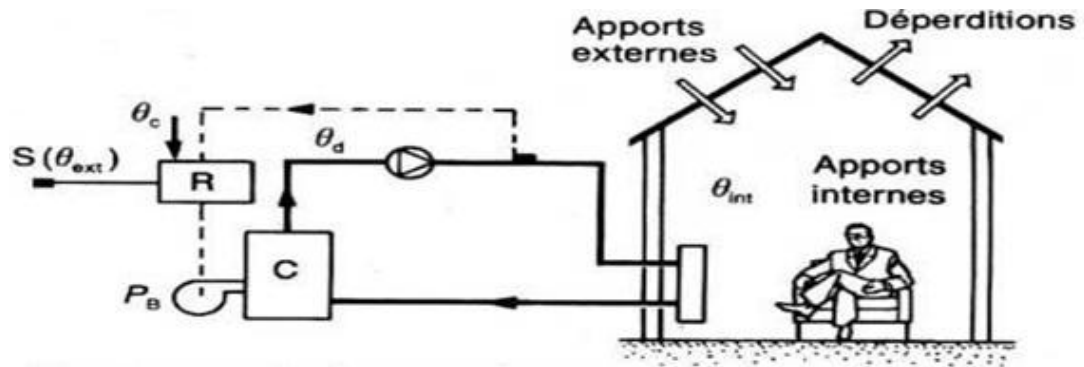


Figure V.2 : Principe de régulation [1]

Grandeur perturbatrice : température extérieure  $\theta_{ext}$

Grandeur de sortie : température intérieure  $\theta_{int}$

Grandeur de consigne : température  $\theta_c$

Grandeur réglée : température de départ  $\theta_d$

Grandeur réglant : puissance de brûleur  $P_b$

$$\theta_d = \theta_c = f(\theta_{ext}) \quad (\text{V.1})$$

Une régulation en boucle ouverte, le signal de sortie ne réagit pas sur le signal d'entrée. C'est une régulation rapide, imprécise dans les systèmes subissant de fortes perturbations, mais stable. ce mode de régulation nécessite d'une part de pouvoir mesurer la grandeur perturbatrice, et d'autre part d'avoir défini au préalable une relation entre la perturbation et la grandeur de réglage.

$$P = G_v(T_{con} - T_c) \quad (\text{V.2})$$

Avec : P : puissances fournies (W)

$G_v$  : coefficient de déperditions thermiques du bâtiment ( $W/^\circ C$ )

$T_{cons}$  : température de consigne ( $^\circ C$ )

$T_e$  : température extérieure ( $^\circ C$ )

## I.2 Régulation en boucle fermée

Le seul moyen d'être sûr que la grandeur réglée rejoigne ou soit égale à la valeur de consigne est de la mesurer en permanence et de s'en servir pour le réglage. C'est pourquoi, **dans une régulation en boucle fermée, la mesure directrice est la grandeur réglée** (Figure V.4).

La prise en compte des facteurs perturbateurs (apports internes et externes ou déperditions) peut être réalisée à l'aide d'une réaction qui agit constamment sur la commande  $u(t)$  en fonction de l'écart  $e(t)$  qui existe entre le point de consigne et la valeur mesurée.

La régulation en boucle fermée applique donc au système un signal de commande de la forme:

$$\mu(t) = f[e(t).t] \tag{V.3}$$

Avec :  $e(t) = y_c - y(t)$ .

Dans l'exemple de la Figure IV.4  $y_c = \theta_c$  et  $y(t) = \theta_{int}(t)$ .

