

I. Choix des constructeurs

Dans ce chapitre, nous allons sélectionner le collecteur, le tube récepteur ainsi que le fluide caloporteur qui va être utilisé dans le champ solaire.

I.1. Choix du collecteur

Le collecteur est constitué d'une série de miroirs cylindro-paraboliques réfléchissant le rayonnement solaire directement sur un tube récepteur situé dans le point focal de la parabole.

Historiquement, cinq collecteurs ont été utilisés dans les centrales solaires thermodynamique à savoir : LS-2, LS-3, Siemens SunField, Solargenix et Eurotrough.

La société Luz qui fabrique les collecteurs LS-2 et LS-3 a cessé de fonctionner ; nous avons contacté la société Siemens pour avoir des informations sur le collecteur Siemens SunField ; ils ont répondu qu'ils ont changé leur stratégie d'affaires et qu'ils ne fabriquent plus de technologie solaire thermodynamique depuis 2013 (voir le message dans l'annexe). Donc il nous reste à comparer les collecteurs Solargenix et Eurotrough.

Les avantages du collecteur Solargenix est qu'il nécessite très peu d'éléments de fixations, n'a pas besoin de soudure ou de fabrication spécialisé et se monte facilement

Le collecteur Eurotrough utilise un châssis de support qui se compose essentiellement d'un cadre rectangulaire avec bras de support. Il parvient à combiner une plus grande résistance à la torsion avec une plus petite quantité d'acier utilisé dans sa fabrication. Il nécessite moins de pièces et donc il sera moins coûteux et plus efficace.

Les deux figures suivantes montrent respectivement une vue arrière du collecteur Solargenix et une illustration de l'aspect du collecteur Eurotrough :



Figure 24 : Aspect du collecteur Eurotrough



Le tableau suivant présente les caractéristiques techniques des deux capteurs :

	<i>Solargenix</i>	<i>Eurotrough</i>
<i>Structure</i>	Structure particulière en aluminium extrudé	Type de structure châssis de support (caisson de torsion)
<i>Ouverture (m)</i>	5	5.77
<i>Distance focale (m)</i>	1.8	2.1
<i>Longueur d'un module(m)</i>	8	12
<i>Nombre de modules par assemblage</i>	12	12
<i>La longueur des miroirs par collecteur (m)</i>	100	150

La surface des miroirs par collecteur (m²)	470.3	817.5
Diamètre du récepteur (m)	0.07	0.07
Concentration géométrique	71	82
Mécanisme d'actionnement	Hydraulique	Hydraulique
Poids (Kg/m²)	22	28
Rendement optique (%)	77	80
Rendement thermique	0.96	0.96
Facteur d'encrassement	0.98	0.98
Projets réalisés les plus importants	Nevada Solar One	Andasol 1 et 2

Tableau 18 : Comparaison entre les collecteurs Eurotrough et Solargenix

Notre choix portera sur le collecteur Eurotrough de la société Flagsol et plus précisément le modèle de la dernière génération SKAL-ET 150. Les points forts de ce collecteur sont:

- Un rendement optique de 80 % contrairement à 77% pour Solargenix.
- Il a une rigidité élevée qui lui permet de fonctionner dans des conditions de vent défavorables.
- Sa concentration géométrique est plus grande que celle du collecteur Solargenix.
- Il présente un prix compétitif commercialement de l'ordre de 2300 DH /m².
- Fabriqué en Europe contrairement à Solargenix qui est fabriqué aux Etats unis.

1.2. Choix du récepteur :

Le tube récepteur constitue l'élément où l'énergie solaire par rayonnement se transforme en énergie thermique. Donc le rendement global du collecteur dépend largement de cet élément. Les tubes récepteurs utilisés dans les installations solaires sont constitués de deux tubes concentriques, celui de l'intérieur est en métal dans lequel circule le fluide caloporteur ; celui de l'extérieur est en verre.

Actuellement, le seul constructeur qui fournit les tubes récepteur est Schott. Avant 2013, il y avait aussi la société Siemens qui fabrique les tubes SIEMENS UVAC.

Le tableau suivant résume les différentes caractéristiques du tube récepteur SCHOTT PTR 70 choisi pour notre installation

Le tube récepteur	SCHOT PTR 70
--------------------------	--------------

Longueur	4060 mm
Diamètre intérieur du tube métallique	66 mm
Diamètre extérieur du tube métallique	70 mm
Type du métal	Acier inoxydable
Diamètre intérieur du tube de verre	115 mm
Diamètre extérieur du tube de verre	120 mm
Type de verre	Verre de borosilicate
Transmissivité	$\geq 96 \%$
Traitement antireflet	sur les deux côtés du tube de verre
Absorptivité	$\geq 95 \%$
Emissivité	$\leq 10 \%$ à 400 °C
Superficie utile	95 %
Chambre à vide	durée de vie ≥ 25 années

Tableau 19 : Les différentes caractéristiques du tube récepteur SCHOTT PTR 70

I.3. Choix du fluide caloporteur

Les fluides caloporteurs utilisés dans les centrales solaires thermodynamiques sont résumés avec leurs caractéristiques dans le tableau suivant :

Le fluide caloporteur	La température maximale (°C)	La capacité calorifique (J/kg K)	La conductivité thermique (W/m K)	Le coût
L'huile synthétique	400	2300	0.11	Elevé
L'huile de silicone	400	2100	0.1	Elevé

Le sel de nitrure	+450	1500	0.5	Modéré
Le sel de nitrate	565	1600	0.5	Faible
Le sel de carbonate	850	1800	2.0	Elevé
Le sodium (liquide)	850	1300	71.0	Modéré

Tableau 20 : les caractéristiques des fluides caloporteurs

Pour les sels fondus, Ils se congèlent dès que leur température atteint une valeur inférieure à 142 °C, ce qui nécessite la disponibilité de la résistance électrique à l'intérieure des tubes récepteurs et engendre des complexités techniques. Il nous reste à choisir entre l'huile de silicone et l'huile synthétique, notre choix portera sur le deuxième puisqu'il a une capacité calorifique plus grande ; plus précisément, le Therminol VP-1 habituellement utilisé dans les centrales solaire à concentrateurs cylindro-paraboliques.

II. Dimensionnement du champ solaire

Avant de se lancer dans le dimensionnement, il est souhaitable de rappeler les principaux paramètres au point de conception, à savoir :

- Le DNI (w/m^2) au point de conception : 682 w/m^2
- Puissance thermique voulue : 15 MWth
- La température d'entrée et de sortie du fluide caloporteur : 200 °C /160 °C
- Température ambiante au point de conception : 21,5 °C
- Le collecteur choisi : Eurotrough

- Le fluide caloporteur choisi : Huile synthétique
- Angle d'incidence : $10,13^\circ$

Le dimensionnement de l'installation entière passe par le dimensionnement du champ solaire, le dimensionnement des pompes, le dimensionnement de l'échangeur de chaleur, le stockage, ainsi que les conduites. Pour ce faire, nous proposons la démarche suivante

Dans cette partie, nous allons déterminer le nombre de collecteurs en série dans une boucle, le nombre de boucles en parallèles, la distance entre les boucles, ainsi que la configuration convenable pour notre cas de figure.

II.1.Paramètres de base d'un seul collecteur

a) Vitesse de l'écoulement

La vitesse de l'écoulement du fluide caloporteur dans une boucle dans le point de conception est choisie de manière à avoir un nombre de Reynolds le plus grand possible pour que le facteur de frottement (fluide caloporteur-tube absorbeur) soit le plus faible possible.

D'après les données constructeurs des récepteurs, et afin d'assurer une longue longévité de tube et un bon transfert de chaleur à l'intérieur, le facteur de frottement « f » ne doit pas dépasser $4,25 \cdot 10^{-3}$.

Or, dans le régime turbulent, le facteur de frottement s'exprime en fonction de nombre de Reynolds par l'équation suivante :

$$f = 0,046 * Re^{-0,2}$$

Et comme $f \leq 4,25 \cdot 10^{-3}$, donc la valeur minimale du nombre de Reynolds dans le récepteur s'exprime de la façon suivante :

$$Re \geq 1,48 \cdot 10^5$$

Nous choisissons un nombre de Reynolds de valeur $1,5 \cdot 10^5$.

Sachons que le nombre de Reynolds est proportionnel au débit qui circule dans le tube récepteur (et donc à la vitesse par laquelle le fluide caloporteur s'écoule à l'intérieur du tube absorbeur), et que le débit en hiver est d'environ 23 % que celui d'été, à cause du faible ensoleillement. Donc pour ramener le nombre de Reynolds au point de conception, il faut le déviser par 0.23. Nous retrouvons la nouvelle valeur du nombre Reynolds (corrigée) :

$$Re = \frac{1,5 \cdot 10^5}{0,23} = 6,53 \cdot 10^5$$

La vitesse de l'écoulement est comme suite :

$$V = \frac{Re \cdot \mu}{d \cdot \rho}$$

Où

μ = viscosité dynamique du fluide, en (kg/ms)

V = vitesse du fluide en (m/s)

d = le diamètre intérieur des tubes de l'absorbeur, exprimé en (m)

ρ = densité du fluide, exprimée en (kg/m³)

La détermination des paramètres physico-chimiques du fluide caloporteur dépendent essentiellement de sa température. Raison pour laquelle nous allons considérer une température moyenne, qui est dans ce cas :

$$T = \frac{200+160}{2} = 180^{\circ}\text{C}$$

Donc, d'après l'équation de la variation de la masse volumique du fluide caloporteur en fonction de la température :

$$\rho(\text{Kg/m}^3) = 1132 - 1,065 \cdot T(^{\circ}\text{C})$$

Nous avons :

$$\mu = 182,6 \cdot 10^{-6} \text{ Kg/ms et } \rho = 940,3 \text{ Kg/m}^3$$

Etant donné que le diamètre interne du tube de l'absorbeur d'un collecteur est de 65 mm. Donc la vitesse de l'écoulement est :

$$V = 1,95 \text{ m/s}$$

b) Débit massique

Le débit massique dans le récepteur est donné par l'équation suivante :

$$M = \rho \cdot V \cdot St$$

Où

M = débit massique, en (kg/s)

St = section transversale des tubes absorbeurs, exprimée en (m²)

Etant donné que le tube absorbeur présente une section transversale de $33,18 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$, le débit massique pour une vitesse de 1,95 m/s est:

$$M = 6 \text{ Kg/s}$$

c) Perte thermique :

Pour quantifier les pertes thermiques globales dans un récepteur, il faut d'abord déterminer le coefficient de perte thermique, donné par l'équation:

$$U_{l/abs} = a + b \cdot (T_{abs} - T_{amb}) + c \cdot (T_{abs} - T_{amb})^2$$

Où:

$U_{l/abs}$: coefficient global de perte de chaleur, exprimée en $W/m^2 \cdot ^\circ C$

La valeur des coefficients "a", "b" et "c" de l'équation pour une température de travail du fluide caloporteur au-dessus de $300^\circ C$ sont: 2,8954, -0,0164 et 0,000065 respectivement (données constructeur).

