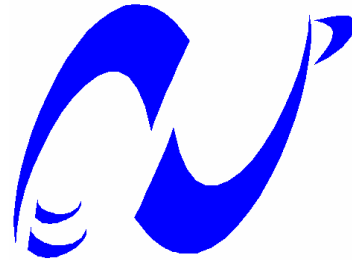


République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Ecole Nationale Polytechnique



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
Ecole Nationale Polytechnique

Département de Génie Mécanique

Mémoire de Fin d'Etudes
pour l'obtention du diplôme d'Ingénieur d'Etat en
Génie Mécanique

**Etude de faisabilité pour l'alimentation
d'une chambre froide par énergie
solaire dans le sud Algérien**

Proposé par :

M. MADANI Mohammed

Réalisé par :

M.TEYAR Ilyas

Juin 2010

Ecole Nationale Polytechnique 10, Avenue Hassen Badi, El-Harrach, ALGER

الملخص

هذا المشروع عبارة عن دراسة إمكانية استعمال النظام الكهروضوئي في غرفة التبريد موجهة لتخزين التمر تقع في بسكرة. نبدأ الدراسة بتقييم غرفة التبريد وتحديد عناصرها الكهربائية اللازمة، وبعدها نقوم بحساب النظام الكهروضوئي المتصل بالشبكة والذي يقوم بتغذية الغرفة. وفي الأخير، نحسب تكاليف النظام و نقوم بتحليلها اقتصاديا.

الكلمات المفتاحية

الإمكانية، التبريد، غرفة التبريد، الكهروضوئي، نظام متصل بالشبكة.

Résumé

Ce projet présente une étude de faisabilité de l'alimentation en énergie photovoltaïque d'une chambre froide positive installée à Biskra. L'étude commence par le dimensionnement de la chambre froide, en faisant un choix des équipements et en déterminer les besoins électrique. Ensuite, on dimensionne un système photovoltaïque raccordé au réseau qui alimentera cette installation. Finalement, on fait une analyse économique de ce système.

Mots clés

Faisabilité, réfrigération, chambre froide, photovoltaïque, système raccordé au réseau.

Abstract

This project is a feasibility study of supplying a date's cold store installed in Biskra by a photovoltaic system. First, the cold store is sized and required equipments are determinated. Then, the photovoltaic system being grid connected is calculated to fit the need on electricity. Finally, we estimate the costs of this system and make an economical analysis

Key words

Feasibility, refrigeration, cold store, photovoltaic, Grid connected

Remerciements



Je dois remercier en premier celui qui ma donné la vie, et me prend en soin à chaque instant, **ELLAH**, le Clément de m’avoir donné la foi et le courage pour terminer ce travail.

Un grand merci à Monsieur MADANI pour m’avoir conseillé et orienté tout au long de l’élaboration de mon étude.

Mes remerciements vont aussi aux messieurs les membres du jury d’avoir pris le temps et le soin de lire ce rapport.

Mes remerciements vont également à tous les enseignants qui ont participé à notre formation et l’aide qu’ils nous ont fournie pendant la période d’étude.

Je réserve mes remerciements les plus chaleureux à ma famille. Rien n’aurait été possible sans le soutien de mes parents, mes sœurs et mon frère, leurs appui ma aidé beaucoup à tenir jusqu'au bout ce travail. Merci infiniment ma famille.

Dédicaces

*A ceux qui n'ont jamais cessé de m'encourager et
de me soutenir, à ceux qui leur amour m'a donné*

la volonté d'aller toujours de l'avant,

A mes très chers parents, que Dieu les protège

A mes très chères sœurs, A mon très cher frère,

A toute ma famille,

A tous mes amis

Et A tous mes collègues

Je dédie ce travail

Lyes.

Table des matières

| | |
|----------------------------|------|
| Liste des figures..... | viii |
| Liste des tableaux | ix |
| Nomenclature..... | x |
| Introduction générale..... | 1 |

**CHAPITRE 1: GENERALITES SUR LA PRODUCTION DE FROID ET
L'ENERGIE SOLAIRE**

| | |
|---|----|
| 1.1. Introduction | 2 |
| 1.2. Définitions | 2 |
| 1.3. Production de froid | 2 |
| 1.3.1. Cycles idéaux | 2 |
| 1.3.2. Les cycles à changement de phases | 3 |
| 1.4. Chambres froides..... | 4 |
| 1.4.1. Définition | 4 |
| 1.4.2. Construction des chambres froides | 4 |
| 1.4.3. Isolation des chambres froides..... | 5 |
| 1.4.3.1. Caractéristiques générales des isolants | 5 |
| 1.4.3.2. Les principaux matériaux isolants..... | 6 |
| 1.5. Machines frigorifiques..... | 7 |
| 1.5.1. Définition | 7 |
| 1.5.2. Machine frigorifique à compression mécanique de vapeur | 7 |
| 1.5.3. Coefficient de performance (COP) | 9 |
| 1.5.4. Conditions de fonctionnement et caractéristique d'une machine..... | 10 |
| 1.5.4.1. Température d'évaporation..... | 10 |
| 1.5.4.2. Température de condensation..... | 11 |
| 1.5.4.3. Le sous refroidissement..... | 12 |
| 1.6. Fluides frigorigènes | 13 |
| 1.6.1. Définition | 13 |
| 1.6.2. Nomenclature..... | 13 |
| 1.6.3. Propriétés des fluides frigorigènes..... | 14 |
| 1.6.3. Fluides frigorigène et l'environnement..... | 14 |
| 1.7. Energie solaire | 15 |

| | |
|--|----|
| 1.7.1. Le rayonnement solaire..... | 15 |
| 1.7.2. Mesure de rayonnement solaire | 16 |
| 1.7.3. Gisement solaire Algérien | 16 |
| 1.7.4. L'énergie photovoltaïque | 17 |
| 1.7.4.1. Les composants d'un système photovoltaïque | 18 |
| 1.7.4.2. Les différents types des systèmes photovoltaïques | 20 |
| 1.7.4.3. Dimensionnement des systèmes photovoltaïques | 23 |

Chapitre 2 : Dimensionnement de la chambre froide

| | |
|---|----|
| 2.1. Introduction | 24 |
| 2.2. Les charges thermiques | 24 |
| 2.3. Calcul des charges thermiques externes | 25 |
| 2.3.1. Charge thermique par transmission à travers les parois..... | 25 |
| 2.3.2. Charge thermique par renouvellement d'air..... | 26 |
| 2.3.3. Charge thermique par ouverture des portes | 27 |
| 2.4. Calcul des charges thermiques internes..... | 27 |
| 2.4.1. Charges thermiques internes dépendantes des denrées entreposées | 27 |
| 2.4.1.1. Charge thermique due aux denrées entrantes | 28 |
| 2.4.1.2. Charge thermique due à la respiration des denrées | 28 |
| 2.4.2. Charges thermiques internes indépendantes des denrées entreposées..... | 29 |
| 2.4.2.1. Charge thermique due à l'éclairage | 29 |
| 2.4.2.2. Charge thermique due aux personnes..... | 29 |
| 2.4.2.3. Charge thermique due aux moteurs des ventilateurs des | 30 |
| 2.4.2.4. Charge thermique due aux résistances de dégivrage..... | 30 |
| 2.5. Puissance frigorifique intermédiaire totale | 31 |
| 2.6. Puissance frigorifique prévisionnelle : | 31 |
| 2.7. Application numérique | 31 |
| 2.7.1. Conditions extérieurs de base | 31 |
| 2.7.1.1. Les données géographiques..... | 31 |
| 2.7.1.2. Conditions climatiques extérieures | 31 |
| 2.7.2. Caractéristiques thermiques de la chambre..... | 32 |
| 2.7.3. Constitution des parois, plancher et plafond..... | 32 |
| 2.8. Choix des équipements..... | 37 |
| 2.8.1. Introduction..... | 37 |

| | |
|---|----|
| 2.8.2. Choix d'un fluide frigorigène : | 37 |
| 3.8.3. Détermination des conditions de fonctionnement de l'installation | 37 |
| 2.8.4. Choix de l'évaporateur..... | 38 |
| 2.8.5. Choix du groupe de condensation..... | 40 |
| 2.9. Conclusion..... | 41 |

CHAPITRE 3: DIMENSIONNEMENT DE L'INSTALLATION PV

| | |
|--|----|
| 3.1. Introduction | 42 |
| 3.2. Type du système photovoltaïque utilisé | 42 |
| 3.3. Paramètres climatiques | 43 |
| 3.4. Dimensionnement d'un système photovoltaïque raccordé au réseau..... | 43 |
| 3.4.1. Evaluation de besoin journalier moyen | 43 |
| 3.4.2. Energie solaire récupérable..... | 44 |
| 3.4.3. Dimensionnement des modules photovoltaïques..... | 44 |
| 3.4.4. Puissance crête du champ photovoltaïque | 44 |
| 3.4.5. Surface du champ photovoltaïque..... | 45 |
| 3.4.6. Association des modules photovoltaïques | 45 |
| 3.4.4. Choix de l'onduleur | 46 |
| 3.4.5. Choix des câbles électriques | 46 |
| 3.5. Dimensionnement du système photovoltaïque avec PVSYST 5.11..... | 47 |
| 3.6. Conclusion..... | 55 |

Chapitre 4: Analyse économique

| | |
|--|----|
| 4.1 Introduction | 56 |
| 4.2. Evaluation des coûts du système photovoltaïque | 56 |
| 4.2.1. La durée de vie du système..... | 56 |
| 4.2.1. Le taux d'intérêt et le taux d'actualisation..... | 56 |
| 4.2.2. Les coûts initiaux | 56 |
| 4.2.3. Les coûts récurrents | 57 |
| 4.3. Coût de production du kWh photovoltaïque à long terme | 58 |
| 4.4. Eléments de réussite d'un programme photovoltaïque raccordé réseau..... | 58 |
| 4.4.1. Les aides à l'investissement par la subvention directe | 59 |
| 4.4.2. Réductions fiscales | 59 |
| 4.4.3. Prêt bonifié..... | 59 |

| | |
|---|----|
| 4.5. Comparaison du prix de l'électricité photovoltaïque avec le prix d'autres sources d'énergie..... | 59 |
| 4.6. Conclusion..... | 60 |
| Conclusion générale | 61 |
| Bibliographie | 62 |
| Annexe..... | 64 |