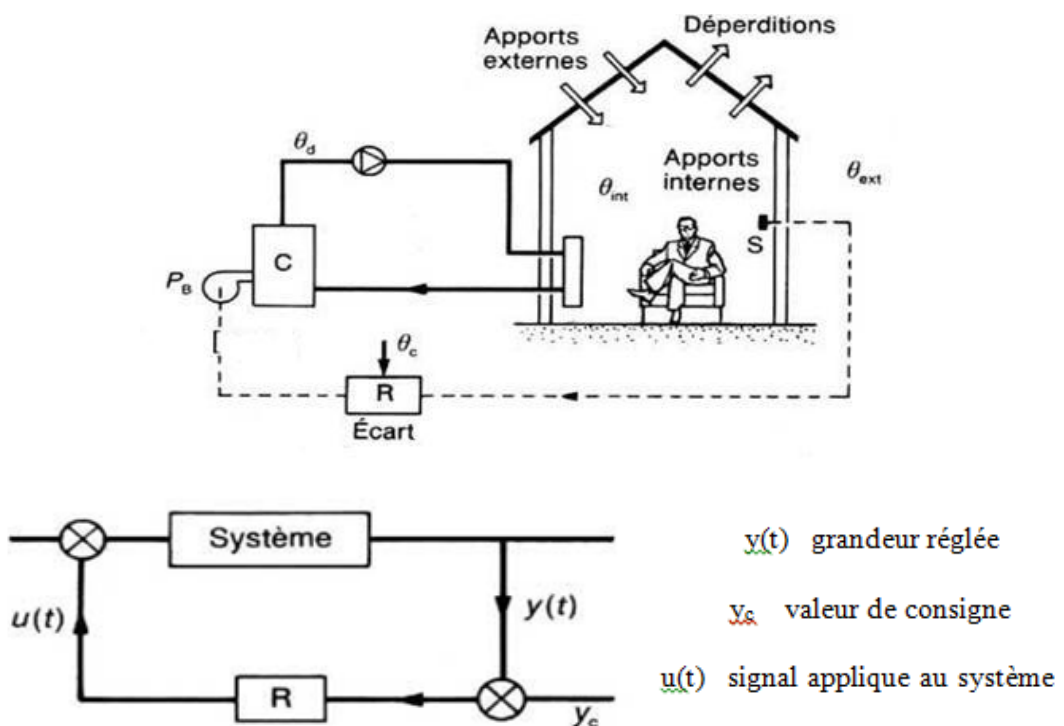


Figure.3 (A-B) : Régulation en boucle fermée [1]

**Ce concept, le plus important en automatique, sera utilisé tout au long des paragraphes suivants.**

Une représentation symbolique peut être faite pour tout système de régulation ; celle de la boucle fermée est donnée sur la Figure V.4.

### I.3 Différents modes de régulation

#### I.3.1 Régulation par tout ou rien

L'organe de commande ne peut occuper que deux positions : position ouverte ou position fermée. Le passage de l'une à l'autre est réalisé lors du franchissement du point de consigne.



Pour éviter des phénomènes d'oscillations (appelés pompages), on introduit une plage neutre appelée aussi **différentiel** : le changement de position n'intervient qu'après un dépassement (en plus ou en moins) du point de consigne supérieur au demi-différentiel (Figure V.5)

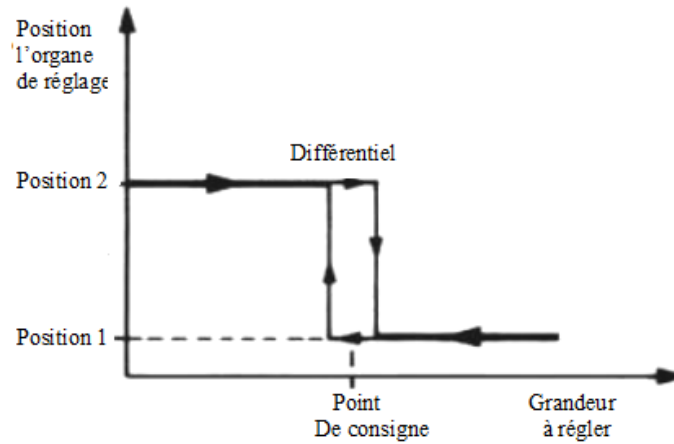


Figure V.4 : Régulation Tout ou Rien [1]

### I.3.2 Commande d'un processus

Un bâtiment ne réagit pas instantanément à une sollicitation qui peut être une variation des conditions climatiques extérieures ou un arrêt du système de chauffage. Les systèmes que l'ingénieur climaticien doit réguler présentent donc des **retards** (temps de réponse, délais).

Trois exemples de retard pouvant exister sur les installations, individuellement ou combinés entre eux, sont donnés ci-après.

→ **Retard introduit par l'inertie du bâtiment :**

Considérons, à titre d'exemple, un module de bâtiment (Figure V.6.a) constitué d'une paroi échangeant et stockant de la chaleur. L'équation simplifiée du bilan thermique est donnée par la relation :

$$E(t) = GV[\theta_{int}(t) - \theta_{ext}(t)]dt + M_{cp}d\theta \quad (V.4)$$

Avec :

$E$  énergie dissipée dans le système,

$GV$  paramètre caractéristique des déperditions,

$M_{cp}$  paramètre caractérisant l'accumulation de chaleur dans la paroi.