AN :

$$U_{l/abs} = 1,93 \text{ W/m}^2$$

Etant donné que la surface totale du tube récepteur ayant une longueur de 148,5 m, est de $32,65 \text{ m}^2$, la perte thermique dans le collecteur dont la température moyenne est de $180^\circ C$ est :

$$Q_{loss} = U_{l/abs} \cdot A_{abs} \cdot (T_{abs} - T_{amb})$$

Où:

Q_{loss} : perte de chaleur dans le collecteur exprimée en W

AN :

$$Q_{loss} = 9\,987,8 \text{ W}$$

d) Quantité d'énergie reçue

Selon le fabricant, la surface d'ouverture totale d'un collecteur Eurotrough est $817,5 \text{ m}^2$. Et l'équation de l'énergie solaire incidente sur le collecteur est la suivante:

$$Q_{sol} = A_c \cdot I \cdot \cos(\varphi)$$

Où:

Q_{sol} : énergie solaire incidente sur le collecteur exprimée en W

A_c : surface d'ouverture du collecteur, exprimée en m^2

I : Rayonnement Normal Direct, exprimé en W/m^2

φ : angle d'incidence, exprimé en $^\circ$

L'énergie solaire disponible sur le collecteur Eurotrough sera donc :

$$Q_{sol} = 548\,844\,W$$

e) L'énergie fournie

L'énergie fournie par le collecteur est donc :

$$Q_{fournie} = Q_{sol} \cdot K(\varphi) \cdot \eta_{th} \cdot \eta_{op} \cdot F_e$$

Où :

$Q_{fournie}$: Energie fournie par un collecteur, exprimée en W

F_e : Facteur d'encrassement

η_{th} : Rendement thermique du collecteur

η_{op} : Rendement optique du collecteur

$K(\varphi)$: Angle d'incidence modificateur, exprimé en °

Ainsi :

$$Q_{fournie} = 413\,305\,W$$

f) L'énergie utile

L'énergie reçue par le fluide caloporteur sera bien évidemment l'énergie fournie par le collecteur moins l'énergie perdue (pertes thermiques globales), d'où :

$$Q_{utile} = Q_{fournie} - Q_{loss}$$

AN :

$$Q_{utile} = 403\,317\,W$$

g) Augmentation de la température

L'énergie thermique utile reçue par le fluide caloporteur va servir à augmenter sa température selon l'équation suivante :

$$Q_{utile} = M \cdot C_p \cdot \Delta T = M \cdot C_p \cdot (T_{out} - T_{in})$$

Or, la capacité calorifique du fluide caloporteur en fonction de la température est donnée par :

$$Cp(Kj/Kg.K) = 1,479 + 0,0028 \cdot T(^{\circ}C)$$

D'où, à 180 °C, la capacité calorifique du fluide caloporteur est de : 1,983 Kj/Kg.K

Ainsi l'augmentation de la température dans un collecteur sera :

$$\Delta T = \frac{Q_{utile}}{M.C_p}$$

AN :

$$\Delta T = 33,897^{\circ}C$$

II.2. Nombre de collecteurs dans une boucle et correction des paramètres

On cherche à augmenter la température du fluide caloporteur de 160 °C à 200 °C, ce qui revient à dire une élévation de température de 40°C. Et comme un seul collecteur permet d'augmenter la température de 33,897°C, le nombre de collecteurs en série sera :

$$\frac{40^{\circ}C}{33,897} = 1,18 \text{ collecteurs}$$

Il serait souhaitable de placer un seul collecteur par rangée, Cependant, d'un point de vue de la construction, une configuration en « U » de type "alimentation centrale" nécessite un nombre de collecteurs pair. Optons donc pour 2 collecteurs en série par rangée.

a) Correction du débit massique

Comme le nombre de collecteurs en série est augmenté de 1,18 à 2, le débit de la ligne du fluide caloporteur doit être aussi augmenté de la même proportion, de sorte que le nouveau débit d'huile qui doit s'écouler à travers chaque rangée de 2 collecteurs est:

$$6 \cdot \frac{2}{1,18} = 10,17 \text{ Kg/s}$$

b) Correction de la vitesse d'écoulement :

Avec le nouveau débit, la vitesse de l'écoulement va être portée à :

$$1,95 \cdot \frac{2}{1,18} = 3,3 \text{ m/s}$$

Avec cette vitesse nous obtenons un nombre de Reynolds ($11 \cdot 10^5$) plus grand que prévu au départ, ce qui est souhaitable pour un bon transfert d'énergie à l'intérieur du tube absorbeur.

II.3. Multiple solaire & nombre de rangés en parallèles

La puissance thermique nominale fournie par chaque ligne dans le point de conception sera:

$$2 \cdot Q_{utile} = 0,8066 \text{ MWth}$$

A ce stade du calcul, il est essentiel d'expliquer le concept de Multiples solaires, pour pouvoir déterminer le nombre de lignes en parallèles.

a) Le multiple solaire SM

Pour profiter le maximum possible du champ solaire, et dans le but de réduire la quantité du fuel et de gasoil consommés par la chaudière, surtout dans les heures de pointes qui sont généralement entre 18h et 22h. Un système de stockage s'avère une solution incontournable.

Le système de stockage thermique dans une installation avec des miroirs cylindro-paraboliques présente l'avantage d'équilibrer le fonctionnement, et ce par compensation des conditions transitoires comme un faible ensoleillement (présence de nuages), et une vitesse de vent supérieurs à la consigne de fonctionnement, ce qui oblige les collecteurs à maintenir la position de sécurité.

De plus, l'intégration d'un système de stockage thermique permet à l'installation de produire de l'eau surchauffée à la demande, et plus précisément les heures de pointes, là où les turbines démarrent. Cela est vraiment intéressant, car la tarification de l'électricité dans la pointe est un peu plus supérieure par rapport aux heures creuses ou pleines, Ce qui permet à l'ONEE d'avoir un revenu supplémentaire.

Le multiple solaire est le facteur par lequel le champ solaire est amplifié par rapport à une installation sans stockage thermique. Il existe une relation directe entre le SM et la durée de stockage. Le tableau suivant donne une idée sur le SM à partir des heures de stockage thermique :

Heures de stockage	0	2,5	5	7,5	10
Multiple solaire	1	1,25	1,5	1,75	2

Tableau 21 : Multiple solaire en fonction de la durée de stockage

Les heures de pointe s'étalent sur une durée de 5 heures en moyenne, Octobre-Mars 17h-22h ; et Avril-Septembre : 18h-23h. Ce qui revient à dire un SM de 1,5.

b) Nombre de rangés (boucles) en parallèles

L'installation telle qu'il est mentionné dans les paramètres de début, est conçue pour une puissance thermique de 15 MWth.

Avec le stockage, la nouvelle puissance thermique sera :

$$1,5 * 15 = 22,5 \text{ MWth}$$

Donc le nombre de lignes (rangés) en parallèle est :

$$\frac{22,5}{2.Q_{\text{utile}}} = 28 \text{ lignes}$$

Nous aurons besoin de 28 boucles de collecteurs, pour satisfaire une demande de 22,5 MWth

II.4.Surface du l'installation solaire

Nous nous rappelons que le nombre de collecteurs en série est de 2, et le nombre de rangés en parallèles est de 28, ce qui revient à dire que nous avons un nombre total de collecteur égale à 56.

a) Surface nette des miroirs

Étant donné que la surface d'ouverture du collecteur est $817,5\text{m}^2$, et que le nombre total des collecteurs est de 56. Donc la surface des miroirs seulement sera :

$$56 \times 817,5 = 45\,780\text{ m}^2$$

b) Surface du terrain

La surface totale du terrain du champ solaire, dépend essentiellement de la surface d'ouverture du collecteur. La distance entre les rangées de capteurs est d'environ trois fois la largeur de l'ouverture. Cela signifie que le terrain est au moins trois fois la surface d'ouverture. Et en tenant compte des tuyaux et routes de transport, la superficie totale du champ solaire est d'environ 3,5 fois la surface de l'ouverture.

Nous déduisons donc la surface approximative du terrain dont on aura besoin, qui est de l'ordre de :

$$3,5 \times 45\,780 = 160\,230\text{ m}^2$$

II.5. Etude de l'implantation

a) Etude des contraintes

Nous nous rappelons que le collecteur que nous avons choisi est de longueur 150m, la direction que nous avons choisie pour notre installation solaire est Nord-Sud, et la configuration est en U. Ce qui revient à dire que le terrain dans lequel nous allons faire l'implantation de l'installation solaire doit avoir au minimum une longueur de 150 m dans la direction Nord-Sud.

En tenant compte de ce critère, et de l'effet d'ombrage sur les collecteurs dû à la présence des réservoirs de l'eau brute, nous déduisons que le premier terrain n'est pas valable pour l'implantation des collecteurs.

D'autre part, une partie du deuxième terrain est prévue pour la construction des bâtiments de services, ce qui va jouer sur la longueur disponible du terrain, et par la suite sur la

configuration de l'installation solaire. Raison pour laquelle nous ne pouvons pas compter sur le deuxième terrain pour l'installation des collecteurs.

De plus, le terrain requis pour l'implantation de l'installation solaire est $160\,230\text{ m}^2$, cette valeur est beaucoup supérieure à la surface qui reste disponible dans la centrale ($95\,200^2$).

b) Conclusion

En se basant sur ces critères, nous concluons que c'est difficile de faire l'implantation d'une installation de 15 MWth avec 5 heures de stockage pour le remplacement des chaudières. Toutefois, nous pouvons profiter du troisième terrain, mais cette fois-ci pour assurer une partie de la production de l'eau surchauffée, et précisément celle consommée par les trois turbines dans les réchauffeurs de fioul avant sa combustion, parce que la température du fioul à l'amont de la chambre de combustion est un facteur décisif dans le prix du KWh produit par la centrale, car un arrêt partiel de la chaudière au moment du fonctionnement des turbines va causer une chute de la température du fioul, et par conséquent ces turbines qui sont prévues pour fonctionner en fioul passent en gasoil.

II.6 Redimensionnement de l'installation solaire

Dans cette partie, nous allons refaire le dimensionnement de l'installation solaire pour satisfaire cette fois-ci que la demande de l'eau surchauffée au niveau des réchauffeurs de fioul. Pour ce faire, nous allons dans un premier temps déterminer la puissance thermique demandée par un seul réchauffeur, et par la suite nous allons suivre la même démarche de dimensionnement citée auparavant.

a) Etude du réchauffeur :

Le système est un échangeur de chaleur de type tubulaire destiné à réchauffer du fioul. Il fonctionne suivant le principe d'échange de chaleur entre deux fluides à des températures différentes. Le fluide chaud est de l'eau chaude, et le fluide froid est le fioul.

Pour atteindre un équilibre naturel, l'eau chaude rentre à 160°C et il va se refroidir à 130°C en cédant de la chaleur au fioul qui rentre à 50°C et sort à 130°C . Pour réaliser cet échange de chaleur, et comme il n'est pas possible de mélanger l'eau surchauffée et le fioul, les deux fluides sont donc en contact thermique par l'intermédiaire d'une paroi métallique. Dans notre cas, l'eau chaude est placée dans des tubes métalliques qui sont immergés dans le fioul, et l'ensemble est renfermé dans une calandre métallique. Il n'y a pas de contact avec l'extérieur ou l'atmosphère.

D'après les données du constructeur, nous avons pu extraire ce qui suit

<i>Fluide</i>	<i>Eau</i>	<i>Fioul</i>
Température d'entrée (°C)	130	50
Température de sortie (°C)	160	130
Température de calcul	190	145
Débit (Kg/h)	39184	34000
Pression de calcul (bar)	14	13

Tableau 22 : caractéristiques techniques du réchauffeur Fioul/Eau

b) Puissance thermique :

La puissance thermique cédée par l'eau surchauffée au fioul au niveau du réchauffeur s'exprime par l'équation suivante :

$$Q_{th,eau} = \left| M \cdot (h_{entrée} - h_{sortie}) \right|$$

Où :

$Q_{th,eau}$: La puissance thermique cédée par l'eau, exprimée en W thermique

M : c'est le débit massique de l'eau surchauffée, exprimé en Kg/s

$h_{entrée}$: Enthalpie de l'eau surchauffée à l'entrée du réchauffeur, exprimée en Kj/Kg

h_{sortie} : Enthalpie de l'eau surchauffée à la sortie du réchauffeur, exprimée en Kj/Kg

Sachons que le débit massique de l'eau surchauffée est de 39184 Kg/h, ce qui est équivalent à 10,88 Kg/s. Et l'enthalpie de l'eau à 160°C est de 675,47 Kj/Kg, l'enthalpie à 130°C est de 546,31 Kj/Kg.

D'où la puissance consommée au niveau d'un seul réchauffeur est :

$$Q_{th,eau} = 1,4 \text{ MWth}$$

A noter que chaque turbine est équipée d'un réchauffeur de fioul. Et la centrale est équipée de trois turbines. Ainsi, la puissance thermique dont on aura besoin pour chauffer le fioul de 50°C à 130°C est :

$$Q_{th} = 3. Q_{th,eau}$$

AN :

$$Q_{th} = 4,2 \text{ MWth}$$

c) Champ solaire

Comme nous l'avons déjà mentionné dans le dimensionnement de 15 MWth, le champ solaire est dimensionner de façon à couvrir les heures de pointe, et nous avons pris un multiple solaire de 1,5.