Liste des figures

Figure 1.1 : Exemple de cycles idéaux..... 3

Figure 1.2. Cycle de Rankine inverse..... 4

Figure.1.3 : Schéma de principe d'une machine frigorifique..... 7

Figure 1.4. Schéma de principe d'une machine frigorifique à compression de vapeur..... 8

Figure.1.5. Représentation du cycle frigorifique..... 9

Figure 1.6 : Influence de la température d'évaporation sur les performances d'une machine frigorifique..... 11

Figure 1.7. Influence de la température de condensation sur les performances du système frigorifique..... 12

Figure 1.8 : Utilisation d'un échangeur pour accentuer le sous refroidissement et la surchauffe..... 13

Figure 1.9 : Différents composants de rayonnement solaire..... 16

Figure 1.10. Systèmes photovoltaïques installés dans un village du programme des 20 villages solaires..... 17

Figure 1.11 : Schéma synoptique d'un système photovoltaïque autonome..... 17

Figure 1.12 : Composantes d'un générateur photovoltaïque..... 18

Figure 1.13 : Principe de conversion photovoltaïque..... 19

Figure 1.14 : Générateur photovoltaïque de faible puissance..... 20

Figure 1.15 : Systèmes photovoltaïques autonomes..... 21

Figure 1.16 : Système photovoltaïque raccordé au réseau électrique..... 22

Figure 2.1 : Échanges thermiques provoqués par l'ouverture des portes..... 27

Figure 2.1 : Disposition de la chambre froide..... 34

Figure 2.2 : L'évaporateur plafonnier cubique sélectionné..... 40

Figure 2.3 : Groupe de condensation sélectionné..... 41

Figure 3.1 : système PV raccordé au réseau..... 42

Figure 3.2 : Type du système photovoltaïque utilisé..... 47

Figure 3.3 : Paramètres géographiques du site..... 48

Figure 3.4 : Paramètres météorologiques du site..... 49

Figure 3.5 : Orientation des modules..... 49

Figure 3.6 : Différents paramètres du système photovoltaïque..... 51

Figure 3.7 : Schéma du champ PV utilisé..... 52

Figure 3.8 : Résistances des câbles électriques..... 52

Figure 3.9 : schéma du système PV..... 53

Figure 3.10 : l'énergie fournie par le système PV..... 53

Figure 3.11 : Le bilan énergétique..... 54

Figure 3.12 : Les pertes annuelles du système photovoltaïque..... 55

Figure 4.1 : différents coûts du système PV..... 58

Liste des tableaux

| | |
|--|----|
| Tableau 1.1 : le potentiel d'appauvrissement en ozone ODP et potentiel de réchauffement globale de l'atmosphère GWP..... | 15 |
| Tableau 1.2. Le potentiel solaire en Algérie..... | 16 |
| Tableau 2.1 : Coefficient d'occupation du sol d'une chambre froide en fonction du type d'entreposage des marchandises..... | 29 |
| Tableau 2.2 : Quantité de chaleur dégagée par unité de temps par personne en activité moyenne dans une chambre froide..... | 30 |
| Tableau 2.3 : Conditions climatiques extérieures..... | 32 |
| Tableau 2.4 : Constitution des parois, plancher et plafond..... | 33 |
| Tableau 2.1 : Les surfaces moyennes d'échange..... | 34 |
| Tableau 4.1 : Données climatologiques mensuelles de la ville de Biskra de 1983 à 2005..... | 43 |

Nomenclature

T : Température (K)
 P : Puissance électrique (KW)
 Q : Charge thermique (kJ)
 e : Epaisseur (m)
 k : Coefficient de transmission de la chaleur ($W/m^2.K$)
 h : Enthalpies (kJ/kg)
 R : Résistance thermique ($m^2.K/W$)
 \dot{Q} : Puissance frigorifique (kW)
 L : Longueur (m)
 l : Largeur (m)
 H : Hauteur (m)
 A : Surface ou air (m^2)
 E : Energie électrique (kWh)
 τ : Le temps (s)
 ρ : Masse volumique (kg/m^3)
 λ : Coefficient de conductivité thermique ($W/m.K$)

Indice principaux

tr : Transmission à travers les parois.
re : Renouvellement d'air.
de : Denrées entrant.
op : Ouverture des portes.
éc : Eclairage.
pe : Personnelle.
rés : Respiration.
ven : Ventilateurs.
dég : Dégivrage.
int : Puissance frigorifique intermédiaire.
prév : Puissance frigorifique prévisionnelle.
abso : Puissance absorbée.

Abréviations

PV : Photovoltaïque.
TVA : Taxe à la Valeur Ajoutée.
AC : Alternative Current.
DC : Direct Current.
STC : Standard Test Conditions.

INTRODUCTION GENERALE

Introduction générale

L'application du froid s'étend à divers domaines tels que la conservation des denrées alimentaires, l'industrie pharmaceutique, la cryogénie etc....

Maintenir une température basse dans une chambre froide dans le sud algérien, conduit à une consommation accrue de l'énergie électrique, vu le grand écart de température entre l'intérieur de la chambre et l'extérieur.

L'utilisation de l'énergie solaire pour produire de l'électricité, présente des avantages certains. C'est une énergie gratuite, non polluante, modulable, décentralisée et transportable. Les énergies conventionnelles de par l'épuisement de leurs gisements (pour certaines), de leur non accès à toutes les nations, et de leur dangerosité pour les autres, laissent de plus en plus de place aux énergies renouvelables. On assiste à une transition au bout de laquelle se définiront les énergies du futur. L'énergie solaire, mère de toutes les énergies, trouvera certainement sa place sous les formes actuelles.

Dans le temps présent, cette utilisation doit être encouragée par des mesures appropriées et une politique énergétique des états. Dans les pays industrialisés, les lois sur les énergies renouvelables ont permis de booster fortement le marché du photovoltaïque.

L'Algérie, pays du soleil et par sa vaste superficie, peut s'inspirer de ces programmes pour une exploitation à grande échelle de l'énergie solaire. L'enjeu est grand, et vital. L'Algérie est l'un des pays avec un fort potentiel de producteur d'énergie électrique solaire.

Le présent travail porte sur l'étude de faisabilité pour l'alimentation d'une chambre froide par énergie solaire dans le sud Algérien. Ce projet est réparti en quatre chapitres. Dans le premier chapitre, nous présenterons des généralités sur la production du froid, ainsi que des généralités sur l'énergie solaire notamment le photovoltaïque. Le deuxième chapitre sera consacré au dimensionnement de la chambre froide à compression mécanique destinée à la conservation des dattes, en déterminant les principaux éléments d'un système frigorifique, pouvant maintenir une température bien déterminée dans une enceinte donnée. La troisième chapitre sera relatif au dimensionnement du système photovoltaïque pour l'alimentation de la chambre, dont nous calculerons les différents paramètres de notre champ photovoltaïque et ses équipements en utilisant le logiciel « PVSYS 5.11 ». Finalement, dans le quatrième chapitre, nous estimerons les différents coûts du système photovoltaïque, et nous ferons une analyse économique de notre installation pour conclure quant à sa rentabilité.

CHAPITRE 1

**GENERALITES SUR LA PRODUCTION
DE FROID ET L'ENERGIE SOLAIRE**

1.1. Introduction

La vie moderne impose la conservation des produits alimentaires qui n'est possible que par leur refroidissement dans les chambres froides, en portant leur température au-dessous des certaines limites qui permet leur conservation à court ou à long terme.

Il existe plusieurs systèmes frigorifiques de production de froid, le plus utilisé est le système frigorifique de compression mécanique de vapeur. Le principe de ce système est de faire circuler un fluide actif (qui est le fluide frigorigène) dans un cycle, appelé cycle frigorifique et de récupérer la chaleur de vaporisation de ce fluide pour produire le froid. Les systèmes frigorifiques à compression mécanique de vapeur sont constitués essentiellement par une machine frigorifique, qui assure la production du froid.

1.2. Définitions

- **La réfrigération**

La réfrigération est la technique de conservation des aliments à une température comprise entre 0 et 15°C. On ne change pas l'aspect des aliments. La réfrigération est donc la production de froid à un niveau compris entre 0 et 15°C. C'est le principe utilisé dans les réfrigérateurs domestiques, en supermarché dans les chambres froides et dans les linéaires de vente. Il est possible de conserver un aliment plusieurs jours.

- **La congélation**

La congélation est la technique de conservation des aliments à une température comprise entre 0 et -18°C. On transforme l'eau contenue dans un aliment en glace. La congélation est donc la production de froid à un niveau compris entre 0 et -18°C. C'est le principe utilisé dans un congélateur et en supermarché dans certains linéaires (crèmes glacées). Il est possible de conserver un aliment plusieurs semaines, voire plusieurs mois.

- **La surgélation**

La surgélation est une technique de congélation soit à très basse température, soit très rapide. Il est possible de conserver un aliment plusieurs mois.

1.3. Production de froid

1.3.1. Cycles idéaux

Les cycles possibles pour les machines à cycle inverse sont nombreux. À titre d'exemple, on donne quatre configurations de machines (figure 1.1) [1].

La machine de Carnot fonctionne selon un cycle comportant 2 isothermes réversibles et 2 isentropiques.

La machine de Stirling fonctionne selon un cycle réversible comportant 2 isothermes et 2 isochores.

La machine d'Ericsson fonctionne selon un cycle réversible comportant 2 isothermes et 2 isobares.

La machine de Brayton-Joule fonctionne selon un cycle comportant 2 isobares réversibles et 2 isentropiques.