Si l'on applique un échelon de puissance à l'intérieur du local, l'expression de la température intérieure s'écrit (les autres paramètres restant constants) :

$$\theta_{int}(t) = \theta_{int0} + \frac{E}{GV} [1 - \exp(\frac{GV}{M_{cp}} t)] \quad (\text{V.5})$$

Avec :  $\theta_{int0}$  température intérieure avant application de l'échelon de puissance.

Dans le cas d'une variation de température extérieure (de  $\theta_{ext0}$  à  $\theta_{ext1}$ ) sous forme d'un échelon, la température intérieure est donnée par la relation :

$$\theta_{int}(t) = \theta_{ext1} + (\theta_{ext0} - \theta_{ext1}) \exp(\frac{GV}{M_{cp}} t) \quad (\text{V.6})$$

Dans les deux cas, la constante de temps  $GV/M_{cp}$  est une caractéristique du bâtiment.

Des modélisations plus complètes permettent de connaître les flux thermiques en fonction des différentes excitations (température, flux solaire) et d'accéder ainsi à tous les calculs habituels en thermique des bâtiments.

La Figure V.6.b montre l'évolution de la température intérieure d'un local à occupation intermittente pour une hypothèse de sollicitations extérieures constantes.

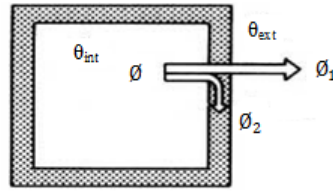
La température à l'intérieur du local est maintenue constante entre 8 et 18 h. À partir de 18 h, l'arrêt des émetteurs de chaleur conduit à un abaissement de la température intérieure que l'on peut distinguer selon deux phases :

- la première phase correspond à la décharge thermique des masses légères (air, mobilier, etc.), elle se traduit par une variation brusque de la température intérieure ;
- dans la seconde phase, les masses lourdes se déchargent, ce qui se traduit par une décroissance plus lente de la température intérieure ; le phénomène inverse s'observe à partir de 23 h, heure de la remise en service de l'installation (scénario 1) ; une seconde relance de puissance s'effectue à partir de 7 h pour obtenir la température souhaitée à l'arrivée des occupants (8 h).

Un second scénario peut être imaginé en réduisant au maximum la température intérieure et en opérant une seule relance de puissance importante à partir de 5 h 30 [14].

Le choix entre les deux scénarios dépend du coût des énergies qui peut être variable au cours de la journée.

A- Paroi échangeant la chaleur



$\phi$  : flux thermique

$$\phi = GV(\theta_{int} - \theta_{ext}) \tag{V.7}$$

B- Evolution de la température intérieure selon scénarios de chauffage

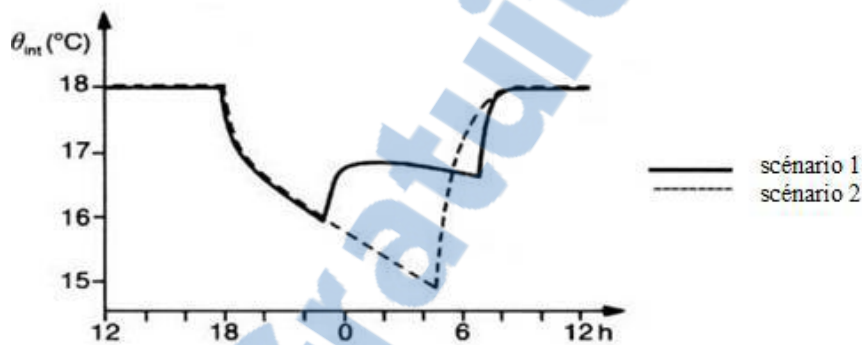


Figure V.5 : Retard provoqué par l'inertie du bâtiment

**Retard dû à la distance sonde-actionneur :**

La vitesse de circulation d'un liquide à l'intérieur d'une canalisation varie entre 0,5 et 2 m/s. L'effet de l'actionneur n'est donc pas détecté instantanément par le capteur, mais au bout d'un temps que l'on peut estimer à environ 1 seconde par mètre linéaire de canalisation (Figure 7 a).