Avec le même principe de raisonnement, la nouvelle puissance thermique sera :

$$Q_{th,solaire} = 1,5. Q_{th}$$

AN :

$$Q_{th,solaire} = 6,3 \text{ MWth}$$

Ainsi le nombre de lignes en parallèle est :

$$\frac{6,3}{2.Q_{utile}} = 7,8 \text{ lignes}$$

Nous aurons besoin de 8 boucles de collecteurs, pour satisfaire une demande de 6,3 MWth

La surface nette des miroirs est :

$$16 \times 817,5 = 13\,080 \text{ m}^2$$

Et la surface du terrain sera :

$$45\,780 \text{ m}^2$$

d) Récapitulation

Nous récapitulons ici les principaux résultats obtenus :

	Marque	Energie reçue(W)	Energie Fournie(W)
Collecteur	Eurotrough	548 844W	413 305

Tableau 23 : Principaux résultats du collecteur

	Marque	Re	V (m/s)	M (Kg/s)	Q_{loss}(W)	Q_{utile}(W)	ΔT (°C)
Récepteur	SCHOTT	11.10 ⁵	3,3	10,17	9 987,8	403 317	33,897

Tableau 24 : principaux résultat du récepteur

Objectif	Remplacement de la chaudière	Alimentation des réchauffeurs
Puissance thermique du champ solaire sans stockage	15 MWth	4,2 MWth
Multiple solaire	1,5	1,5
Heures de stockage	5 heures	5 heures
Puissance thermique avec stockage	22,5 MWth	6,3 MWth
Nombre de collecteur en série	2	2
Nombre de lignes en parallèles	28	8
Surface du terrain disponible	95 200 m ²	95 200 m ²
Surface du terrain requise pour le champ solaire	160 230 m ²	45 780 m ²
Conclusion	N'est pas réalisable	Réalisable

Tableau 25 : principaux résultats obtenus pour les champs solaires

II.7. Etude de l'ombrage et la distance à respecter entre deux collecteurs

Le matin, au lever du soleil, quand les premiers rayons du soleil tombent sur le champ solaire, la première ligne peut recevoir les rayons lumineux sans aucun obstacle, mais les lignes suivantes sont ombrées par la première. Lors de la course du soleil le matin, un ombrage partiel se produit au niveau des collecteurs jusqu'à l'atteinte d'un angle de zénith particulier. L'ombrage réduit la largeur effective du collecteur et ainsi sa surface d'ouverture effective sur laquelle agit le rayonnement solaire direct. Par conséquent, l'énergie solaire absorbée est réduite également. Après l'atteinte d'un certain angle de zénith, il n'y a plus d'ombrage mutuel entre les collecteurs. Le même phénomène se produit, bien sûr, dans la soirée lors du coucher de soleil. La figure suivante illustre ce phénomène :

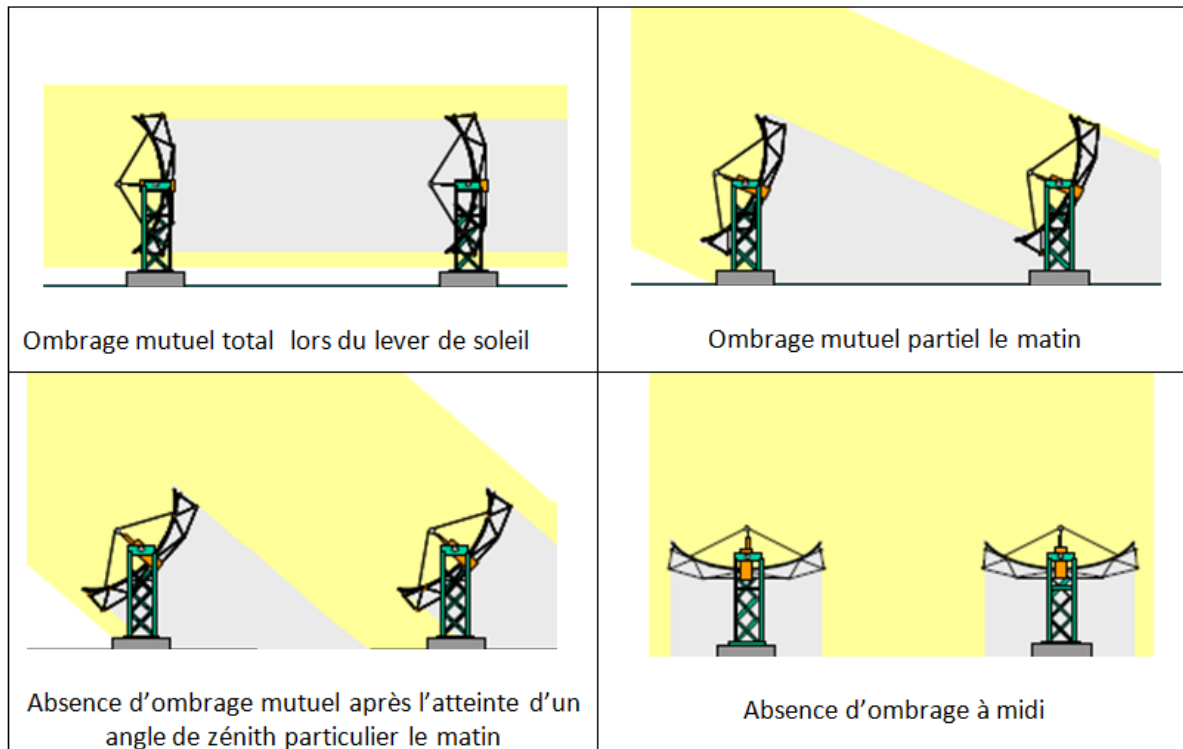


Figure 24 : Illustration du phénomène d'ombrage mutuel dans un champ de collecteurs multi lignes.

La largeur effective a_{eff} non ombrée du collecteur est donnée par :

$$a_{eff} = a \times x$$

Où $x \in [0;1]$, Une valeur de 0 pour x signifie qu'il y a un ombrage complet tandis qu'une valeur de 1 pour x signifie qu'il n'y a pas d'ombrage entre les collecteurs.

La projection d'un faisceau lumineux entrant sur le plan perpendiculaire à l'axe nord-sud du collecteur produit un rayonnement, qui est donnée par la direction de l'angle de profil α_p

comme l'indique la figure suivante :

Pour profiter le maximum possible du rayonnement solaire, nous allons choisir la distance entre deux collecteurs de manière à ne jamais avoir d'ombrage mutuel à partir de 9h du matin en temps standard du Maroc tout le long de l'année. Pour cela, Il faut dimensionner cette longueur dans le jour où la hauteur du soleil est minimale à 9h. La feuille de calcul Excel montre que ce jour est le 4 Janvier et que la distance minimale à respecter entre 2 collecteurs est 20 m.

Données d'entrée pour le calcul de l'ombrage		Donnée de sortie pour le calcul de l'ombrage	
Tableau 26 : Feuille Excel	La latitude L en ($^{\circ}$)	33,68	L'angle journalier Γ en ($^{\circ}$)
	La longitude λ en ($^{\circ}$)	-7,437	La déclinaison δ en ($^{\circ}$)
	Le nombre du jour dans l'année n	4	Le temps solaire local TSL (en heures)
	L'heure en temps standard (TU)	9	L'équation du temps ET
	Distance entre deux collecteurs en(m)	20	Le temps solaire vrai TSV (en heures)
			L'angle horaire ω en($^{\circ}$)
			La hauteur du soleil en ($^{\circ}$)
			L'angle zénith θ_z en ($^{\circ}$)
			L'angle d'incidence θ en ($^{\circ}$)
			Largeur de la partie non ombrée

Cette distance empêche d'avoir l'ombrage mutuel de 9h à 16h au solstice d'hiver, et de 7h à 18h au solstice d'été.

II.8. Productible du champ solaire

Dans cette partie nous allons déterminer l'énergie thermique annuelle demandée par les réchauffeurs de la centrale, et puis nous allons évaluer le productible de l'installation solaire sur toute une année. Ce sont deux paramètres qui vont nous permettre d'estimer en moyenne les heures de stockage par jour, et repérer les mois où il y a un excès de production.

II.8.1. Energie thermique annuelle consommée par les réchauffeurs

Le bilan massique établi dans la partie « dimensionnement du champ solaire » pour répondre aux besoins des réchauffeurs de la centrale nous a permis de déterminer la puissance totale des trois réchauffeurs qui est de l'ordre de 4,2 MW.

Afin de déterminer l'énergie thermique journalière demandée par les réchauffeurs, il faut déterminer les heures de fonctionnement journalières de ces derniers. Or, les réchauffeurs sont en marche quand la centrale est en marche, nous allons donc se baser sur les heures de fonctionnement de la centrale qui sont données par le tableau suivant sur une période de quatre ans.

<i>Mois</i>	<i>Années</i>				<i>Moyenne par mois</i>	<i>Moyenne par jour</i>
	<i>2010</i>	<i>2011</i>	<i>2012</i>	<i>2013</i>		
<i>janvier</i>	114,72	261,69666 7	342,21111 1	237,8	239,107	7,970231481
<i>février</i>	1,66	352,46666 7	180,78333 3	84,527777 8	154,859	5,161981481
<i>mars</i>	28,38	237,51333 3	171,31111 1	56,344444 4	123,387	4,112907407
<i>avril</i>	161,99333 3	217,01111 399,91	173,06111 1	1	237,994	7,93312963
<i>mai</i>	127,53	275,92222 158,65	89,433333 2	3	162,884	5,429462963
<i>juin</i>	333,65	459,63666 7	434,05555 6	124,96666 7	338,077	11,26924074
<i>juillet</i>	405,4	430,17777 552,67	178,52777 8	8	391,694	13,05646296
<i>août</i>	465,01	503,91111 1	500,81666 7	167,35	409,272	13,64239815
<i>septembre</i>	328,68	209,96666 427,04	97,516666 7	7	265,801	8,860027778
<i>octobre</i>	399,11	457,03333 3	139,85555 6	110,98888 9	276,747	9,224898148
<i>novembre</i>	303,23	276,60555 6	61,283333 3	50,311111 1	172,858	5,761916667

	98,993333	360,20555	76,316666	172,33888		
décembre	3	6	7	9	176,964	5,898787037

Tableau 27 : Les heures de fonctionnement de la centrale

En se basant sur les heures de fonctionnement moyennes par jour, nous pouvons déduire l'énergie thermique moyenne journalière demandée par les réchauffeurs :

Mois	Besoins journaliers des réchauffeurs (MWh thermiques)
janvier	33,47497222
février	21,68032222
mars	17,27421111
avril	33,31914444
mai	22,80374444
juin	47,33081111
juillet	54,83714444
août	57,29807222
septembre	37,21211667
octobre	38,74457222
novembre	24,20005
décembre	24,77490556
Annuelle	12388,502

Tableau 28 : Besoins énergétiques journaliers des réchauffeurs

D'après le tableau ci-dessus, nous concluons que les besoins énergétiques annuelles des trois réchauffeurs de la centrale sont de l'ordre de 12 388,502 MWh_{th} en moyenne sur quatre ans.

II.8.2. Productible du champ solaire

L'étude climatologique nous permet de déterminer d'une manière approximative (en se basant sur des données satellitaires) les heures d'ensoleillement par jour, et le rayonnement direct normal par mois (KWh/m²/mois).