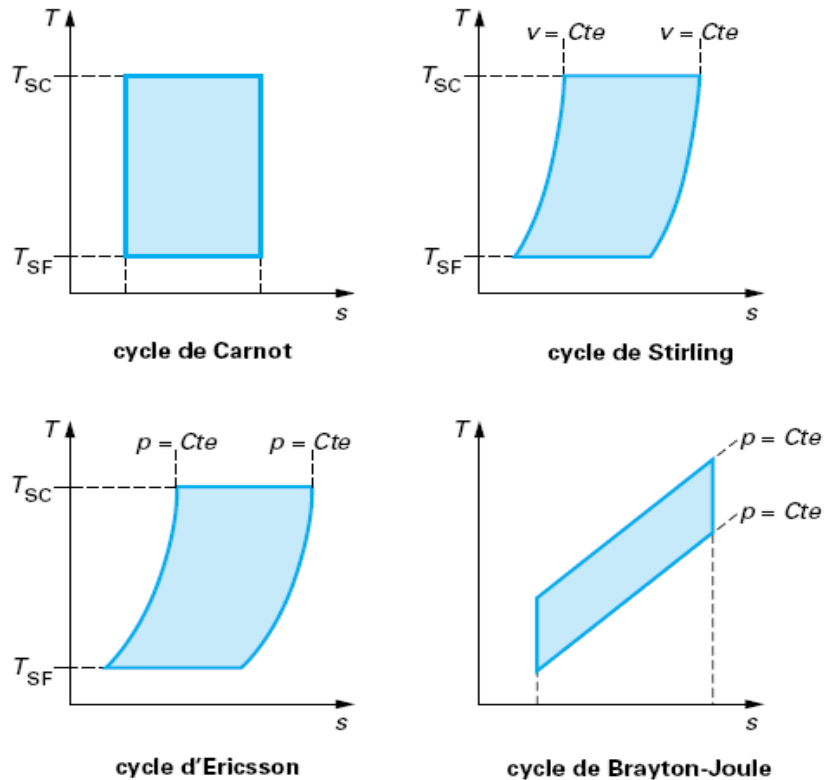


Figure 1.1 : Exemple de cycles idéaux [1].

1.3.2. Les cycles à changement de phases

Ces cycles représentent un intérêt majeur car ils utilisent les changements d'état du fluide. Grâce à ce phénomène, nous pouvons récupérer les chaleurs de vaporisation du fluide et travailler à pression constante lors des changements de phases. Parmi ces cycles, on a le cycle à compression de vapeur. Le cycle idéal (1-2-3-4-6) est connu sous le nom de cycle de Rankine inverse ou cycle de Perkins-Evans, représenté sur la figure 1.2. Dans la pratique, le système de réfrigération par compression de vapeur comporte deux parties principales :

- Le réfrigérateur ou la chambre froide ;
- La machine frigorifique.

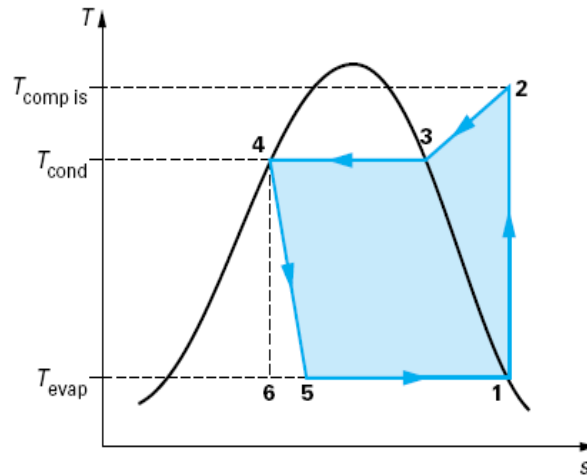


Figure 1.2. Cycle de Rankine inverse [1].

1.4. Chambres froides

1.4.1. Définition

Une chambre froide est une enceinte isolée dans laquelle sont maintenues de basses températures en vue de la conservation des produits alimentaires. L'abaissement de température étant assuré par une machine frigorifique.

On peut classer les chambres froides selon différents critères:

- Les dimensions;
- Le mode de construction;
- L'utilisation;
- La température intérieure;
- Les applications spéciales requises.

1.4.2. Construction des chambres froides

Tous les isolants ont une faible résistance mécanique. Il est donc nécessaire de les protéger contre les chocs occasionnels et les effets de roulement et de poinçonnement (sol). Il faut aussi protéger l'isolant de la formation de l'eau liquide par un écran pare-vapeur, qu'elle soit le résultat de la condensation de la vapeur d'eau qui peut migrer à travers la paroi, ou provenant du lavage et du dégivrage [2].

- **Le sol**

Le sol doit être préparé à recevoir l'isolant par la réalisation d'une forme en béton maigre, d'une pente généralement de 1 cm / m, puis une couche de pare-vapeur. L'isolant est posé sur l'écran pare-vapeur en deux couches à joints croisés. Une dalle en béton de gravillons d'une épaisseur minimum de 60 mm, armée d'un treillis soudé, est coulée sur

l'isolant. Cette dalle est terminée par une chape d'usure. Dans le cas des chambres froides à température négative, des précautions doivent être prises contre le gel du sol (réaliser un vide sanitaire).

- **Les parois verticales**

Les murs de soutien sont en briques couvertes d'une couche d'enduit de ciment de l'extérieur. L'isolant est posé en couches à joints croisés. La première couche, est collée et maintenue contre la paroi à l'aide de chevilles scellées à celle-ci. La seconde couche est collée sur la première à l'aide de chevilles en bois dur enfoncées obliquement et à fleur dans l'isolant; une couche d'écran pare-vapeur est appliquée sur l'isolant. Le revêtement intérieur peut être réalisé par une couche d'enduit de ciment grillagé.

- **Le plafond**

L'isolant est posé de la même façon que pour les parois verticales, sauf que la seconde couche ne peut pas être chevillée sur la première. Il est donc indispensable de la serrer à l'aide de chevilles plus longues et spécialement prévues à cet effet. Le revêtement est constitué par un enduit en ciment, armé d'un grillage à grandes mailles. Celui-ci est solidement maintenu par des barrettes de serrage sur la surface de l'isolant.

1.4.3. Isolation des chambres froides

Le froid étant coûteux à produire, il est donc indispensable de l'économiser, d'où la nécessité de bien isoler les parois des enceintes refroidies, en disposant sur leurs parois un matériau mauvais conducteur de la chaleur. Pour les chambres froides l'épaisseur de l'isolant doit être calculée de façon à limiter les entrées de chaleur (les déperditions) à 8W/m^2 pour une chambre à réfrigération et à 6W/m^2 pour une chambre à congélation [2].

Pour qu'un matériau soit isolant il faut qu'il soit constitué par un grand nombre de cellules fermées contenant de l'air sec, au repos, ou d'autres gaz qui ont une très faible conductivité thermique tels que le CO_2 , le R 11, le R 113.

1.4.3.1. Caractéristiques générales des isolants

Les matériaux isolants doivent posséder un certain nombre de qualités, mais de même que le fluide frigorigène idéal, l'isolant idéal n'existe pas. Cet isolant devrait en effet posséder les caractéristiques suivantes :

- Léger et non hygroscopique afin de conserver constantes dans le temps ses qualités isolantes ;
- Résistant à la pression (charge au sol des chambres froides);
- Très peu perméable à la vapeur d'eau afin d'éviter des condensations ou des congélations de vapeur d'eau à l'intérieur;
- Inodore afin de ne pas communiquer d'odeurs aux denrées entreposées;
- Ininflammable.

1.4.3.2. Les principaux matériaux isolants

Les principaux matériaux isolants utilisés dans l'industrie frigorifique sont, les fibres de verre, le liège, le polystyrène, le styrofoam, la laine de roche, le chlorure de polyvinyle, etc...[2].

- **Le liège**

Actuellement il n'est utilisé que pour des isolations très particulières, compte tenu de son prix de revient, et d'autre part, du fait que sa production annuelle étant à peu près constante, il ne pourrait répondre aux besoins d'une demande très fortement accrue.

Les caractéristiques du liège expansé pur sont les suivantes :

- Masse volumique $\rho = 110$ à 120 kg/m^3 ;
- Coefficient de conductivité thermique $\lambda = 0,04 \text{ W/m}^\circ\text{C}$;
- Résistance à l'écrasement égal à 220 kPa .

- **Le polystyrène**

Le polystyrène est un matériau isolant cellulaire obtenu à partir d'un produit de base qui est un polystyrène expansible. La fabrication du polystyrène peut être réalisée soit par fabrication en continu par voie sèche, soit par moulage en blocs par voie humide.

Le polystyrène est formé est livré sous forme de panneaux qui, compte tenu du faible poids du produit, peuvent atteindre de grandes dimensions. Les dimensions courantes sont, pour des épaisseurs standard de 40, 60, 80, 120, et 140 mm : $1 \times 0.50\text{m}$, $1.20 \times 0.60\text{m}$, $1.20 \times 0.50\text{m}$, $2.50 \times 1.20\text{m}$.

La fabrication en moulage donne lieu à une mousse rigide appelée commercialement Klégécell de qualités Q₂ et Q₃, dont les caractéristiques sont les suivantes :

- Qualité Q₂ : - coefficient de conductivité thermique $\lambda = 0,032 \text{ W/m }^\circ\text{C}$;
- masse volumique $\rho = 28 \text{ kg/m}^3$;
- résistance à l'écrasement de l'ordre de 200 kPa ;
- résistance à la diffusion de la vapeur d'eau de $180 \mu\text{g} / \text{m}^2.\text{s}$.

- Qualité Q₃ : - coefficient de conductivité thermique $\lambda = 0,034 \text{ W/m }^\circ\text{C}$;
- masse volumique $\rho = 36 \text{ kg/m}^3$;
- résistance à l'écrasement de l'ordre de 300 kPa ;
- résistance à la diffusion de la vapeur d'eau de $150 \mu\text{g} / \text{m}^2.\text{s}$.

- **Le verre cellulaire**

La matière de base est constituée par du sable pur additionné de quelques adjuvants avec lesquels on obtient un verre particulier soutiré en continu. Le verre cellulaire a les caractéristiques suivantes :

Qualité T 2 : - coefficient de conductivité thermique $\lambda = 0,042 \text{ W/m}^\circ\text{C}$;
- masse volumique $\rho = 125 \text{ kg/m}^3$;
- résistance à l'écrasement de l'ordre de 500 kPa.

Qualité S 3 : - coefficient de conductivité thermique $\lambda = 0,048 \text{ W/m}^\circ\text{C}$;
- masse volumique $\rho = 135 \text{ kg/m}^3$;
- résistance à l'écrasement de l'ordre de 700 kPa.