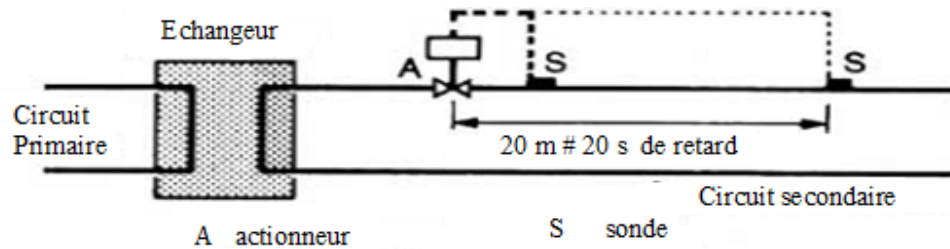
Ce retard, qui rend la régulation flottante, car le régulateur ne mesure pas instantanément son effet, peut être utilisé pour amortir la commande de systèmes à échelon de puissance. Les pompes à chaleur sont parfois commandées à partir de la température de retour du réseau.

**Retard introduit par l'inertie de la sonde de température :**

Une sonde de température se comporte comme un système du premier ordre possédant une résistance et une capacité. Lorsque la sonde est soumise à une variation brusque de température (Figure 7 b), la réponse du détecteur évolue selon une loi exponentielle.

Une sonde placée dans un liquide réagit plus vite que la même sonde placée dans un gaz, en effet, le coefficient de convection d'un gaz est environ 1 000 fois plus faible que celui d'un liquide.

A-Eloignement de la sonde de température par rapport à l'actionneur



B- inertie de la sonde de température

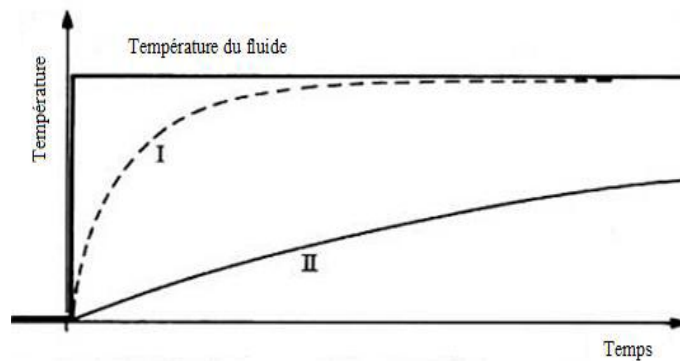


Figure V.6 : Retard dû à la sonde de température [1]

I : température mesurée par le détecteur d'une sonde placée dans écoulement liquide

II : température mesurée par le détecteur d'une sonde placée dans écoulement gazeux

## II. Application à la régulation d'un bâtiment :

Le bâtiment est découpé en zones. Chaque zone a son circuit, avec une température d'eau préparée en fonction de ses propres besoins (sonde extérieure, programmation horaire,...). Reste que chaque local peut avoir des besoins différents de celui de sa zone ! ...

De plus, la seule régulation en fonction de la température extérieure ne tient pas compte d'une série d'éléments perturbateurs :

Renouvellement d'air variable du bâtiment en fonction du vent,

Apports internes (occupants, bureautiques, ...) variables en fonction des locaux,

Apports externes (soleil, ombre d'un bâtiment voisin, ...) variables, l'impact d'une augmentation des pertes par ventilation sur la température intérieure est immédiat, celui d'une diminution de température extérieure, lent, du fait de l'inertie du bâtiment, déséquilibre thermique entre les corps de chauffe, ...

Il est donc nécessaire de recourir à une régulation de l'ambiance locale par local, en complément d'une régulation centrale en fonction des conditions extérieures :

Pour assurer le confort dans tous les locaux,

Sans surchauffe (et donc surconsommation) dans les locaux favorisés.

On propose de faire l'étude simplifiée d'un système (globale) de régulation automatique pour les installations de simulation de la thermique des bâtiments. Le système en question est composé du point de vue technologique, d'une installation solaire de climatisation /chauffage de l'enceinte climatique mais on 6 étages (étage=enceinte).

Pour assurer le contrôle de la température des enceintes l'utilisation des contrôleurs et des détecteur de température est recommandée.