A partir de ces données, nous avons pu déterminer en moyenne le rayonnement direct normal par jour (W/m²). Et sachons la puissance utile du champ solaire qui varie suivant le DNI (W/m²) en faisant le raisonnement inverse du dimensionnement avec un nombre collecteurs installés fixe (2 en série, et 8 boucles), nous pouvons donc déterminer le productible en moyenne par jour de l'installation solaire :

<i>Mois</i>	<i>Durée d'ensoleillemen t (heures/jour)</i>	<i>DNI/mois (KWh/m2)</i>	<i>DNI (W/m²/jour)</i>	<i>Puissance champ suivant le DNI (MW)</i>	<i>Productible du champ(MWh)</i>
<i>janvier</i>	8,33	138	552,220888 4	3,348354893	27,89179626
<i>février</i>	9,13	136	496,531580 9	3,547081404	32,38485322
<i>mars</i>	10,14	182	598,290598 3	4,956123266	50,25508991
<i>avril</i>	11,34	199	584,950029 4	5,248002467	59,51234797
<i>mai</i>	12,33	217	586,645039 2	5,470579898	67,45225014
<i>juin</i>	13,1	220	559,796437 7	5,281147175	69,18302799
<i>juillet</i>	12,5	214	570,666666 7	5,36609287	67,07616088
<i>août</i>	11,58	206	592,976396 1	5,447378554	63,08064366
<i>septembre</i>	10,42	182	582,213691 6	5,037443982	52,4901663
<i>octobre</i>	9,33	166	593,068953 2	4,566056588	42,60130796
<i>novembre</i>	8,44	140	552,922590 8	3,569820194	30,12928243
<i>décembre</i>	8,21	130	527,811611 9	2,990776549	24,55427547
<i>Annuel</i>					17598,33607

Tableau 29 : productible par mois par jour, et annuel du champ solaire

Connaissant les besoins énergétiques journaliers des réchauffeurs, nous pouvons déduire l'excès de production journalier de l'installation solaire et par la suite les heures de stockage par jour et la moyenne sur toute l'année.

Mois	Excès de production (MWh)	Heures de stockage
janvier	-5,583175966	0
février	10,70453099	2,548697856
mars	32,9808788	7,852590191
avril	26,19320353	6,23647703
mai	44,64850569	10,63059659
juin	21,85221688	5,20290878
juillet	12,23901644	2,914051532
août	5,782571435	1,376802723
septembre	15,27804963	3,637630864
octobre	3,856735743	0,918270415
novembre	5,929232434	1,411722008
décembre	-0,220630089	0

Annuel	5209,834065
---------------	--------------------

Tableau 30 : Excès de production annuel, et par mois par jour de l'installation solaire

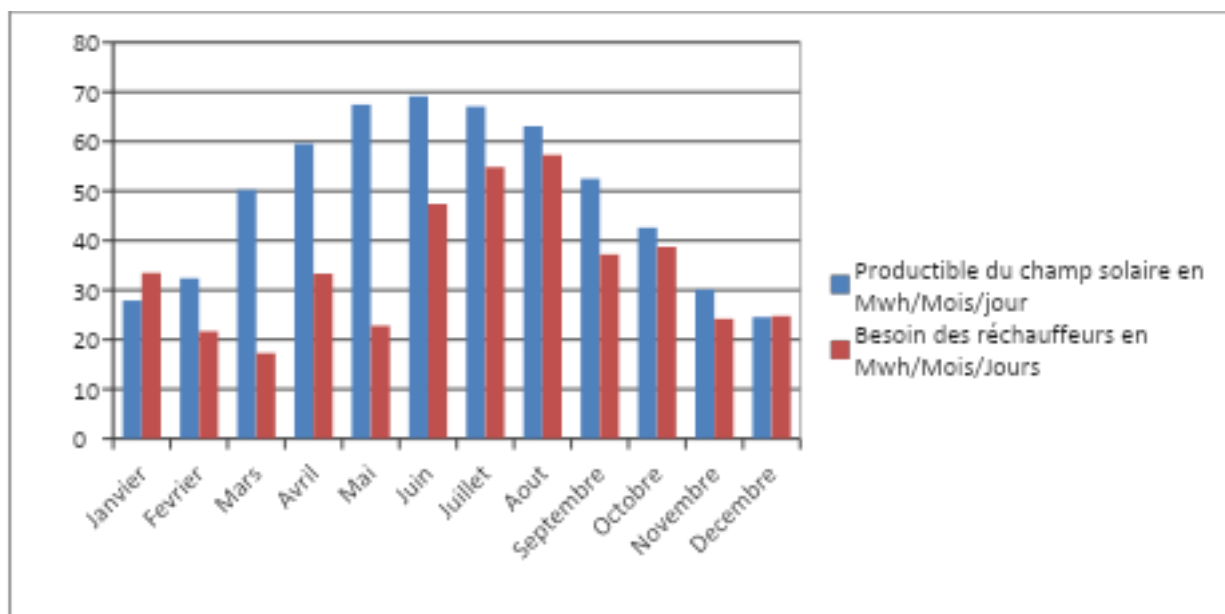


Figure 26 : Comparaison entre les besoins des réchauffeurs et le productible du champ solaire (MWh/mois/jour)

La figure suivante montre la variation des heures de stockage (heures/mois/jour) suivant les mois. Pour les mois Janvier et Décembre, l'installation solaire va assurer uniquement le fonctionnement des réchauffeurs avec 0 heures de stockage à cause du rayonnement direct

faible, tandis que durant les mois de Mars, Avril et Mai, il y aura un excès de production plus que les 5 heures de stockage.

La moyenne des heures de stockage sur toute l'année est de 3.5 heures.

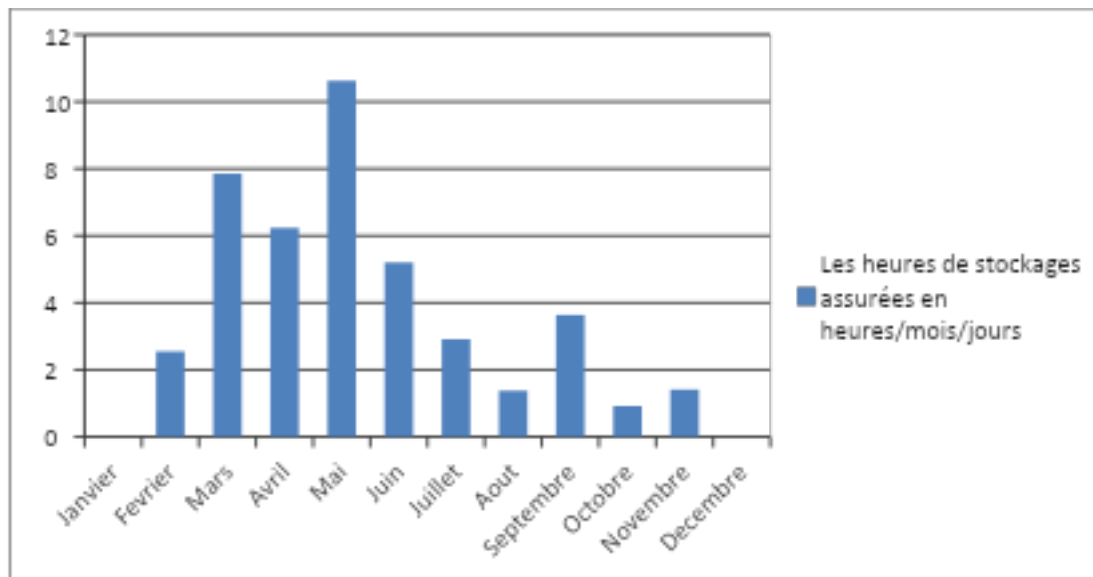


Figure 27 : heures de stockage (heures/mois/jour)

III. Etude, conception et dimensionnement du circuit hydraulique de l'installation

III.1. Conception du système hydraulique

Le schéma de circulation du fluide caloporteur est représenté dans la figure suivante :

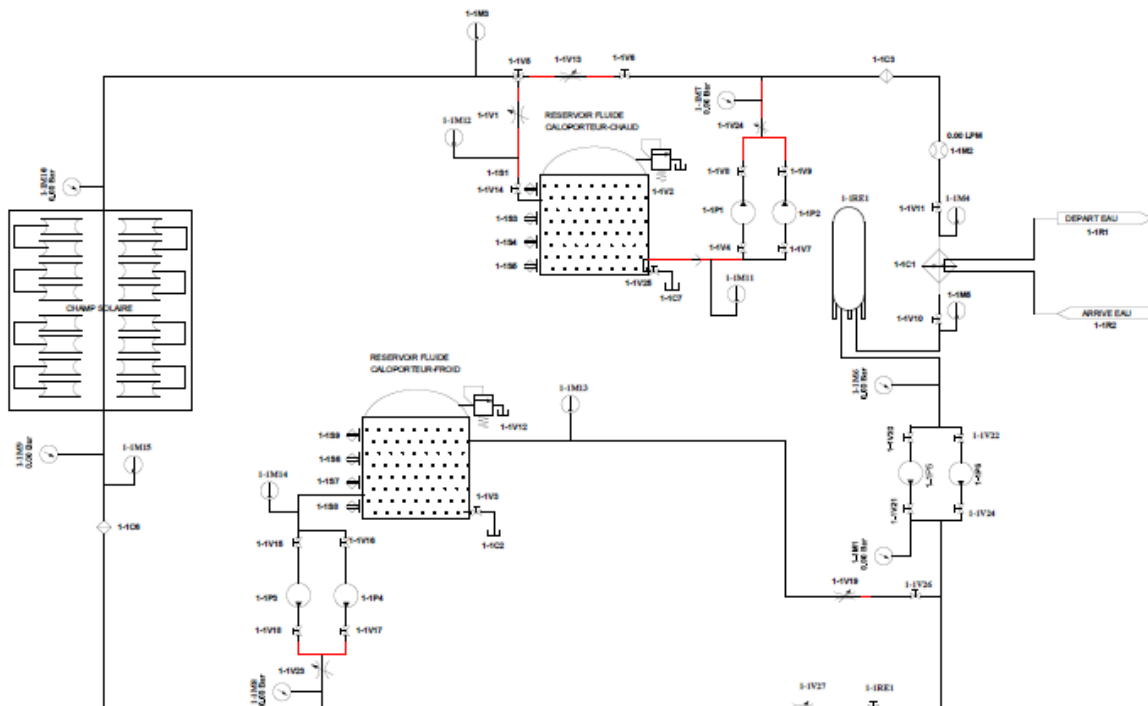


Figure 28 : Schéma synoptique du circuit hydraulique de l'installation solaire

En fonctionnement normale (présence du soleil) une partie du fluide caloporteur circule du réservoir froid vers le réservoir chaud passant par le champ solaire afin de stocker l'énergie et une autre partie va directement à l'échangeur de chaleur pour la production de l'eau surchauffée. En absence du soleil ou en cas d'urgence le fluide circule du réservoir chaud vers le réservoir froid. (Pour la totalité du schéma voir annexe plan Autocad de l'installation)

II.2. Dimensionnement des conduites

II.2.1 Choix du matériau

Le matériau des conduites doit supporter à la fois une grande pression et une température élevée du fluide caloporteur ou de l'eau surchauffée. Le matériau le plus convenable à ces conditions est l'acier en carbone sans soudure P265GH qui répond aux exigences de la norme ASME.