1.5. Machines frigorifiques

1.5.1. Définition

Une machine frigorifique est un système thermodynamique qui permet le transfert d'une quantité de chaleur (Q_f), soustraite d'une source froide (S_f), à une source chaude (S_c), moyennant une dépense d'énergie mécanique (W), (figure 1.3). Le transfert de chaleur de la source froide, à la température T_f , à la source chaude, à la température T_c , est effectué par un fluide frigorigène qui subit des changements de phase dans le circuit de la machine.

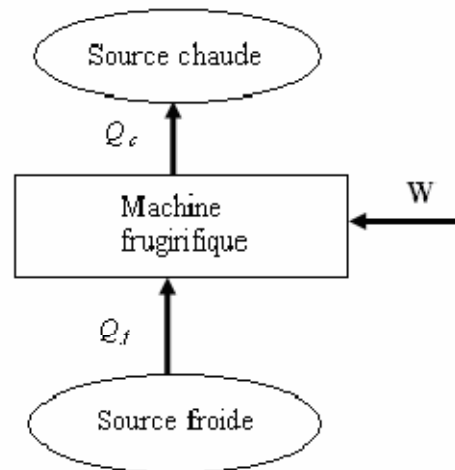


Figure.1.3 : Schéma de principe d'une machine frigorifique.

1.5.2. Machine frigorifique à compression mécanique de vapeur

La machine à un étage de compression, très simple et très symétrique, comprend les éléments suivants [3]:

- L'évaporateur, comme son nom l'indique est le siège de l'évaporation du fluide frigorigène.
- Le compresseur aspire, sous la pression P_0 , la vapeur de frigorigène issue de l'évaporateur et la comprime jusqu'à la pression P_2 .
- Le condenseur ou le frigorigène se condense en cédant la chaleur à la source chaude.

- Le détendeur lamine le frigorigène légèrement sous refroidi, et alimente l'évaporateur sans défaut ni excès.

Dans la réalité, on dispose en général d'une bouteille accumulatrice de liquide à la sortie du condenseur. Cette bouteille permet d'alimenter le détendeur toujours en phase liquide malgré les fluctuations du volume de liquide frigorigène retenu à un moment donné dans les échangeurs. Elle est indispensable pour avoir une réserve de frigorigène dans le circuit sans risque de noyer l'évaporateur (figure.1.4).

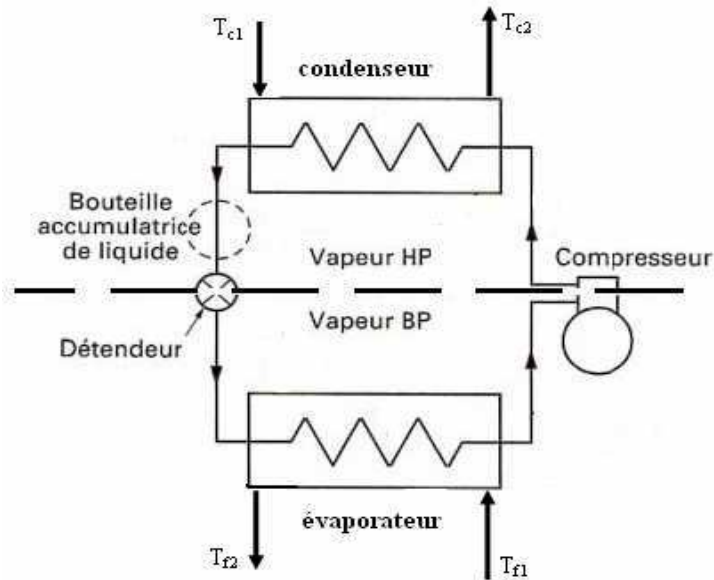


Figure 1.4. Schéma de principe d'une machine frigorifique à compression de vapeur.

Le fluide frigorigère de la machine frigorifique à compression de vapeur (figure.1.4), subit les transformations suivantes (on suppose que les pertes de charge sont nulles dans le circuit) (figure 1.5) :

- Entre les points 1 et 2, la vapeur du frigorigère est comprimée de P_0 à P_c ; si le compresseur était parfait et fonctionnait isentropiquement, c'est-à-dire adiabatiquement (sans échange de chaleur avec l'extérieur) et réversiblement (sans intervention de phénomènes dissipatifs), la transformation suivrait l'isentrope $S = \text{constante}$; on atteindrait ainsi le point 2_s ;
- Entre les points 2 et 3, la vapeur du frigorigère est désurchauffée de T_{2s} à T_c , puis condensée à la température constante T_c , enfin le liquide formé est sous-refroidi de T_c à T_3 ;
- Entre les points 3 et 4, le liquide frigorigère se déplace dans la conduite de liquide; sa température continue, généralement, à s'abaisser, de T_3 à T_4 ; son sous refroidissement augmente;
- Entre les points 4 et 5, le liquide frigorigère se détend en n'échangeant, avec le milieu extérieur, ni énergie mécanique (le détendeur est un robinet et non un moteur) ni chaleur (la surface thermique du détendeur est négligeable). L'enthalpie du frigorigère reste constante, la détente est isenthalpique. Le liquide devant nécessairement se refroidir de T_4 à T_0 , une partie de sa masse se vaporise; après la détente.

- Entre les points 5 et 6, le frigorigène se vaporise, sous la pression P_0 , à la température T_0 , en produisant le froid utile dans l'évaporateur. La vapeur qui en résulte subira ensuite une légère surchauffe au point 6 toujours sous la pression P_0 dans les derniers éléments de l'évaporateur;
- Entre les points 6 et 1, le fluide frigorigène se réchauffe, dans la conduite d'aspiration, de T_6 à T_1 , toujours sous la pression P_0 .

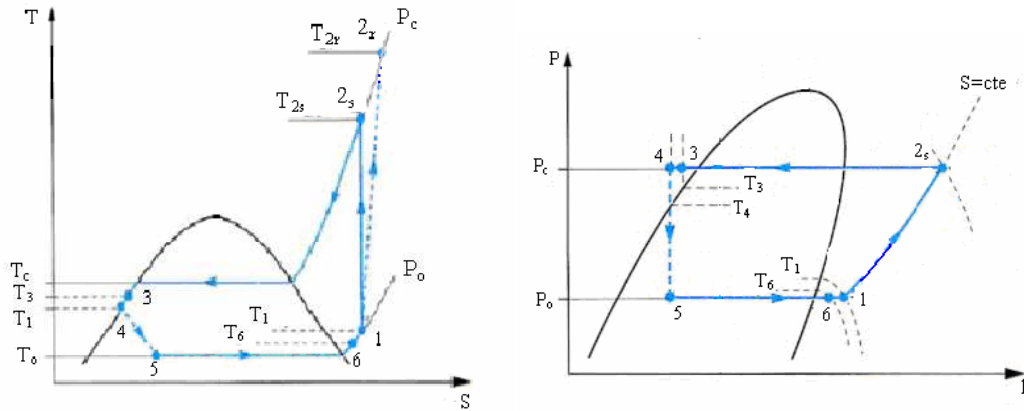


Figure.1.5. Représentation du cycle frigorifique [4].

1.5.3. Coefficient de performance (COP)

L'efficacité d'une machine frigorifique est caractérisée par un coefficient dit de performance, noté COP. Il est défini comme étant le rapport entre la quantité de chaleur puisée de la source froide (Q_0) et l'équivalent calorifique du travail dépensé (W).

$$COP = \frac{Q_0}{W} \quad (1-1)$$

L'application du premier principe de la thermodynamique, les pertes thermiques étant négligées, permet d'écrire :

$$Q_0 - Q_c = -W \quad (1-2)$$

Par ailleurs, l'énoncé de Clausius, appliqué à une machine idéale décrivant un cycle de Carnot et fonctionnant entre deux sources de chaleur à température constante, donne :

$$\frac{Q_c}{T_c} - \frac{Q_0}{T_0} = 0 \quad (1-3)$$

Les équations (1-1) et (1-2) permettent d'écrire :

$$COP = \frac{Q_0}{Q_c - Q_0} \quad (1-4)$$

L'utilisation de l'équation (1-3) permet d'exprimer le COP d'une machine idéale en fonction des températures des deux sources :

$$COP = \frac{T_o}{T_c - T_o} \quad (1-5)$$

Ce résultat montre que l'efficacité d'une machine frigorifique est d'autant plus élevée que l'écart de température entre les deux sources est faible.

Dans la pratique, compte tenu des diverses irréversibilités déjà citées, le COP de Carnot ne peut jamais être atteint.

1.5.4. Conditions de fonctionnement et caractéristique d'une machine frigorifique

Les caractéristiques de fonctionnement d'une machine frigorifique, ou d'une pompe à chaleur, à compression mono-étagée (puissance frigorifique ou calorifique, coefficient de performance, puissance absorbée) dépendent plus ou moins fortement des paramètres suivants:

- La température (ou pression) d'évaporation;
- La température (ou pression) de condensation;
- La surchauffe de la vapeur à l'aspiration;
- Le sous refroidissement du liquide.

Les valeurs de ces paramètres fixent les conditions de fonctionnement de la machine frigorifique. Examinons l'influence de ces paramètres sur la puissance frigorifique (ou calorifique) et le coefficient de performance.

1.5.4.1. Température d'évaporation

La charge frigorifique Q_f produite par kg de fluide est représentée sur le diagramme P-h par le segment (5,1). Quand la pression d'évaporation diminue tandis que les trois autres paramètres sont maintenus constants, Q_f diminue également alors que la puissance absorbée par le compresseur augmente, car h_5 restant constante, h_1 décroît et h_2 augmente comme illustré sur la figure 1.6; ce qui provoque une chute du coefficient de performance.

Les principales causes d'une baisse anormale de la température dans l'évaporateur sont les suivantes :

- Des bouchons d'huile obturent la conduite d'aspiration, notamment si la vitesse de la vapeur est insuffisante;
- Le débit d'huile entraînée avec le fluide frigorigène est anormalement grand, ce qui altère le transfert de chaleur;
- La batterie froide est givrée de façon excessive, éventuellement avec réduction du débit du ventilateur.

Pour éviter les conséquences d'une baisse anormale de la température d'évaporation, on utilise un pressostat basse pression et dans certains cas, également un robinet à pression constante.