L'objectif du système est de pouvoir contrôler la température de l'enceinte malgré les perturbations subies par le système et par l'extérieur. le schéma de principe de ce système de climatisation /chauffage pour explique en générale est donné ci-après dans la figure V.8

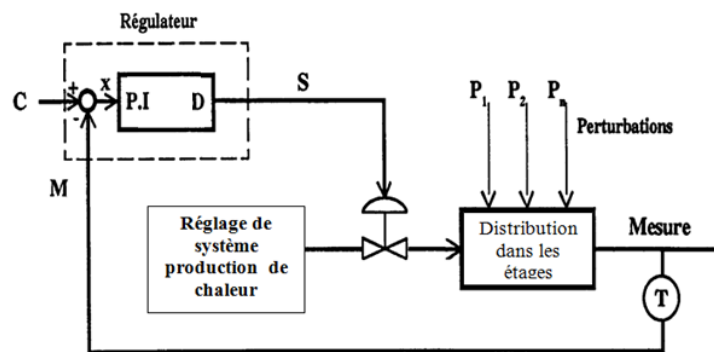


Figure V.7 : principe de régulation bâtiment [1]

## II.1 Application à la régulation dans notre bâtiment étudié :

Pour assurer une bon régulation a notre système on la découplé a deux grandes parties pour la régulation de notre bâtiment

La 1 premier c'est savoir régulée la température de sorite de la chaine de production au on a le système d'point qui commence démarre leur travail sauf quand il existe des grandes perturbations au niveau des enceinte à chauffer ou les problèmes de climat (pas de soleil,.....) Et la 2 ème parties c'est au niveau des étages au aussi on utilise deux types de régulation manuel (régulation local) avec des vannes a l'entrée de l'étage avons les radiateurs qui nous permet de bien sécurise notre système de chauffage bâtiment au en peut éliminer un étage complètement quand on aura des problèmes de maintenance ou d'autre parts... sans arrêter tout le système de chauffage a bâtiment.

Et le 2 ème type c'est de girée les vanne de distribution a les étages avec des régulateurs dépendent des 3 sondes de température l'une place a l'entrée et l'autre a la sortie une 3 ème pour faire la différence avec l'extérieur (sonde de T ambiante).



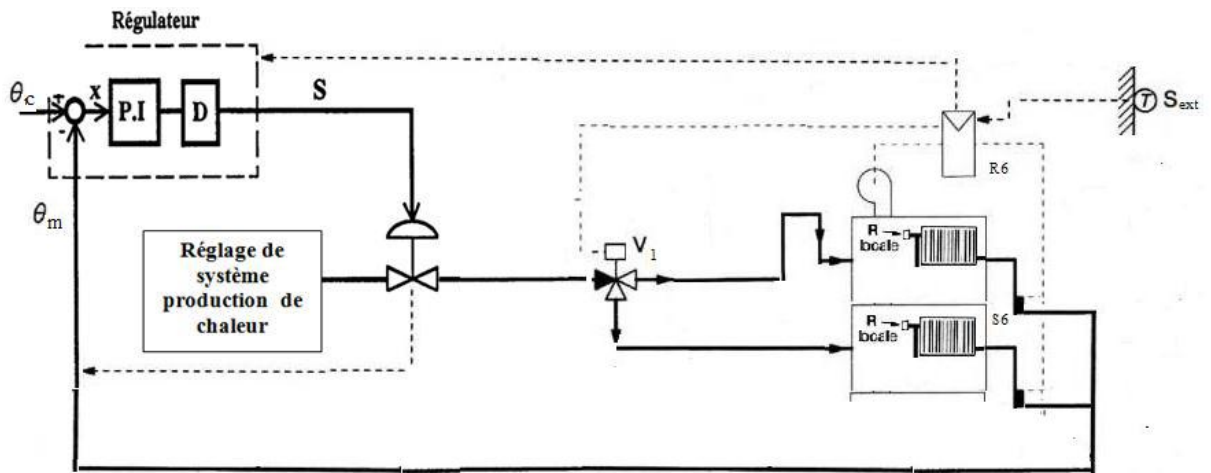


Figure V.8 : représentation de système de la régulation dans notre bâtiment étudié

### III. Courbe de chauffe

Une installation de chauffage performante est pilotée par une régulation utilisant une courbe de chauffe ou «loi d'eau». Cette régulation utilise un rapport entre la température de l'eau de l'installation et les conditions atmosphériques.