II.2.3. Calcul des diamètres des conduites

Connaissant le débit M qui doit circuler dans chaque conduite, on fixe dans un premier lieu la vitesse moyenne du fluide V_m à 3.3 m/s et on calcule le diamètre intérieur D par la relation :

$$D = 2 \times \sqrt{\frac{M}{\rho \times V_m \times \pi}}$$

Ensuite, on utilise le logiciel Pipedata Pro pour choisir les diamètres intérieur et extérieur normalisés D_{int} et D_{ext} suivant les standards qui existent sur le marché (voir annexe pour le

choix dans le logiciel). Puis on recalcule la vitesse d'écoulement du fluide V dans chaque conduite par la relation :

$$V = \frac{4 \times M}{\rho \times \pi \times D_{int}^2}$$

Finalement on évalue la pression que doit supporter chaque conduite P par :

$$P = \frac{Re}{s} \frac{(D_{ext}^2 - D_{int}^2)}{(D_{ext}^2 + D_{int}^2)}$$

Avec :

Re : Limite d'élasticité du matériau (Dépend de la température)

s : Coefficient de sécurité (s=4)

La feuille de calcul Excel donne les résultats suivants :

		$\rho(\text{kg/m}^3)$	M	D	D _{int}	D _{ext}	V	Re	
Conduites huile	T (°C)	)	(kg/s)	(mm)	(mm)	(mm)	(m/s)	(MPa)	P(Bar)
				180,6					
C1	160	961,6	81,36	8	203	219	2,6142	210	39,75
				184,8					
C2	200	919	81,36	2	203	219	2,7354	192	36,35
C3	200	919	52,95	149,1	154	168	3,0933	192	41,66
				145,7					
C4	160	961,6	52,95	6	154	168	2,9562	210	45,57
				145,7					
C7	160	961,6	52,95	6	154	168	2,9562	210	45,57
				106,7					
C8	160	961,6	28,41	7	128	141	2,296	210	50,63
				109,2					
C5	200	919	28,41	1	128	141	2,4024	192	46,29
C 6	200	919	52,95	149,1	154	168	3,0933	192	41,66
Conduites eau									
				116,1					
C9	130	934,48	32,6533	1	128	141	2,7155	220	53,04
				117,9					
C10	160	906,19	32,6533	1	128	141	2,8003	210	50,63
				68,07					
C11-12-13	160	906,19	10,8844	6	77,92	88,9	2,5188	210	68,81

				67,03					
C14-15-16	130	934,48	10,8844	7	77,92	88,9	2,4426	220	72,09
				94,80					
C 17	160	934,48	21,7689	5	102,26	114,3	2,8364	210	58,2
				94,80					
C 18	130	934,48	21,7689	5	102,26	114,3	2,8364	220	60,97

Tableau 31 : Résultats de la feuille de calcul Excel pour le dimensionnement des conduites

On choisi les vannes, les coudes et les formes T liés aux conduites de manière à respecter les diamètres nominaux de chaque conduite (Voir Annexe Choix des accessoires des conduites)

III.3. Dimensionnement des réservoirs de stockage

III.3.1. Calcul de la quantité de fluide caloporteur nécessaire pour le stockage

Le débit massique du fluide caloporteur circulant au niveau de l'échangeur de chaleur est de 52.95 Kg/s. Il en résulte que la quantité du fluide nécessaire pour un stockage de 5 heures est de :

$$m = 52.95 \times 5 \times 3600 = 953100 \text{ Kg}$$

Soit un volume de 1037.10 m³ à 200°C.

3-2 Détermination de la hauteur et du diamètre optimales des réservoirs

On considère que les réservoirs sont cylindriques. On ajoute à la hauteur des réservoirs 0.5 m correspondant à la hauteur minimale de fonctionnement des pompes et à leurs volumes 8% pour des mesures de sécurité.

Les pertes thermiques au niveau des réservoirs sont considérées minimales lorsque le rapport entre la surface exposée à l'air ambiant et le volume (S/V) en fonction du rapport entre la hauteur et le diamètre des réservoirs (H/D) sont minimales.

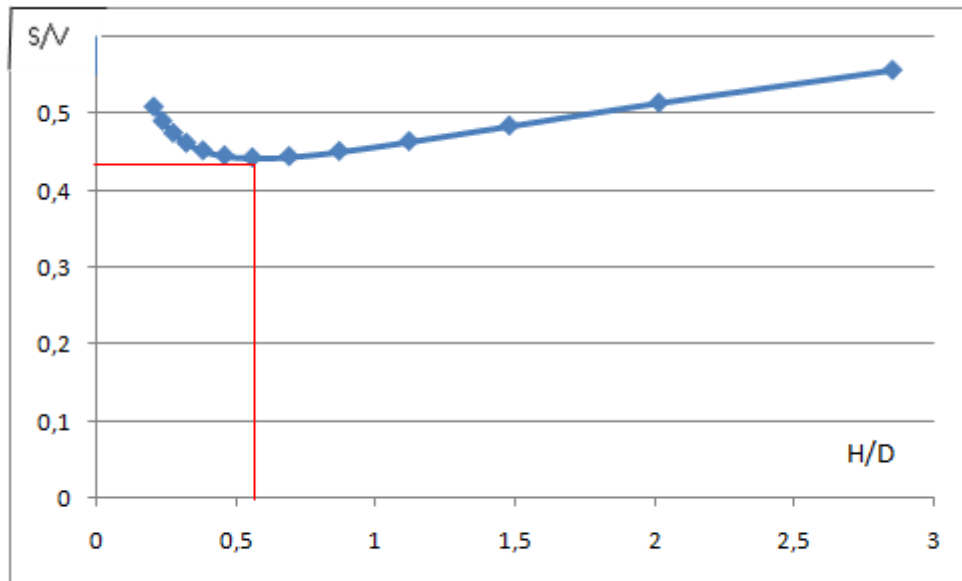


Figure 29 : variation de S/V en fonction de H/D

Le rapport S/V est minimal et vaut 0,44278438 lorsque H/D égale à 0,55543545, ce qui correspond à un diamètre de 14 m et une hauteur de 7.776 m.

Nous choisissons donc des réservoirs de diamètre intérieur de 14m et de hauteur de 8m.

3-3 Calcul de l'épaisseur des réservoirs

La pression au niveau bas des réservoirs est donnée par :

$$P = P_a + \rho \times g \times H$$

Avec :

P_a : La pression atmosphérique

ρ : La masse volumique du fluide caloporteur à 200°C

g : L'accélération de pesanteur

H : La hauteur du réservoir

AN

$$P = 1.73 \text{ MPa}$$

La valeur de la contrainte admissible σ doit être inférieure au trois quart de la limite d'élasticité R_e qui vaut 192 MPa à 200°C. Il en résulte que :

$$\sigma \leq 144 \text{ MPa}$$

D'autre part l'épaisseur de la paroi de l'acier se calcule par la formule :

$$e = \frac{P \times D}{2 \times \sigma}$$

Avec :

D : Le diamètre des réservoirs

AN :

$$e \geq 8.34 \text{ cm}$$

Nous prenons donc une épaisseur de 9 cm.

III.4. Dimensionnement de la vase d'expansion

Le vase d'expansion est un élément qui absorbe l'augmentation du volume du fluide caloporteur lorsqu'il est chauffé. Par conséquent, il constitue un bon moyen pour le contrôle des coups de bélier. Elle doit être dimensionnée de manière à être remplie à 75% lorsque le fluide caloporteur est à sa température moyenne de fonctionnement T_m soit :

$$[V_{\text{fluide}}]_{T_m^\circ\text{C}} = V_{\text{tubes}} + \frac{3}{4} \times V_{ve}$$

Avec :

V_{tube} : Le volume totale des tubes dans le circuit hydraulique ;

$[V_{\text{fluide}}]_{T_m^\circ\text{C}}$: Le volume du fluide caloporteur à sa température de fonctionnement moyenne ;

V_{ve} : Le volume de la vase d'expansion.

A température ambiante, le réservoir d'expansion doit être rempli à 25%, de manière à assurer une hauteur d'aspiration minimale pour la pompe, c'est à dire:

$$[V_{\text{fluide}}]_{21.5^\circ\text{C}} = V_{\text{tubes}} + \frac{3}{4} \times V_{ve}$$

Compte tenu de la conservation de la masse dans les deux cas, on peut calculer le volume de la vase d'expansion connaissant le volume total de la tuyauterie :

$$V_{ve} = \frac{V_{\text{tubes}} \times (\rho_{21.5^\circ\text{C}} - \rho_{180^\circ\text{C}})}{\frac{3}{4} \rho_{T_m^\circ\text{C}} - \frac{1}{4} \rho_{21.5^\circ\text{C}}}$$

Avec $\rho_{T_m^\circ\text{C}}$ et $\rho_{21.5^\circ\text{C}}$ sont respectivement les masses volumiques du fluide caloporteur à sa température de fonctionnement moyenne et à 21.5°C .

Le schéma Autocad établi de l'installation nous permet de calculer les longueurs réelles des tubes résumés dans le tableau suivant :

Conduites	Longueurs (m)	Volume tube (m3)
C1	252,5	8,172281911
C2	270,44	8,752918495
C3	48,673	0,906607773
C4	100,83	1,878110282

C7	7,02	0,13075805
C8	8	0,102943708
C5	8,3	0,106804097
C 6	8,554	0,159331105
Tubes récepteurs	2400	7,963937377
Total	3104,317	28,1736928
C9	206,96	2,663153728
C10	212,62	2,735986401
C11-12-13	155,88	0,743324019
C 14-15-16	151,47	0,722294644
C 17	54,5	0,447608124
C 18	54,5	0,447608124
Total	835,93	7,75997504

Tableau 32 : Longueurs et volumes des conduites

La température de fonctionnement moyenne de l'huile synthétique est de 180°C et celle de l'eau surchauffée est de 145 °C

AN :

$$V_{ve\ huile} = 11.78\ m^3$$

$$V_{ve\ eau} = 1.35\ m^3$$

III.5. Dimensionnement de l'échangeur de chaleur

Le but d'un échangeur de chaleur est de transférer de la chaleur entre un fluide de service (l'huile synthétique dans notre cas) et un fluide procédé qui constitue le produit intéressant de la fabrication (l'eau surchauffée).

Les échangeurs de chaleur sont classifiés selon le type d'écoulement (co-courant, contre courant), selon les types des fluides utilisés (fluides de caractéristiques thermiques voisines ou différentes) et selon la surface d'échange (paroi matérielle à plaques ou à tubes, contact direct pour les aéroréfrigérants et les tours de refroidissement).

Dans notre application, nous choisissons d'utiliser un échangeur tubulaire à contre courant et son dimensionnement va être effectué conformément aux standards de la norme TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association)

Les températures et les débits des deux fluides au niveau de l'échangeur sont récapitulés dans le tableau suivant :

	Température d'entrée (°C)	Température de sortie (°C)	Température moyenne (°C)	Débit (Kg/s)
Huile synthétique	Te=200	Ts=160	180	Mch=52.95
Eau surchauffée	te=130	ts=160	145	Mfr=32.65

Tableau 33 : Températures et débits au niveau de l'échangeur de chaleur

Cette configuration permet d'avoir un flux d'échange global (q) qui est de l'ordre de 4.2 MWth. Ce flux est donné par les relations :

$$q = Mch \times (Te - Ts) = Mfr \times (ts - te) = U \times A \times DTLM$$

Avec :

U : Le coefficient global d'échange ;

A : La surface d'échange globale ;

DTLM : La différence de température moyenne logarithmique; elle est donnée par la formule :

$$DTLM = \frac{\Delta Te - \Delta Ts}{\ln\left(\frac{\Delta Te}{\Delta Ts}\right)}$$

Avec : $\Delta Te = Te - Ts$ et $\Delta Ts = ts - te$

AN :

$$DTLM = 34.76^{\circ}C$$

Dans un premier lieu, nous estimons le coefficient global d'échange U à 900W/m²°C (voir annexe tableau estimé du coefficient global U). Nous obtenons ainsi la surface d'échange A soit :

$$A = 134.25 m^2$$

Les grandeurs des longueurs des échangeurs disponibles sur le marché sont :

Longueurs des échangeurs en (pi)	6	8	10	12	16	20
---	---	---	----	----	----	----

Tableau 34 : Longueurs des échangeurs de chaleur normalisées

Nous optons pour un échangeur de longueur (Lt) 20 pi (6.096 m), de diamètre extérieur des tubes (dt) 31.75 mm et d'épaisseur 1.65 mm (voir annexe, tableau caractéristiques des tubes d'échangeur).

Le nombre de tubes à installer se calcule par la relation :

$$N_{tubes} = \frac{A}{\pi \times dt \times Lt}$$

AN :

$$N_{tubes} = 220.8$$

Pour des tubes de 1 1/4 " de pas 1 1/9" de nombre de passes (Np) 2 nous prenons un nombre de tube nominale de 220 ce qui correspond à un diamètre de la calandre (Dc) de 78.8 cm et un aire installé de 133.77 m² (voir annexe tableau caractéristique des faisceaux des tubes).