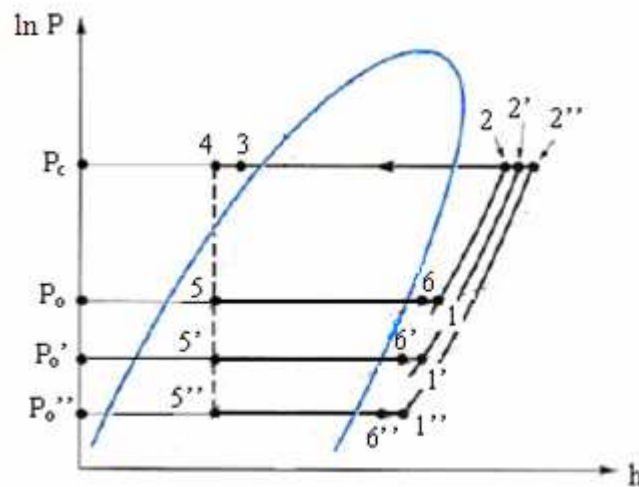


Figure 1.6 : Influence de la température d'évaporation sur les performances d'une machine frigorifique [4].

1.5.4.2. Température de condensation

Une température de condensation ne doit pas devenir trop importante pour des raisons évidentes de sécurité, mais aussi pour des raisons de performance énergétique. En fonctionnement normal, il peut être nécessaire de régler la pression de condensation pour éviter qu'elle ne devienne trop faible. En particulier, dans le cas de l'injection directe, le débit frigorigène délivré par le détendeur thermostatique, même à ouverture maximale, peut être insuffisant, si l'écart entre la pression de condensation et celle d'évaporation devient trop petit. De plus, une pression de condensation trop basse peut engendrer un phénomène de vaporisation (flash gaz) dans la conduite de liquide à l'aval du condenseur. Une température de condensation trop élevée diminue la puissance frigorifique, car h_1 restant constant, h_5 augmente comme illustré sur la figure 1.7. Il faut noter cependant que cette décroissance est plus faible que celle résultant d'un abaissement équivalent de la température d'évaporation. D'un autre côté, cette élévation de la température de condensation conduit à une augmentation du travail de compression, donc elle entraîne une chute du coefficient de performance.

Les principales causes d'élévation de la température de condensation sont les suivantes :

- Une montée de la température de l'air de refroidissement altère le transfert de chaleur et diminue la quantité de chaleur évacuée;
- La surface d'échange dans un condenseur pourrait devenir anormalement réduite, par suite du remplissage partiel du condenseur en frigorigène liquide; cet incident peut résulter d'une charge excessive en fluide frigorigène.

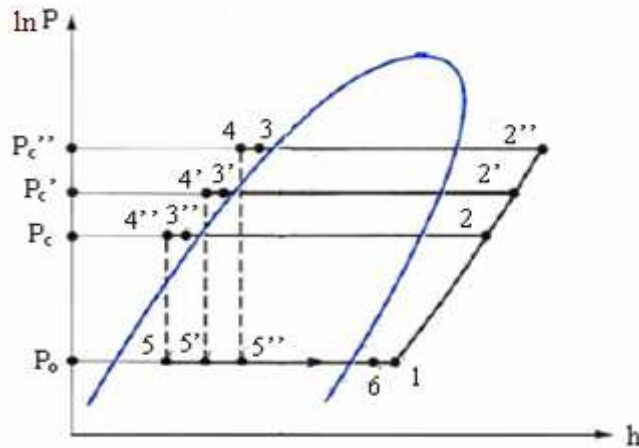


Figure 1.7. Influence de la température de condensation sur les performances du système frigorifique [4]. ln

Les dispositifs de contrôle de la pression de condensation dépendent du type de condenseur utilisé.

Dans le cas d'un condenseur à eau, on utilise soit un robinet à eau pressostatique, soit un régulateur de pression ou un dispositif thermostatique antigel.

Dans le cas d'un condenseur évaporatif, on utilise soit un pressostat haute pression, soit un régulateur de pression, soit enfin un dispositif thermostatique antigel.

Dans le cas d'un condenseur à air, on utilise soit des volets pressostatiques, soit un régulateur de pression, soit encore un convertisseur de fréquences.

1.5.4.3. Le sous refroidissement

Pour accroître le sous refroidissement du liquide frigorigène avant son entrée dans le détendeur, on peut le faire circuler dans un échangeur à contre courant par rapport à la vapeur du frigorigène sortant de l'évaporateur (figure 1.8). La vapeur s'y réchauffe avant son aspiration tandis que le sous refroidissement du liquide frigorigène s'accroît.

Les avantages du sous-refroidissement sont :

- Une protection accrue du compresseur vis-à-vis de la pénétration du liquide (coup de liquide);
- Une meilleure extraction de l'huile du frigorigène qui revient vers le compresseur;
- L'augmentation de la surchauffe accroît l'efficacité du compresseur.

Les inconvénients du sous-refroidissement sont :

- l'élévation de la température de la vapeur refoulée;
- l'investissement supplémentaire de l'échangeur.

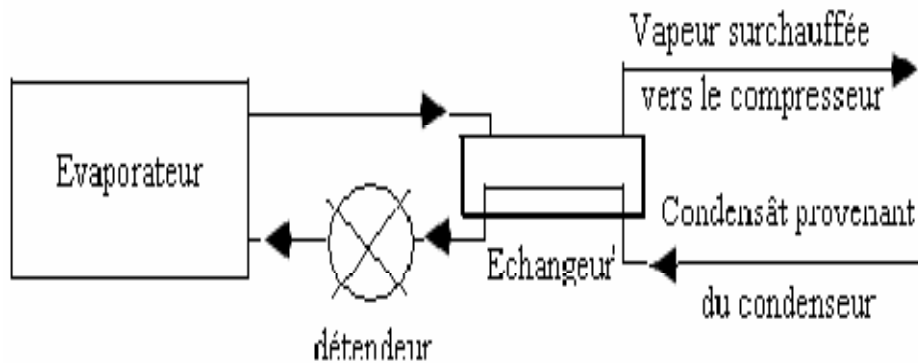


Figure 1.8 : Utilisation d'un échangeur pour accentuer le sous refroidissement et la surchauffe.

1.6. Fluides frigorigènes

Comme on vient de le voir dans le paragraphe précédent, les différents composants de la machine frigorifique sont parcouru par un fluide que l'on nomme fluide frigorigène.

1.6.1. Définition

Un fluide frigorigène est une substance qui évolue dans le circuit d'une machine frigorifique et qui, grâce à un phénomène endothermique consistant en un changement d'état faisant passer la substance de l'état liquide à l'état gazeuse dans un évaporateur, permet de produire du froid par extraction du chaleur, celle-ci étant évacuée hors de la machine par un phénomène exothermique consistant à un changement d'état inverse du précédant, c'est-à-dire faisant passer la substance de l'état gazeuse à l'état liquide dans un condenseur.

1.6.2. Nomenclature

La nomenclature des fluides frigorigènes est très précise. Elle concerne aussi bien les fluides halogénés que les fluides naturels.

Un fluide frigorifique halogéné comprend quatre types d'atomes, le carbone (C), le fluor (F), le chlore (Cl) et l'hydrogène (H). Pour caractériser un fluide frigorigène on utilise la notation **R-xyz** où :

- La lettre R signifie réfrigérant en anglais;
- x représente le nombre d'atomes du carbone moins un ($x=C-1$) ;
- y représente le nombre d'atomes de l'hydrogène plus un ($y=h+1$);
- z représente le nombre d'atomes du fluor.

Lorsque la molécule peut donner lieu à des isomères, une lettre minuscule est utilisée pour caractériser la symétrie de la molécule.

1.6.3. Propriétés des fluides frigorigènes

Un fluide frigorigène parfait devra présenter les caractéristiques suivantes :

- Chaleur latente de vaporisation élevée.
- Point d'ébullition, sous pression atmosphérique, suffisamment bas compte tenu des conditions de fonctionnement désirées (température d'évaporation).
- Faible rapport de compression, c'est-à-dire faible rapport entre les pressions d'aspiration et de refoulement.
- Faible volume massique de la vapeur saturée, rendant possible l'utilisation d'un compresseur et de tuyauteries réduites.
- Température critique très élevée.
- Pas d'action sur le lubrifiant utilisé conjointement avec le fluide.
- Composition chimique stable dans les conditions de fonctionnement de la machine frigorifique.

Et bien sur en cas de fuite il devra présenter les qualités suivantes :

- Non inflammable et non explosif en mélange avec l'air.
- Sans effet sur la santé des personnes.
- Sans action sur les denrées à conserver.
- Fuites faciles à détecter et à localiser par méthode visuelle.
- Pas d'affinité pour les constituants de l'atmosphère.

1.6.3. Fluides frigorigènes et l'environnement

Les machines frigorifiques, toutes applications confondues, consomment à elles seules 15 % de l'énergie électrique totale disponible dans les pays industrialisés. Mais en plus, elles consomment des fluides frigorigènes, dont certains ne sont pas innocents vis-à-vis du climat de la planète. L'influence des fluides frigorigènes sur l'environnement s'exerce de deux manières :

– une action participative et destructive de la couche d'ozone, par les CFC (chlorofluorocarbures) et les HCFC (hydrochlorofluorocarbures), du fait de la présence de chlore dans leur molécule. Cette action (moindre pour les HCFC) est caractérisée par l'**ODP** (Ozone Depletion Potential).

La production des CFC est interdite depuis 1998 ; il semblerait que ; depuis, le « trou d'ozone » se soit stabilisé ;

– un effet réverbératif des HCFC et HFC (hydrofluorocarbures), dénommé « **effet de serre** », caractérisé par le **GWP** (*Global Warming Potential*) qui contribue au réchauffement planétaire.

L'ODP : prend compte des conséquences sur la couche d'ozone de l'émission de 1 kg de fluide frigorigène, comparées à celle de l'émission d'un kg de R 11.

Le GWP : exprime le potentiel de réchauffement d'un gaz à effet de serre comparé à celui du dioxyde de carbone.

Le GWP_{100} s'exprime en kg équivalent CO_2 et indique la quantité de CO_2 qui aurait un effet équivalent, sur l'effet de serre, à l'émission de 1 kg de fluide à un horizon de 100 ans.

D'après une évaluation scientifique de la NASA, le tableau 1.1 montre le potentiel d'appauvrissement en ozone ODP et potentiel de réchauffement globale de l'atmosphère GWP d'une sélection de fluide frigorigène.