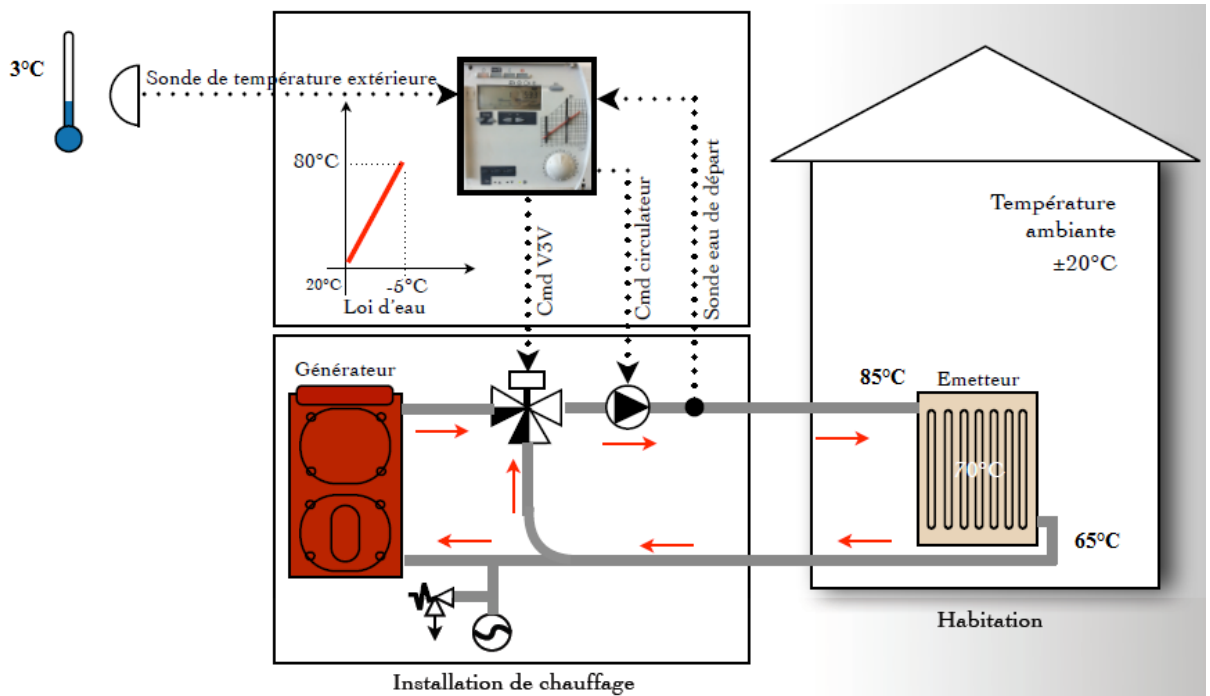


Figure V.9 : régulation en boucle fermé avec courbe de chauffe [17]

### III.1 Principe d'une courbe de chauffe

Une régulation sur courbe de chauffe va donc simplement établir la correspondance entre les besoins de chaleur du bâtiment (basés sur les déperditions donc de la température extérieure) et la température de l'eau qui alimente les émetteurs. En effet, pour une température intérieure et une isolation données, un bâtiment perdra toujours le même nombre de calories pour une certaine température extérieure, qu'il faudra compenser pour maintenir la température intérieure, et ce de manière quasi linéaire (droite), éventuellement compensées par les apports gratuits (ex. ensoleillement du bâtiment) mesurés par une sonde d'ambiance.

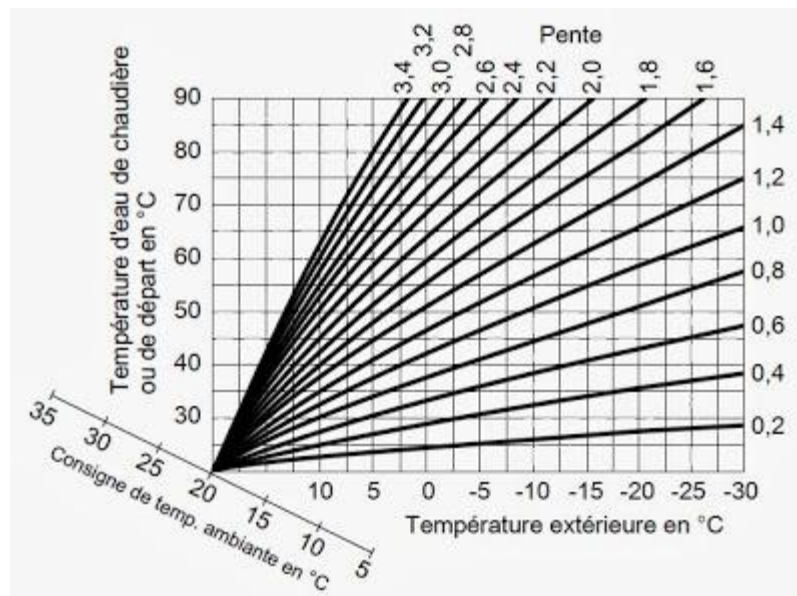


Figure V.10. : Courbe de chauffe [17]