Le coefficient global U₀ de l'échangeur choisi est :

$$\frac{1}{U_0} = \frac{r_{ext}}{r_{int}} \times \frac{1}{h_{int}} + \frac{1}{h_{ext}} + \frac{r_{ext} \times \ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{\lambda} + \frac{1}{h_{ext;enc}} + \frac{r_{ext}}{r_{int}} + \frac{1}{h_{int;enc}}$$

Avec :

λ : conductivité thermique de l'aluminium (=210 W/m)

r_{ext} : Le rayon extérieur des tubes ;

r_{int} : Le rayon intérieur des tubes ;

h_{int} : Le coefficient d'échange par convection eau-tubes ;

h_{ext} : Le coefficient d'échange par convection huile synthétique-tubes ;

1/h_{ext} ; enc : La résistance d'encrassement pour l'huile synthétique (=0.000176 m²K/W voir annexe tableau résistances d'encrassement) ;

1/h_{int} ; enc : La résistance d'encrassement pour l'eau surchauffée (=0,000352 m²K/W voir annexe tableau résistances d'encrassement) .

Pour calculer le coefficient h_{int} dans les tubes on procède de la manière suivante :

-Calcul du nombre de Prandtl Pr:

$$Pr = \frac{cp \times \mu}{K1}$$

avec :

cp : La capacité calorifique de l'eau à 145°C (=4265J/Kg k) ;

μ : La viscosité dynamique de l'eau à 145°C(=0.000189 Kg/m s)

K1 : La conductivité thermique de l'eau (=0.58 W/m K)

AN :

$$Pr = 1.386$$

-Calcul du nombre de Reynold Re :

$$Re = \frac{\rho \times V_{tube} \times dt}{\mu}$$

$\rho \times V_{tube}$ s'obtient par la relation :

$$\rho \times V_{tube} = \frac{Mfr}{\frac{Nt}{Np} \times \left(\frac{\pi \times dt^2}{4} \right)}$$

AN :

$$\rho \times V_{tube} = 347.89 \text{ Kg/m}^2\text{s}$$

$$Re = 62978.9$$

-Calcul du nombre de Nusselt :

$$Nu = 0.027 \times Re^{0.8} \times Pr^{1/3} \times \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

Généralement, on néglige $\left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$ devant les autres termes pour les premières itérations dans le choix de l'échangeur.

AN :

$$Nu = 208$$

- Obtention du coefficient d'échange dans les tubes h_{int} :

$$h_{int} = \frac{Nu \times K1}{dt}$$

AN :

$$h_{int} = 3799.66 \text{ W/m}^2\text{C}$$

Pour obtenir le coefficient d'échange par convection dans la calandre on utilise la méthode de Kern :

-Détermination de la section d'écoulement dans la calandre Ac :

$$Ac = \frac{(pt-dt) \times Dc \times lb}{pt}$$

Avec :

pt : pas des tubes (=0.0396875 m)

lb : espacement des chicanes (=0.1524 m) (voir annexe tableau espacement des chicanes)

AN :

$$Ac = 0.02398 \text{ m}^2$$

- Détermination de la vitesse superficielle V_c et la vitesse massique dans la calandre G_c :

$$G_c = \frac{Mch}{Ac}$$

$$V_c = \frac{G_c}{\rho}$$

AN :

$$G_c = 2207.375 \text{ Kg/sm}^2$$

$$V_c = 2.34 \text{ m/s}$$

- Calcul du diamètre hydraulique équivalent :

$$de = \frac{1.10}{dt} \times (pt^2 - 0.917 \times dt^2)$$

AN :

$$de = 0.02715 \text{ m}$$

- Calcul du Reynold coté calandre :

$$Rec = \frac{G_c \times de}{\mu_c}$$

Avec μ_c la viscosité dynamique du huile synthétique à 180°C (=0.0001826 Kg/m s)

AN :

$$Rec = 383812.59$$

La conductivité thermique K2 de l'huile synthétique à 180°C est de 0.15 W/m et sa capacité calorifique est de 1983 J/Kg K. Ce qui donne un nombre de Prandtl :

$$Pr = 2.41$$

- Détermination du nombre de Nusselt :

$$Nu = J_h \times Rec \times Pr^{1/3} \frac{\mu}{\mu_w}$$

La valeur du coefficient J_h qui dépend de Rec est lue sur un diagramme (Voir annexe). Pour une ouverture de 15% des chicanes et un nombre de Reynold de Rec, on lit sur le diagramme un J_h qui vaut 0.0015.

AN :

$$Nu = 772.30$$

- Obtention du coefficient d'échange dans la calandre :

$$h_{ext} = \frac{Nu \times K_2}{de}$$

AN :

$$h_{ext} = 4266.21 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

AN :

$$U0 = 1100.33W/m^2C$$

La surface requise est donc :

$$Arequise = \frac{q}{U0 \times DTLM \times Ft}$$

Avec Ft le coefficient de correction (=0.9) (voir annexe diagramme coefficient de correction pour P=0.428 et R=1.33)

AN :

$$Arequise = 122 \text{ m}^2$$

Puisque $A_{installé} \geq A_{requise}$ alors la surface permet de faire l'échange souhaitée.

III.6. Isolation thermique de l'installation

L'isolation thermique a pour objective d'économiser l'énergie, réduire les coûts énergétiques, limiter les pertes de chaleur, empêcher le refroidissement du fluide caloporteur et éviter le réchauffement de l'environnement extérieur.

On évalue les pertes linéiques dans les conduites Q_{perte} (en W/m) par la relation :

$$Q_{perte} = \frac{2 \times \pi \times \lambda (T_f - T_a)}{\frac{1}{R_{int} \times h_a} + \frac{1}{R_{ext} \times h_f} + \frac{1}{\lambda} \times \ln\left(\frac{R_{ext}}{R_{int}}\right)}$$

Avec :

T_f : température du fluide caloporteur (en °C)

T_a : température ambiante (en °C)

λ : Conductivité thermique (=60 W/mK pour l'acier et 210 W/mK pour l'aluminium)

R_{int} : Rayon intérieur de la conduite

R_{ext} : Rayon extérieur de la conduite

h_f : Coefficient d'échange par convection fluide acier (=60 W/m² K)

h_a : Coefficient d'échange par convection acier air (=15 W/m² K)

La laine de verre constitue un isolant thermique largement utilisé dans l'industrie, du fait de sa faible conductivité thermique (de l'ordre de 0.035 à 0.04 w/mK) et de son coût compétitif par rapport aux autres isolants. Par conséquent, on choisit ce calorifuge pour l'isolation de l'installation hydraulique.

Pour déterminer l'épaisseur de l'isolant (e), nous limitons les pertes thermiques linéiques (Q_{lim1}) à 60 W/m. De plus, pour ne pas avoir une sensation de brûlure lors du toucher de l'isolant, nous limitons la température au niveau de sa surface à 45°C. Le transfert dominant

au niveau de l'isolant est par conduction, Le transfert externe par convection et rayonnement peuvent être négligé en appliquant un coefficient de sécurité de 1.2.

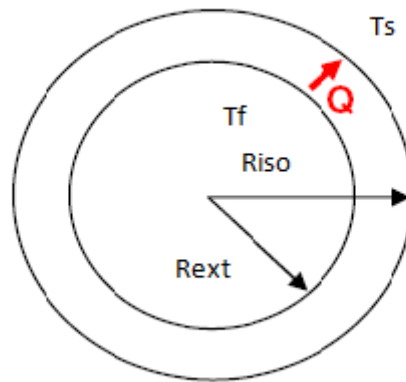


Figure 30 : Illustration du transfert thermique au niveau de l'isolant

Le rayon de l'isolant (Riso) s'obtient donc par la relation :

$$Riso = Rext \times EXP\left(\frac{2 \times \lambda_i \times \pi \times (Ts - Tf)}{Qlim1}\right) \times 1.2$$

Avec :

λ_i : Conductivité thermique de l'isolant (=0.035W/mK)

T_s : température à la surface de l'isolant

$Qlim1$: perte limité (=60W/m)

Il en résulte que l'épaisseur de l'isolant est :

$$e = Riso - Rext$$

On choisi une épaisseur standard (e_c) et on recalcule les pertes avec l'utilisation du calorifuge $Qlim2$ par la relation :

$$Qlim2 = \frac{2 \times \lambda_i \times \pi \times (Tf - Ts)}{\ln\left(\frac{Rext + e_c}{Rext}\right)} \times 1.2$$

Le gain en puissance (G) (en W/m²) représente la différence entre les pertes sans isolation et les pertes avec isolation :

$$G = Q_{perte} - Qlim2$$

Les feuilles de calcul Excel donnent les résultats suivant :

Conduite	Tf(°C)	Rint (m)	Rext (m)	Qpertes (w/m)	Qlim1 (w/m)	Ts (°C)	e (cm)	ec (cm)	Qlim2 (w/m)	G (w/m)
C1	160	0,1015	0,1095	1123,88687	60	45	9	7	61,40161	1062,5
C2	200	0,1015	0,1095	1448,47514	60	45	5	11	58,81781	1389,7
C3-C6	200	0,077	0,084	1108,74129	60	45	8	8	61,13677	1047,6
C3-C7	160	0,077	0,084	860,283854	60	45	6	6	56,30423	803,98
C8	160	0,064	0,0705	720,587374	60	45	7	5	56,61509	663,97
C5	200	0,064	0,0705	928,699251	60	45	9	7	59,31532	869,38
Conduites eau										
C 9	130	0,064	0,0705	564,503467	35	45	3	6	36,42808	528,08
C10	160	0,064	0,075	755,433778	35	45	7	10	35,81714	719,62
C										
11-C12-C13	160	0,03896	0,04445	450,938789	35	45	4	6	35,52176	415,42
C14-C15-C1										
6	130	0,03896	0,04445	353,262517	35	45	3,9923204	4	34,95039	318,31
C17	160	0,05113	0,05715	582,34386	35	45	2	8	34,6675	547,68
C18	130	0,05113	0,05715	456,204396	35	45	7	5	35,68683	420,52

Tableau 35 : Résultats de la feuille Excel pour le calcul de l’isolation des conduites

<i>réservoirs</i>	<i>T_f</i> (°C)	<i>R_{int}</i> (m)	<i>R_{ext}</i> (m)	<i>Q_{pertes}</i> (w/m)	<i>Q_{lim}</i> (w/m)	<i>T_s</i> (°C)	<i>e</i> (cm)	<i>ec</i> (cm)	<i>Q_{lim2}</i> (w/m)	<i>Gain</i> (w/m)
							50,0			
Réservoirs chaud	200	7	7,09	93487,4	600	45	2	50	600,2	92887,2
							36,7			
Réservoir Froid	160	7	7,09	72537,9	600	45	8	37	596,6	71941,3

Tableau 36 : Feuille de calcul Excel pour l'isolation des réservoirs

<i>Echangeur de</i>				<i>Q_{lim}</i>						
<i>chaleur</i>	<i>T_f</i> (°C)	<i>R_{int}</i> (m)	<i>R_{ext}</i> (m)	<i>Q_{pertes}</i> (w/m)	<i>T_s</i> (°C)	<i>e</i> (cm)	<i>ec</i> (cm)	<i>Q_{lim2}</i> (w/m)	<i>Gain</i> (w/m)	
				0,403			8,186			5408,875
	180	0,394	5	5613,13	200	40	5	8	204,258	3

Tableau 37 : Feuille de calcul Excel pour l'isolation pour l'échangeur de chaleur

III.7. Dimensionnement des pompes et calcul des pertes de charges

Les pompes sont utilisées pour le pompage de l'huile synthétique et de l'eau surchauffée. Elles doivent être à débit variable parce que la température à la sortie des collecteurs sera constante indépendamment de l'ensoleillement. Par conséquent, si le rayonnement direct est inférieur à celui de conception, les pompes devraient réduire le débit massique pour obtenir la température désirée du fluide caloporteur à la sortie du champ solaire. Dans le cas contraire le processus inverse se produit.

Pour dimensionner les pompes, il faut calculer les pertes de charges dans les conditions nominales de fonctionnements. Ces pertes sont soit régulières ou singulières. Les pertes de charges singulières sont négligeables devant les pertes de charges régulières (Voir annexe pour le calcul des pertes de charges singulières).