Tableau 1.1 : Le potentiel d'appauvrissement en ozone ODP et potentiel de réchauffement globale de l'atmosphère GWP [5]

| fluide | ODP | GWP |
|--------|-------------|-----------|
| R11 | 1 | 1 |
| R12 | 0,9-1 | 2,8-3,4 |
| R113 | 0,8-0,5 | 1,3-1,4 |
| R114 | 0,6-0,8 | 3,7-4,1 |
| R115 | 0,3-0,5 | 7,4-7,6 |
| R22 | 0,04-0,06 | 0,32-0,37 |
| R123 | 0,013-0,022 | 0,01-0,02 |
| R 124 | 0,016-0,024 | 0,09-0,1 |
| R125 | 0 | 0,5-0,6 |
| R134a | 0 | 0,24-0,29 |
| R141b | 0,07-0,11 | 0,08-0,09 |

1.7. Energie solaire

1.7.1. Le rayonnement solaire

Le rayonnement solaire est composé de (Figure 1.10) :

- Le rayonnement solaire direct : provenant directement de soleil après nombreuses absorptions successives ;
- Le rayonnement solaire diffus : provenant de l'hémisphère céleste et dirige vers le sol;
- Le rayonnement solaire réfléchi par l'environnement : c'est-à-dire réfléchi par les bâtiments et les obstacles environnants.

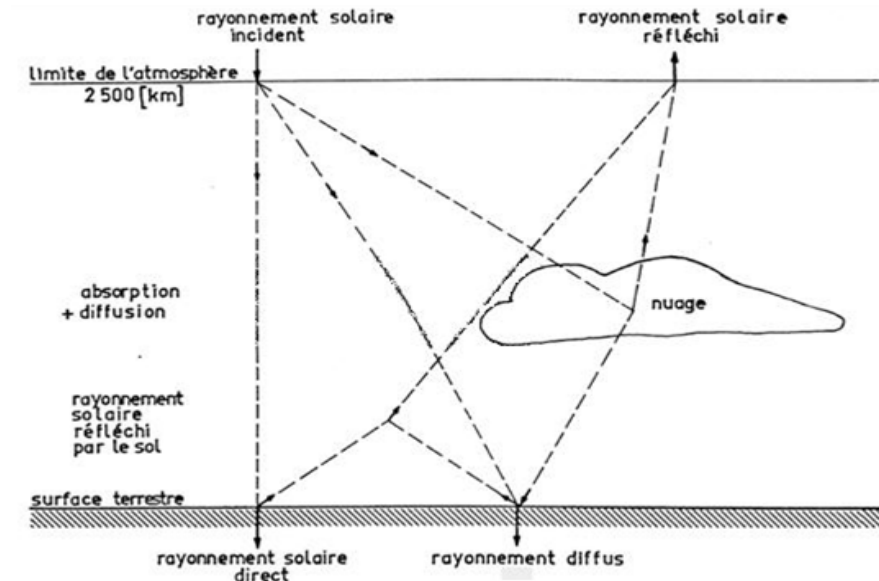


Figure 1.9 : Différents composants de rayonnement solaire [6].

Toutes les énergies renouvelables sont issues directement ou indirectement du soleil. Son rayonnement direct peut être utilisé de deux manières :

- Sa chaleur peut être concentrée pour chauffer de l'eau sanitaire, des immeubles, des séchoirs, ou bien un liquide en circulation afin de produire de l'électricité par l'intermédiaire d'un alternateur ou d'une dynamo. C'est le solaire thermique ;
- Sa lumière peut être transformée directement en courant électrique grâce à l'effet photovoltaïque.

1.7.2. Mesure de rayonnement solaire

L'insolation (G) correspond à l'intensité du rayonnement solaire reçu sur un plan à un moment donné. Il s'exprime habituellement en watts par mètre carré [W/m^2]. L'insolation varie de zéro, au lever du soleil, à sa valeur maximale, typiquement au midi solaire.

1.7.3. Gisement solaire Algérien

De par sa situation géographique, l'Algérie dispose d'un des gisements solaires les plus élevés au monde. La durée quasi-totalité du territoire nationale 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^2 est de l'ordre de 5 KWh sur la majeure partie de territoire national, soit près de $1700\text{KWh}/\text{m}^2/\text{an}$ au sud du pays.

Tableau 1.2. Le potentiel solaire en Algérie [7]

| Région | Région côtière | Hauts plateau | Sahara |
|----------------------------------|----------------|---------------|--------|
| Superficie (%) | 4 | 10 | 86 |
| Ensoleillement (h/an) | 2650 | 300 | 3500 |
| Energie (KWh/m ² /an) | 1700 | 1900 | 2650 |

Les premiers projets réalisés en Algérie :

- Le projet de la centrale électrique hybride solaire de Hassi R'mel de 150 MW.
- L'électrification de 20 villages ruraux au Sahara.



Figure 1.10. Systèmes photovoltaïques installés dans un village du programme des 20 villages solaires.

1.7.4. L'énergie photovoltaïque

Le mot « photovoltaïque » (souvent abrégé par les deux lettres PV), vient du grec «phôtos» qui signifie lumière, et de «Volta» du nom de physicien italien qui, en 1800, découvrit la pile électrique. Mais c'est le savant français Antoine Becquerel qui le premier, en 1839, mit en évidence cette conversion particulière de l'énergie : la variation de la conductivité d'un matériau sous l'effet de la lumière. Toutefois, ce n'est qu'au cours des années 1950 que les chercheurs de la compagnie « Bell Telephone », aux États-Unis, parvinrent à fabriquer la première photopile, l'élément primaire d'un système photovoltaïque [8].

1.6.4.1. Les composants d'un système photovoltaïque

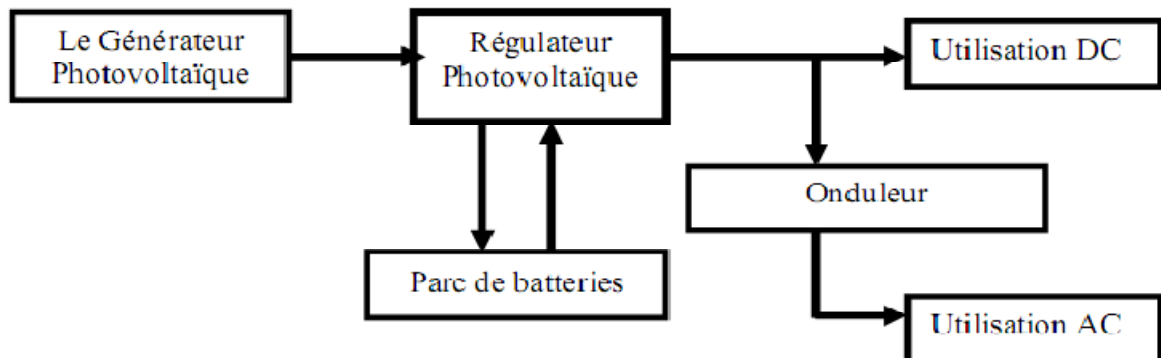


Figure 1.11 : Schéma synoptique d'un système photovoltaïque autonome

Un système PV est composé de :

i. Le générateur photovoltaïque

Le générateur photovoltaïque (Figure 1.12), représente la partie de production d'énergie électrique. Cette partie est essentiellement composée d'un ou plusieurs modules (panneaux) photovoltaïques. Ces modules sont formés d'un assemblage série/parallèle de cellules photovoltaïques, qui réalise la conversion d'énergie solaire en électricité.

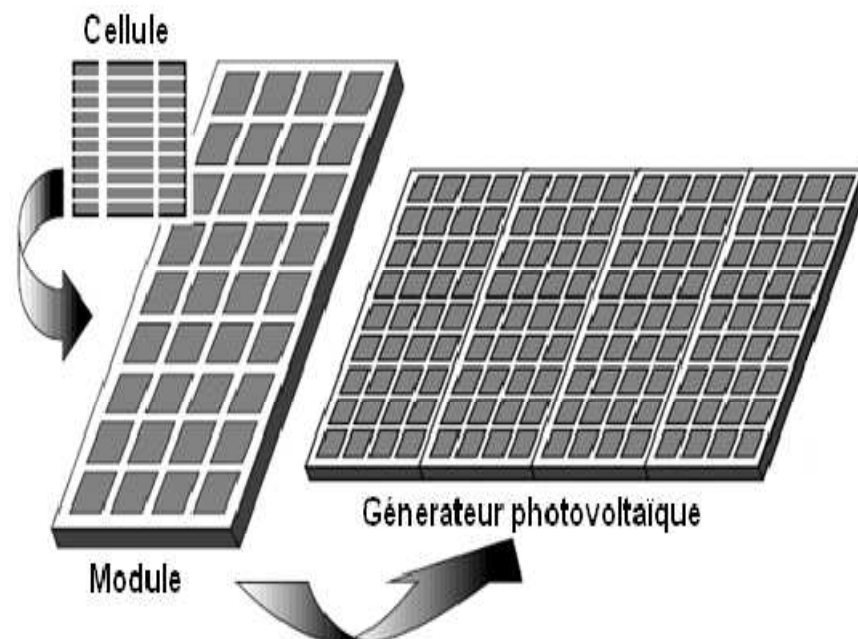


Figure 1.12 : Composantes d'un générateur photovoltaïque.

- **Le module photovoltaïque**

La structure d'un module PV est composée d'un certain nombre de photopiles (ou cellules) disposées en rang, connectées en série et assemblées de façon étanche dans un encadrement (Figure 1.13).

- **Les cellules solaires et la conversion photovoltaïque**

Quand un semi-conducteur est éclairé par la lumière du soleil, les photons sont capables de transmettre leurs énergies aux électrons de valence du semi-conducteur pour rompre la liaison qui les maintient liés aux atomes respectifs. Pour chaque liaison rompue, on obtient un électron et un trou libres de circuler dans le matériau. Sous l'effet du champ électrique, l'électron va du côté N et le trou du côté P. Les trous se comportent, sous différents aspects, comme des particules avec une charge positive égale à celle de l'électron. La figure (1.13) illustre le principe de conversion.