Une courbe de chauffe peut donc très simplement se définir avec une droite comprenant une pente (réglable) et un point pivot de base (réglable à l'aide d'un déplacement parallèle). La pente de la courbe est un nombre décimal (généralement variant de 0 à 4) qui signifie que pour une variation de 1°C de la température extérieure, la température de l'eau varie de 1°C x La pente (ex. 1°C x 1.6 = 1.6°C). Le point pivot (généralement prédéfini sur les régulations), point fixe autour duquel tourne la courbe de chauffe lorsque l'on fait varier la pente, peut être changé en modifiant la parallèle de la courbe (translation verticale).

### III.2 Calcul de la pente de courbe de chauffe

On doit déterminer la courbe (la pente) pour l'introduire dans le régulateur.

Les formules de calculs sont alors les suivantes :

$$\text{Pente} = (T^{\circ} \text{ eau de départ} - T^{\circ} \text{ ambiante}) / (T^{\circ} \text{ ambiante} - (T^{\circ} \text{ extérieure de base})) \quad (\text{V.8})$$

Régime de température de la chaudière : 85 / 65°C

Température extérieure de base (Tlemcen) : 3°C

Température ambiante : 20°C

$$\text{Pente} = (85 - 20) / (20 - (3))$$

$$\text{Pente} = 3.8$$

Une pente de 3.8 signifie que pour 1 °C de diminution de la température extérieure, la température de départ d'eau augmentera de 3.8°C.

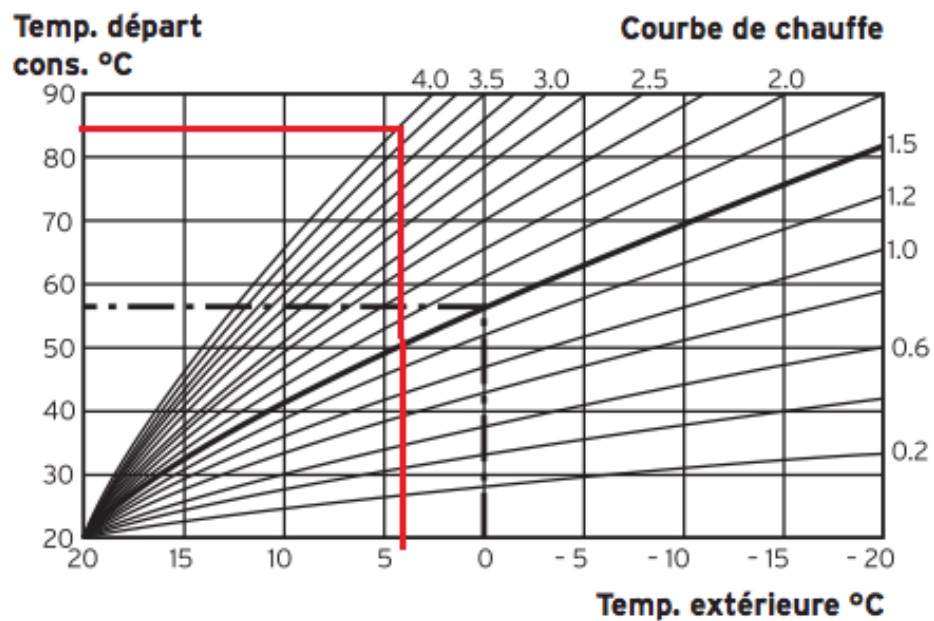


Figure V.11 : Pente de la courbe de chauffe



## **IV. Conclusion**

Notre système de chauffage étudié dans chapitre précédent nécessite une régulation de température c'est-à-dire pouvoir maintenir une température confortable malgré les changements climatique et ce sous une pression constante. (Une soupape de sécurité du circuit est installée et réglée à une pression sécurisante).