Les pertes de charges régulières dues à l'écoulement dans les conduites sont données par :

$$\Delta P = \lambda \times \frac{L}{D} \times \frac{\rho U^2}{2}$$

Avec :

L : La longueur de la conduite (en m) ;

D : Le diamètre de la conduite (en m) ;

ρ : La masse volumique du fluide ;

g : Accélération de la pesanteur ;

λ : Le coefficient de pertes de charges, il s'obtient à partir du diagramme de Moody (Voir annexe) après avoir calculer le nombre de Reynold Re et en connaissant le coefficient de rugosité ϵ ($\epsilon=0.00009$ m pour les conduites de l'acier et 0.002 m pour les tubes récepteurs).

La feuille de calcul Excel pour la détermination du coefficient λ donne les résultats suivants :

<i>U</i>									
<i>Conduites huile</i>	<i>L (m)</i>	<i>D (m)</i>	<i>(m/s)</i>	<i>ρ (Kg/m³)</i>	<i>μ (Kg/m s)</i>	<i>Re</i>	<i>ϵ (m)</i>	<i>ϵ/D</i>	<i>λ</i>
						3281759,7			
C1	194	0,203	2,6142	1129,2159	0,0001826	1	0,00009	0,00044	0,017
					1129,0868	3433492,3			
C2	120	0,203	2,7354	5	0,0001826	6	0,00009	0,00044	0,017
					1128,7056	2944555,7			
C3	11,17	0,154	3,0933	6	0,0001826	4	0,00009	0,00058	0,018
						2814472,3			
C4	25,8	0,154	2,9562	1128,8516	0,0001826	6	0,00009	0,00058	0,018
						1547642,3			
C5	25,8	0,128	2,4024	919	0,0001826	6	0,00009	0,0007	0,018
						2397477,7			
C6	8,554	0,154	3,0933	919	0,0001826	7	0,00009	0,00058	0,018
						2397477,7			
C7	6,4	0,154	2,9562	961,6	0,0001826	7	0,00009	0,00058	0,018
						1547642,3			
C8	6	0,128	2,296	961,6	0,0001826	6	0,00009	0,0007	0,018
						1104569,2			
Tubes récepteurs	2400	0,065	3,3	940,3	0,0001826	8	0,000046	0,00071	0,017
<i>Conduites eau</i>									
						1718564,6			
C9	116	0,128	2,7155	934,48	0,000189	2	0,00009	0,0007	0,018
						1718564,6			
C10	115,7	0,128	2,8003	906,19	0,000189	2	0,00009	0,0007	0,018
						941034,69			
C11-C12-C13	54,5	2	2,5188	906,19	0,000189	9	0,00009	0,00116	0,02
						941034,69			
C14-C15-C16	54,5	2	2,4426	934,48	0,000189	9	0,00009	0,00116	0,02

		0,1022				1434097,8			
C17	54,5	6	2,8364	934,48	0,000189	6	0,00009	0,00088	0,019
		0,1022				1434097,8			
C18	54,5	6	2,8364	934,48	0,000189	6	0,00009	0,00088	0,019

Tableau 38 : Feuille de calcul Excel pour la détermination de λ

Ainsi, chaque pompe responsable à la circulation du fluide dans les conduites devrait vaincre les pertes de charges, les différences d'altitudes ($Z2-Z1$) et de pressions ($P2-P1$) entre l'entrée et la sortie du fluide pour obtenir la hauteur de la pompe H :

$$H = \frac{(P2-P1)+(Z2-Z1)+\Delta P}{\rho g}$$

La connaissance de H permet de calculer la pression hydraulique Ph :

$$Ph = M \times g \times H$$

Par conséquent, on obtient la puissance électrique Pe qu'il faut fournir à la pompe :

$$Pe = \frac{Ph}{n}$$

Avec :

n : Le rendement de la pompe qui vaut généralement 0.85.

AN :

Pompes P-6-1 et P-6-2			
Référence conduite	Longueur (m)	Diamètre (m)	ΔP (Pa)
C6	8,554	0,154	4395,869651
C3	11,173	0,154	7051,971514
C3	3,66	0,154	2310,052425
C4	5	0,154	2882,763533
C4	16,3	0,154	9397,809118
C4	45,56	0,154	26267,74131
C7	6,4	0,154	3143,233111
Z2-Z1			72123,12
Somme pertes (Pa)			127572,5607
Somme pertes (bar)			1,275725607
Somme pertes (m) H			13,82998883
Débit Kg/s			28,41
Puissance hydraulique (Kw)			3,85444693
Rendement pompe			0,85

Puissance électrique (Kw)

4,534643447

Tableau 39 : Dimensionnement des pompes P-6-1 et P-6-2

Pompes P8-1 et P-8-2			
Référence conduite	Longueur (m)	Diamètre (mm)	ΔP (Pa)
C8	6	128	2138,514315
C1	58,5	203	18902,74155
C1	194	203	62686,0147
C2	169	203	59781,09751
C2	120	203	42448,11657
C5	8,3	128	3095,408329
Tubes récepteurs	2400	65	3213742,874
Z2-Z1 (m)			75466,368
Somme pertes (Pa)			3478261,135
Somme pertes(bar)			34,78261135
Somme pertes (m)			377,0741325
Débit Kg/s			28,41
Puissance hydraulique (Kw)			105,0913526
Rendement pompe			0,85
Puissance électrique (Kw)			123,6368854

Tableau 40 : Dimensionnement des pompes P-8-1 et P-8-2

Pompes P-4-1 et P-4-2			
Référence conduite	Longueur (m)	Diamètre (mm)	ΔP (Pa)
			18902,741
C1	58,5	203	5
			62686,014
C1	194	203	7
			59781,097
C2	169	203	5
			42448,116
C2	120	203	6

			7051,9715
C3	11,173	154	1
			2310,0524
C3	3,66	154	2
			9397,8091
C4	16,3	154	2
			31456,715
C4	54,56	154	7
			4710,4356
C4	8,17	154	1
			14875,059
C4	25,8	154	8
			3213742,8
Tubes récepteurs	2400	65	7
			3467362,8
Somme pertes Pa			9
			34,673628
Somme pertes Bar			9
			375,89266
Somme pertes (m)			7
Débit Kg/s			52,95
			195,25349
Puissance hydraulique (Kw)			9
Rendement pompe			0,85
			229,70999
Puissance électrique (Kw)			9

Tableau 41 : Dimensionnement des pompes P-4-1 et P-4-2

Pompes P-9-1 et P-9-2			
Référence conduite	Longueur (m)	Diamètre (mm)	ΔP (Pa)
C9	4,97	128	2407,988008
C9	8,26	128	4002,008238
C9	3,8	128	8346,7

C9	78,9	128	38227,41526
C9	116	128	56202,537
C14	34,08	77,92	24384,7118
c11	34,4	77,92	25382,0812
C15	34,08	77,92	24384,7118
C12	34,4	77,92	25382,0812
C16	34,08	77,92	24384,7118
C13	34,4	77,92	25382,0812
C13	54,5	77,92	40212,89028
C16	54,5	77,92	38995,5045
C17	54,5	102,26	38063,95553
C18	54,5	102,26	38063,95553
C10	12,77	128	6380,277585
C10	48,15	128	24057,19387
C10	115,7	128	57807,21351
Somme pertes Pa			618068,0183
Somme pertes bar			6,180680183
Somme pertes (m)			67,42132038
Débit Kg/s			32,65
Puissance hydraulique			21,59481294
Rendement pompe			0,85
Puissance électrique (Kw)			25,40566228

Tableau 42 : Dimensionnement des pompes P-9-1 et P-9-2

IV. Automatisation du système

Après avoir travaillé la partie opérative de l'installation solaire. Nous allons maintenant aborder la partie commande. L'objectif de cette partie est d'automatiser le fonctionnement de l'installation solaire, c'est-à-dire, la gestion de l'ouverture et la fermeture des vannes, la commande des pompes, la variation du débit en fonction du rayonnement solaire, la gestion du stockage du fluide caloporteur dans les réservoirs...etc.

L'automatisation de l'installation solaire passe essentiellement par quatre grandes étapes : le choix de l'automate programmable, la configurer, l'élaboration du GRAFCET, et puis établir le programme de l'automate avec un langage approprié.

IV.1. Choix de l'automate programmable

Un choix judicieux de l'automate programmable doit nécessairement tenir compte de plusieurs paramètres et contraintes auxquels l'automate doit satisfaire. Parmi ces critères de choix nous citons :

-contraintes du monde industriel : Poussière, température, humidité, vibration, parasites électromécaniques.

-Paramètres de l'automate :

- Le nombre d'entrées/sorties : le nombre de cartes peut avoir une incidence sur le nombre de racks dès que le nombre d'entrées/sorties nécessaires devient élevé.
- Type de processeur : la taille mémoire, la vitesse de traitement et les fonctions spéciales offertes par le processeur permettront le choix dans la gamme souvent très étendue.
- Fonctions de communication : l'automate doit offrir des possibilités de communication avec des standards normalisés (Profibus...)
- Type d'entrées/sorties : TOR, Analogiques, Numériques.

Parmi les raisons de choix, on peut citer également la simplicité de langage de programmation utilisé par l'automate. Un automate utilisant des langages de programmation de type GRAFCET est préférable pour assurer les mises au point et dépannages dans les meilleures conditions. Des outils permettant une simulation des programmes sont également souhaitables.

a-Nombre d'entrées/sorties

Pour notre cas de figure, nous allons dans un premier temps faire l'inventaire des entrées/sorties de notre installation solaire avec leurs type. Ceci va nous servir à déterminer le nombre de chaque type des entrées/sorties, et après le nombre de racks d'entrées/sorties.

Entrée	Signification	Type	Code API
--------	---------------	------	----------

T-s-c	Température à la sortie du champ solaire	Analogique	%I1.1
T-e-c	Température à l'entrée du champ solaire	Analogique	%I1.2
N-th-c	Niveau très haut au réservoir chaud	TOR	%I3.1
N-h-c	Niveau haut au réservoir chaud	TOR	%I3.2
N-b-c	Niveau bas au réservoir chaud	TOR	%I3.3
N-b-f	Niveau bas au réservoir froid	TOR	%I3.4
N-h-f	Niveau haut au réservoir froid	TOR	%I3.5
DNI	Rayonnement direct normal	Analogique	%I1.3
DRC	Demande de réservoir chaud	TOR	%I3.6
TU	Temps universel	Numérique	%I2.1

Tableau 43 : Entrées API

Sortie	Signification	Type	Code API
Pa	Puissance électrique fournie à la pompe P4-1/P4-2	Analogique	%Q4.1
V1	Electrovanne normalement fermée	TOR	%Q5.1
V2	Electrovanne normalement fermée	TOR	%Q5.2
V2 :3	Electrovanne normalement fermée(C 2 vers C3)	TOR	%Q5.3
V2 :5	Electrovanne normalement fermée(C 2 vers C5)	TOR	%Q5.4
V 3 :1	Electrovanne normalement fermée(C 3 vers C1)	TOR	%Q5.5
V3-2	Electrovanne normalement fermée	TOR	%Q5.6
V4	Electrovanne normalement fermée	TOR	%Q5.7
V4-2	Electrovanne normalement fermée	TOR	%Q5.8
V7	Electrovanne normalement fermée	TOR	%Q5.9
V4-3	Electrovanne normalement fermée	TOR	%Q5.10
V4-4	Electrovanne normalement fermée	TOR	%Q5.11
V11	Electrovanne normalement fermée	TOR	%Q5.12
V12	Electrovanne normalement fermée	TOR	%Q5.13
V13	Electrovanne normalement fermée	TOR	%Q5.14
V11 :E1	Electrovanne normalement fermée (A11 vers E1)	TOR	%Q5.15
V12 :E2	Electrovanne normalement fermée (A12 vers E2)	TOR	%Q5.16
V13 :E3	Electrovanne normalement fermée (A13 vers E3)	TOR	%Q5.17
VS1 :14	Electrovanne normalement fermée (S1 vers 14)	TOR	%Q5.18
VS2 :15	Electrovanne normalement fermée (S2 vers 15)	TOR	%Q5.19
VS3 :16	Electrovanne normalement fermée (S3 vers 16)	TOR	%Q5.20
VA1 :E1	Electrovanne normalement fermée (A1 vers E1)	TOR	%Q5.21
VA2 :E2	Electrovanne normalement fermée (A12 vers E2)	TOR	%Q5.22
VA3 :E3	Electrovanne normalement fermée (A13 vers E3)	TOR	%Q5.23
VS1 :D1	Electrovanne normalement fermée (S1 vers D1)	TOR	%Q5.24
VS2 :D2	Electrovanne normalement fermée (S2 vers D2)	TOR	%Q5.25
VS3 :D3	Electrovanne normalement fermée (S3 vers D3)	TOR	%Q5.26
P8-1	Pompe réservoir froid (fluide caloporteur) 1	Analogique	%Q4.2
P8-2	Pompe réservoir froid (fluide caloporteur) 2	Analogique	%Q4.3
P4-1	Pompe de circulation de fluide caloporteur 1	Analogique	%Q4.4
P4-2	Pompe de circulation de fluide caloporteur 2	Analogique	%Q4.5
P6-1	Pompe réservoir chaud (fluide caloporteur) 1	Analogique	%Q4.6

P6-2	Pompe réservoir chaud (fluide caloporteur) 2	Analogique	%Q4.7
P9-1	Pompe de circulation de l'Eau 1	Analogique	%Q4.8
P9-2	Pompe de circulation de l'Eau 2	Analogique	%Q4.9

Tableau 44 : Sorties API

L'automate programmable industriel (API) va recevoir 10 entrées réparties comme suite : 3 entrées Analogiques, une seule entrée Numérique et 6 entrées Tout Ou Rien (TOR).