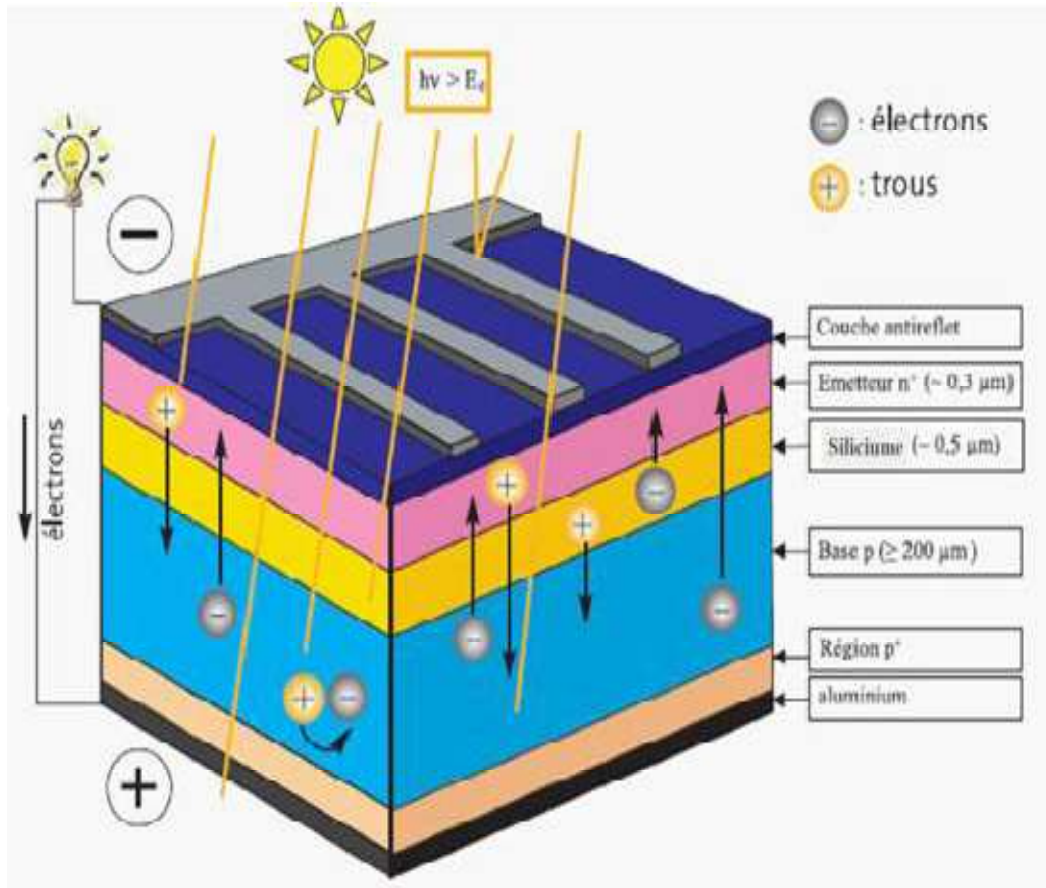


Figure 1.13 : Principe de conversion photovoltaïque [9]

- **Les différents types des cellules photovoltaïques**

Il existe trois principaux types des cellules PV à l'heure actuelle :

- Les cellules monocristallines : Ce sont celles qui ont le meilleur rendement (12-16%), mais aussi celle qui ont le coût le plus élevé, du fait d'une fabrication compliquée ;
- Les cellules poly cristallines : Leur conception étant plus facile, leur coût de fabrication est moins important, cependant leur rendement est plus faible : (11 - 13%) ;
- Les cellules amorphes : Elles ont un faible rendement (8 - 10%), mais ne nécessitent que de très faibles épaisseurs de silicium et ont un coût peu élevé. Elles

sont utilisées couramment dans les produits de petite consommation telle que les calculatrices solaires ou encore les montres.

ii. Le stockage d'énergie

Le stockage d'énergie dans les systèmes photovoltaïques autonomes est en général assuré par des batteries, composantes utilisées dans la majorité des cas. Ces batteries sont en général de type plomb-acide.

iii. Le régulateur de charge

Le régulateur est l'élément central d'un système photovoltaïque autonome : il contrôle les flux d'énergie. Il doit protéger la batterie contre les surcharges (solaire) et décharges profondes (utilisateur). Il doit également assurer la surveillance et la sécurité de l'installation (surcharges, alarmes, fusibles, inversions de polarité) .Dans les systèmes plus élaborés, il peut aussi la recharger par d'autres sources d'énergie (éolienne, hydraulique, etc.). Dans certains cas, il peut réaliser une transformation de puissance (recherche de point de puissance maximum, Max Power Point Tracker MPPT) [8].

iv. Utilisation de l'énergie

Cette partie se compose essentiellement d'un ou plusieurs récepteurs : ce sont les différents équipements qui utilisent l'énergie électrique solaire produite et contrôlée. Pour les charges alternatives, il est nécessaire d'utiliser un onduleur (convertisseur DC/AC) qui assure leur fonctionnement. Il existe d'autres composants que nous ajoutons pour assurer un certain niveau de fonctionnement et de sécurité :

- Parafoudre ;
- Fusibles et disjoncteurs ;
- Prise de terre.

1.7.4.2. Les différents types des systèmes photovoltaïques

L'élément de base d'un système photovoltaïque est le module solaire, l'association de ces modules à d'autres équipements (régulateur, batterie, convertisseur....) donne un système photovoltaïque, mais la configuration de ce système est adaptée suivant le domaine d'exploitation, pour cela nous distinguons différentes types de configuration.

i. Système photovoltaïque de faible puissance

Utilisé pour alimenter des systèmes électriques à faible consommation tels que les calculettes et les chargeurs de piles. Pour cela, n'importe quelle alimentation à pile peut être remplacée par des minis modules solaires. La figure ci-après illustre un tel système.

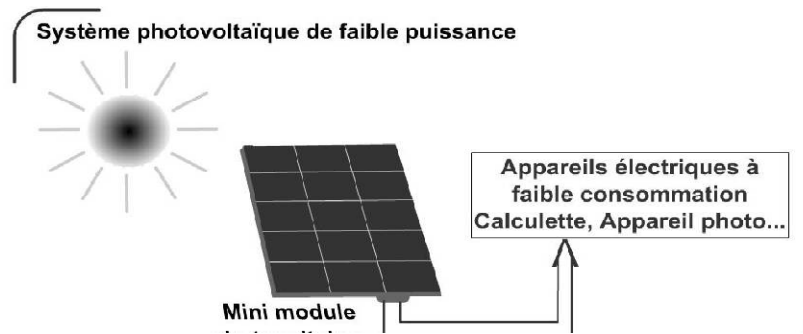


Figure 1.14. Générateur photovoltaïque de faible puissance.

i. systèmes photovoltaïques autonomes

L'alimentation des sites éloignés du réseau électrique fut une des raisons de l'apparition des systèmes photovoltaïques. Un générateur autonome peut fournir l'énergie électrique nécessaire pour alimenter l'ensemble des équipements électroménager ainsi que le système d'éclairage dans un foyer, des relais hertziens pour les télécoms, les balises de mers, des pompes et surtout les équipements à bord des satellites.

Un tel générateur est doté d'un régulateur de charge et des batteries. Ces dernières sont utilisées pour stocker l'énergie électrique sous forme chimique et la restituer en absence du soleil. Le système de régulation a pour principal fonction de protéger la batterie contre les surcharges et les décharges profondes. Il est très essentiel pour la durée de la batterie.

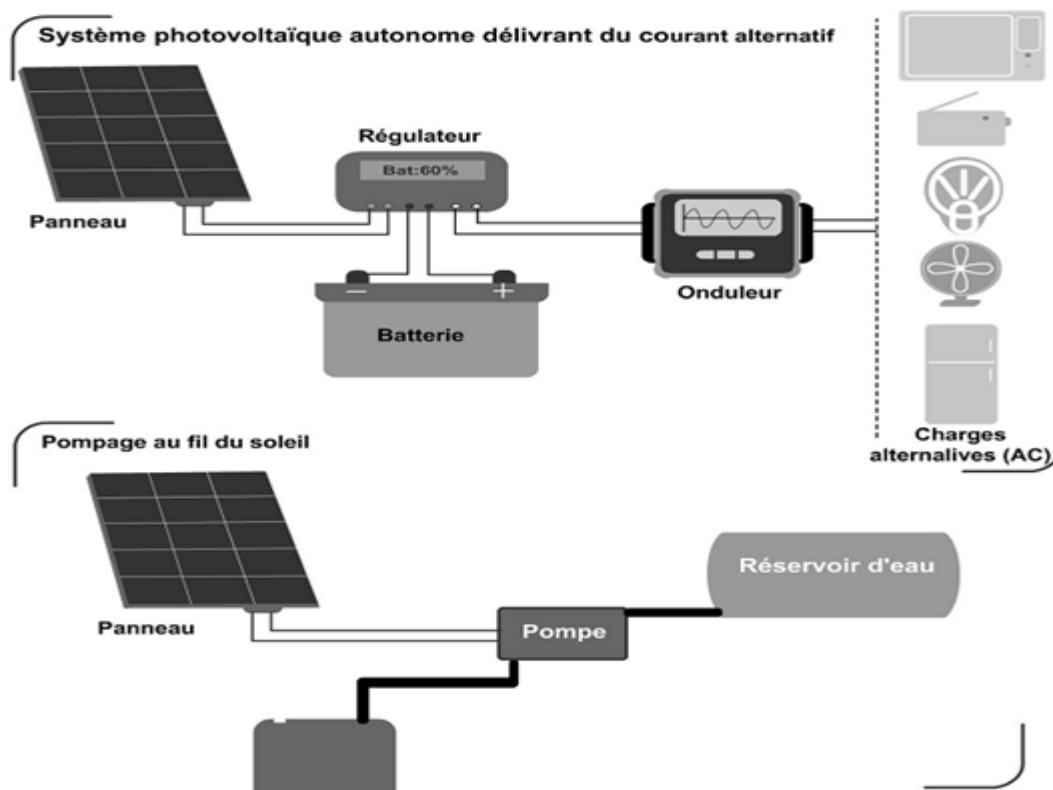


Figure 1.15 : Systèmes photovoltaïques autonomes.

L'utilisation des équipements électroménagers implique que le système photovoltaïque doit délivrer du courant alternatif. Dans ce cas, l'installation est dotée d'un onduleur qui est un dispositif électronique qui convertit le courant continu en courant alternatif aux fréquences de sortie stable et fixe.