La prise en compte dans facteurs perturbateurs (apports internes et externes ou déperditions) est nécessaire et peut être réalisée à l'aide d'une réaction qui agit constamment sur les commandes en fonction de l'état existant entre le point de consigne et le valeur mesurée .cette régulation en boucle fermée choisie dans notre système applique donc a celui-ci un signal de commande sous la courbe de chauffage déterminée précédemment.

Cette régulation sur courbe de chauffe va donc établir la correspondance entre les besoins de chaleur du bâtiment (base sur les déperditions donc de la température extérieure) et la température de l'eau qui alimente les émetteurs. En effet, pour une température intérieure et une isolation données, le bâtiment perdra toujours le même nombre de calorie pour une certaine température extérieure qu'il faudra compenser pour maintenir la température intérieure, éventuellement compensée par les apports gratuits (ensoleillement du bâtiment) donc notre installation de chauffage est performante et est pilotée par une régulation utilisant cette courbe de chauffe.

## **Conclusion général**

Le but de cette mémoire consiste à l'étude d'une installation de chauffage et l'eau chaude sanitaire dans un bâtiment d'une surface donnée.

Sachant que la notion de confort thermique est complexe, nous avons opté pour une régulation de la température de l'installation ainsi que les orientations de construction y compris le choix des matériaux de construction.

Nous avons traité un ensemble de travaux dans le domaine du froid solaire ainsi que la conversion thermo solaire, ceci en présentant les différents systèmes de climatisation.

Le capteur solaire utilisé dans l'installation a été étudié d'une façon détaillée. Une présentation théorique du chauffage solaire nous a permis de bien comprendre ce processus ainsi que tous les éléments avec le rôle de chacun d'eux dans cette opération

L'étude des charges des enceintes (étages) avec les différents facteurs nous a servi à la détermination du dimensionnement et choix des éléments de l'installation.

Enfin nous souhaitons voir à l'avenir notre pays avec sa situation géographique très importante et son gisement solaire des plus élevés dans le monde, s'investir totalement aux développements des énergies renouvelables et essentiellement l'énergie solaire pour améliorer le confort thermique de population avec coût réduit.

## **Références bibliographiques**

- [1] Hadj Imad Bensidhoum Abdelkader mémoire de fin d'études de master « contribution a l'amélioration des performances des installations a réfrigération solaire a absorption » Tlemcen 2013.
- [2] Benmehdi Rachid mémoire de master « conception et régulation des systèmes fermés de distribution et de circulation de chauffage/climatisation » Tlemcen 2013.
- [3] <http://www.fsr.ac.ma/cours/physique/> consulté le 02/2017.
- [4] <http://www.energy.gov.dz/francais/index.php?Page=potentiels> consulté le 02/2017.
- [5] Redéfinir la notion de confort thermique – février 2007 guide pratique pour la construction et la rénovation durables de petits bâtiments Recommandation pratique css13.
- [6] Mr. Hamza Squalli mémoire de projet de fin d'études pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état efficacité énergétique de l'enveloppe du bâtiment 2011/2012
- [7] feuille microsoft excel : <https://www.energieplus-lesite.be/index.php?Id=16485>
- [8] <https://www.energieplus-lesite.be/index.php?Id=15347> consulté le 04/2017
- [9] Mr Reddah Takieddine « étude et dimensionnement d'un système solaire combiné Application: logement individuel type F3 » Batna 2015 pour l'obtention du diplôme Magistère en génie mécanique
- [10] Hydraulique 4 « revue périodique d'informations techniques et industrielles des thermiciens » Jérôme Carlier, Roland Meskel juillet 2008.
- [11] Le guide de l'installateur thermiques et sanitaires dossier chauffage dimensionné une installation de chauffage [www.le-guide-its.fr](http://www.le-guide-its.fr) 05/2017

- [12] <https://product-selection.grundfos.com/product-detail.front-page> consulté le 05/2017
- [13] <https://www.plombiers-reunis.com/guides/diametres-a-respecter-pour-une-installation-individuelle.html?Diametres-de-raccordement-des-appareils-sanitaires.html>  
consulté le 05/2017
- [14] guide des circuits hydraulique composant et règles de conception - le général environnement septembre 2015
- [15] manuel d'utilisation et d'installation bouilleurs combinés "pipe in tank" traduction des instructions en langue originale MCZ GROUP S.P.A 30/01/2015
- [16] <http://www.chauffage-budget.fr/chaudiere-gaz.html> consulté le 05/2017
- [17] le réglage des courbes de chauffe réalisé par l'institut wallon