Les sorties de l'API sont en nombre de 35, dont 9 sorties sont analogiques, 0 entrées Numérique, et 26 entrées Tout Ou Rien (TOR).

Le nombre d'entrées/sorties est de 45 (10 entrées + 35 sorties)

b-Choix de l'API

Le développement des applications d'automatisation à l'aide des automates programmables industriels nécessite l'utilisation des outils informatiques de programmation. Dans notre cas, et vu l'existence de la version d'essai du logiciel 'Unity pro' du groupe industriel « SCHNEIDER ELECTRIC », nous allons donc opter pour un automate du même groupe.

Le logiciel (accessible sur internet) est destiné à programmer les automates Télémécanique Modicon Premium, Modicon Quantum et Modicon Atrium. Il propose également une variété de langages de programmation, à savoir : Langage à blocs fonction(FBD), langage à contacts(LD), liste d'instruction(IL), Littéral structuré(ST), diagramme fonctionnel en séquence (GRAFCET) ou (SFC).

Le nombre d'entrées/sorties de l'installation solaire n'est pas figé, car il se peut qu'il y aura des éventuelles extensions future, et par conséquent une augmentation des entrées/sorties. Et comme nous l'avons déjà trouvé, le nombre d'entrées/sorties est de 45, nombre faible par rapport à une application industrielle où le nombre d'entrées/sorties atteint parfois 512 E/S.

La gamme Modicon TSX Premium propose des automates de modules d'entrées et sorties de 16, 32 et 64 voies. Pour notre application, nous allons choisir un module de 32 entrées et 64 sorties afin de satisfaire à la fois la demande E/S et répondre à des extensions futures.

Conclusion

L'automate que nous avons choisi pour la gestion de l'installation solaire est Modicon Premium de référence TSX P57 154M, avec 32 entrées et 64 sorties.

IV.2. Configuration de l'automate

La configuration de l'API consiste à déterminer l'emplacement de chaque module sur le rack, et l'affectation des variables afin d'être associées à des E/S physiques.

L'automate est constitué essentiellement de 5 modules ; l'unité centrale, le module d'entrées, le module de sorties, le module d'alimentation et le module de communication. Dans notre cas, nous avons pu configurer l'API avec le logiciel Unity pro comme le montre le schéma suivant :

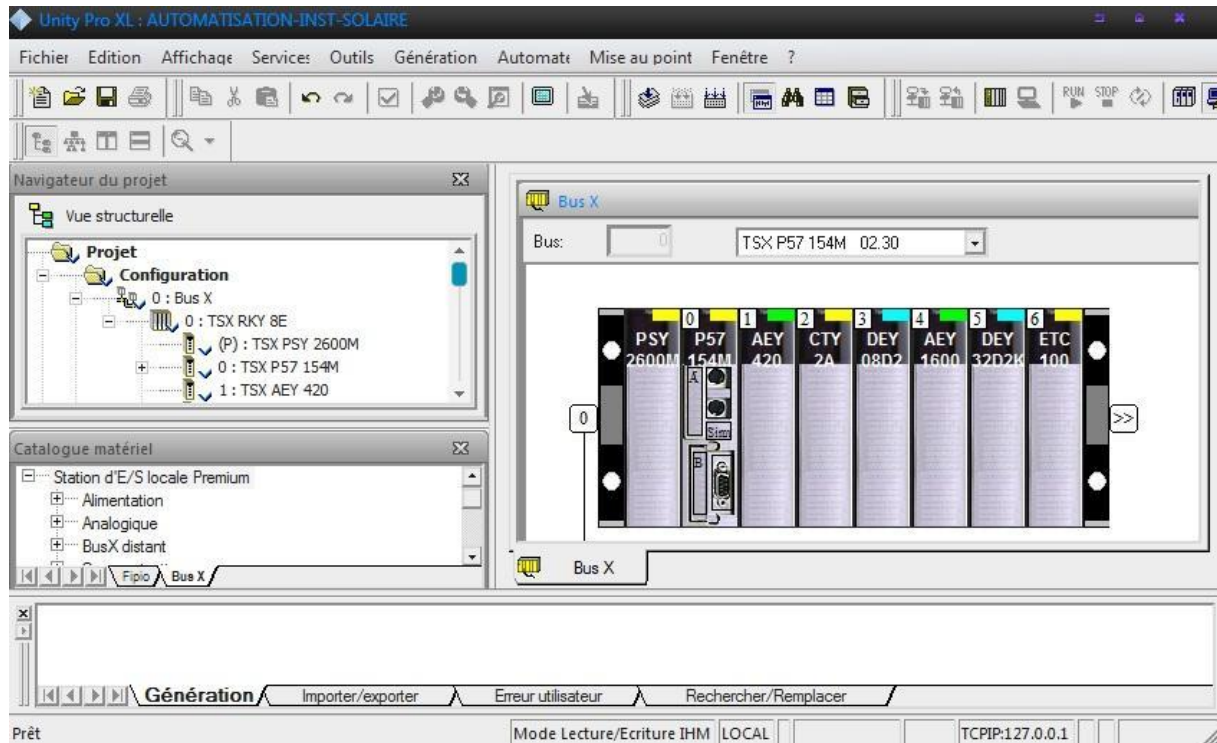


Figure 31 : Disposition des différents modules de l'automate

- La première position du rack est dédiée au bloc d'alimentation (Référence PSY 2600M)
- La 2ème position : c'est le processeur (Référence P57154M)
- 3ème position : c'est le module d'entrées analogiques (Référence AEY420)
- 4ème position : c'est le module d'entrées numériques (Référence CTY2A)
- 5ème position : c'est le module d'entrées TOR (Référence DEY08D2)
- 6ème position : c'est le module de sorties analogiques (Référence AEY1600)
- 7ème position : c'est le module de sorties TOR (Référence DEY32D2K)
- 8ème position : c'est le module de communication, Premium Ethernet/IP (Référence ETC100)

IV.3. Le GRAFCET

Le GRAFCET de l'installation solaire est donné par la figure suivante, C'est un outil qui va nous faciliter la tâche de la programmation.

Hypothèses d'élaboration :

- Faire marcher une pompe implique l'ouverture automatique de ses deux vannes (admission et refoulement), et inversement.
- L'état de repos des vannes est l'état fermé, l'activation d'une étape sur le GRAFCET implique l'ouverture des vannes associés à cette étape, une fois l'étape devienne inactive, les vannes prennent leurs état de repos.

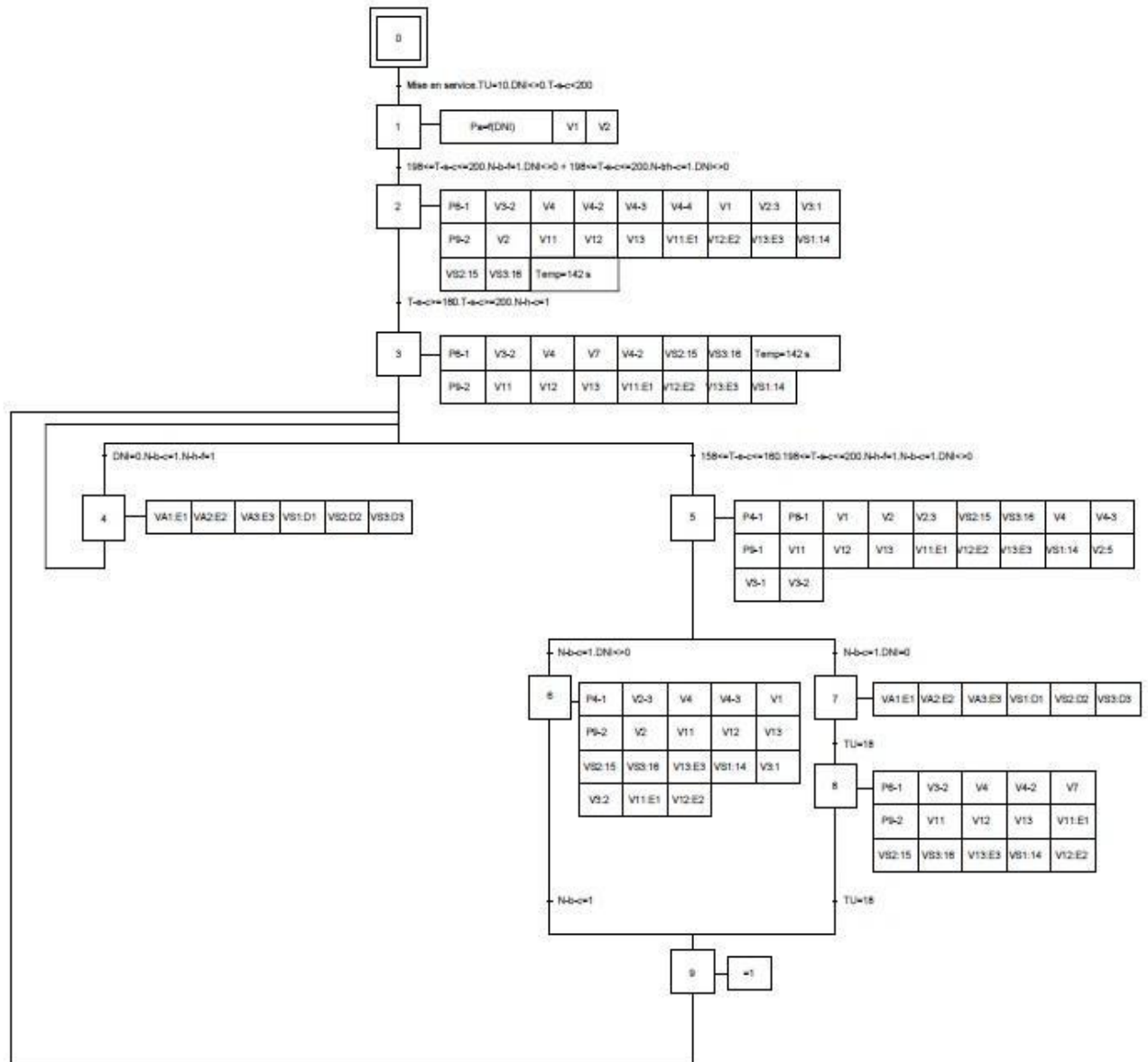


Figure 32 : GRAFCET de l'installation solaire

IV.3. Le Programme

Pour la programmation de l'automate, nous avons opté pour le langage « Littéral Structuré » qui ressemble aux langages évolués (Pascal, C, ...). Il utilise des fonctions comme *if...then...else...* (Voir le langage de programmation dans l'annexe).