Le pompage constitue l'une des applications des systèmes autonomes qui ne nécessite pas d'accumulateur. Le pompage d'eau se fait pendant la période d'ensoleillement pour être emmagasiné directement dans un réservoir au-dessus du point d'utilisation, ce qui rend l'eau accessible par simple effet de gravitation. Les différentes configurations de systèmes photovoltaïques autonomes sont illustrées sur la figure 1.15.

ii. systèmes photovoltaïques raccordés au réseau

Une installation PV est raccordée au réseau électrique, qui joue le rôle de tampon. L'énergie électrique produite est utilisée sur place selon la demande. Si la quantité d'énergie consommée sur place est inférieure à l'énergie produite, l'excédent de production est stocké dans le réseau. Si la quantité d'énergie consommée sur place est supérieure à l'énergie produite, le réseau fournit l'électricité nécessaire.

Le système producteur doit être équipé de deux compteurs d'énergies, l'un pour comptabiliser l'énergie fournie par le réseau et l'autre pour quantifier la production injectée.

Un équipement complet comprend :

- Des panneaux photovoltaïques, qui transforment l'énergie lumineuse en énergie électrique ;
- Un onduleur, qui régule l'énergie produite pour la rendre utilisable ;
- Un boîtier de raccordement, qui permet de connecter l'installation au réseau électrique, pour y injecter l'énergie produite.

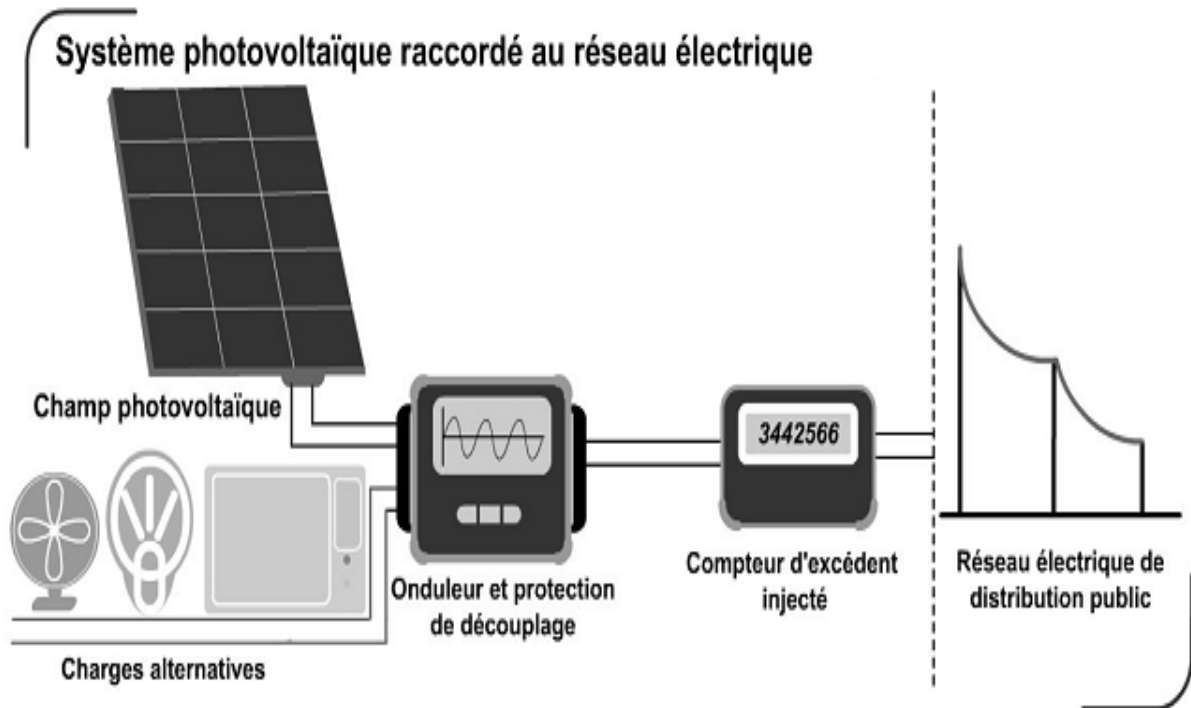


Figure 1.16 : Système photovoltaïque raccordé au réseau électrique.

1.7.4.3. Dimensionnement des systèmes photovoltaïques

L'objectif d'un système PV est d'assurer, en totalité ou en partie, les besoins énergétiques de l'utilisateur sur une période donnée, à très court terme (sur une heure), à moyen terme (sur 5 ans), et à long terme (sur 20 ans et plus). Les dimensions, le coût d'une installation solaire PV, le taux de disponibilité et le taux de couverture solaire de celle-ci dépendent uniquement :

- De la météorologie locale du lieu de l'installation solaire PV, donc de l'énergie solaire récupérable par les panneaux solaires PV sur la durée souhaitée (une semaine, 1 an, 5 ans, etc.) ;
- Des performances et de l'efficacité des composants de l'installation solaire PV pendant la période d'utilisation.

CHAPITRE 2

DIMENSIONNEMENT DE LA CHAMBRE FROIDE

2.1. Introduction

Le bilan thermique d'une chambre froide, nous permet de calculer la puissance frigorifique de la machine. Cette puissance frigorifique représente la quantité de froid nécessaire, d'une part, à la congélation ou le refroidissement des denrées, d'autre part pour compenser les apports thermiques extérieurs. Le bilan frigorifique d'une chambre reprend les principaux apports de chaleur entrant sur 24 heures.

Ce type de calcul est en fait réservé aux calculs des charges thermiques en climatisation. Pour celui des chambres froides, on peut admettre que l'effet de variation diurne et nocturne, de la température extérieure et celui de l'ensoleillement soient négligés, car le chargement moyen des chambres constitue un volant thermique suffisant pour lisser ces variations et simplifier les calculs (cela ne veut pas dire cependant que les calculs ne doivent pas être conduits avec rigueur et précision).

2.2. Les charges thermiques

Les charges se répartissent en deux grandes catégories : les charges *externes* et *internes*, elles mêmes subdivisées en sous catégories.

Charges externes : il s'agit principalement :

- Des apports au travers de l'enveloppe du local (parois, plancher, plafond,...) (Q_{tr});
- Des charges dues au renouvellement d'air (Q_{re});
- Des charges dues à l'ouverture des portes (Q_{op}).

Charges internes : il s'agit principalement :

- Des charges dépendantes de denrées entreposées :
 - Des charges dues au produits entrants (Q_{de});
 - Respiration des denrées (fruits et légumes principalement) ($Q_{rés}$);
- Des charges indépendantes des denrées :
 - Les charges dues à Eclairage ($Q_{éc}$);
 - Les charges dues au Personnel (Q_{pe});
 - Les charges dues aux chariots élévateurs et transpalettes;
 - Les charges dues à la présence d'éventuels autres machines;
 - Les charges dues à la chaleur dégagée par le moteur de chaque ventilateur d'évaporateur (Q_{ven});
 - Les charges dues au dégagement de chaleur des résistances électriques des évaporateurs lorsque ces résistances sont mises sous tension en période de dégivrage ($Q_{dég}$);

2.3. Calcul des charges thermiques externes

2.3.1. Charge thermique par transmission à travers les parois

La charge thermique par transmission à travers les parois est calculée à l'aide de la relation suivante (les portes isothermes sont calculées avec le même flux thermique que les parois) [2]:

$$Q_{tr} = K \times A_m \times \Delta T \times t \times 10^{-3} \quad (2 - 1)$$

Avec

- K : coefficient de transmission thermique de la paroi considérée en $W/m^2.K$;
- A_m : surface moyenne des parois en m^2 ;
- ΔT : différence de la température entre les deux côtés de la paroi considérée en K ;
- t : temps en secondes (24 h = 86 400 s).

Le coefficient de transmission thermique :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum_{j=1}^n \frac{e_j}{\lambda_j} + \frac{1}{h_e}}$$

Avec

$\frac{1}{h_i}$: Résistance thermique superficielle interne en m^2K/W ;

$\frac{1}{h_e}$: Résistance thermique superficielle externe en m^2K/W ;

$\sum_{j=1}^n \frac{e_j}{\lambda_j}$: Somme des résistances thermiques des différentes couches constituant la paroi en m^2K/W .

Tel que [8] : $h_e = 23 W/m^2.^\circ C$ et $h_i = 8 W/m^2.^\circ C$

Pour un calcul rigoureux il faut prendre comme valeur de A_m la moyenne géométrique de A_e et A_i .

$$A_m = \sqrt{A_i \cdot A_e}$$

Tel que

A_i : Surface interne de la paroi;

A_e : Surface externe de la paroi.

2.3.2. Charge thermique par renouvellement d'air

En fonction des produits entreposés il est parfois nécessaire de renouveler l'air des chambres froides, c'est-à-dire, de remplacer une partie de l'air de la chambre froide par de l'air extérieur dont la température est supérieure à celle de la chambre froide pour certaines périodes de l'année.

La quantité d'air neuf admise doit être refroidie à la température de la chambre froide, donc c'est une charge thermique. Cette charge thermique par renouvellement de l'air a pour valeur [2]:

$$Q_{re} = m_a \times \Delta h \quad (kJ) \quad (2 - 2)$$

m_a : Masse d'air extérieur admise en kg;

Δh : Différence d'enthalpie entre l'air extérieur et l'air ambiant de la chambre en kJ/kg.

$$\Delta h = h_e - h_a$$

Tel que h_e et h_a sont l'enthalpie de l'air extérieur et ambiant de la chambre en kJ/kg respectivement, à déterminer à partir du graphe de la figure de l'annexe A.

On a par ailleurs :

$$m_a = V_a \times \rho_a$$

Avec

V_a : Volume journalier de l'air admis en m^3

ρ_a : Masse volumique de l'air de la chambre froide en kg/m^3

$$\rho = \frac{\rho_0}{1 + \frac{\theta}{273.15}}$$

Où

$\rho_0 = 1.293 \text{ kg/m}^3$;

θ : La température de la chambre froide exprimée en $^{\circ}C$;

Enfin pour le débit volumique journalier de l'air extérieur admis dans la chambre :

$$V_a = V_{cf} \times n$$

V_{cf} : Volume de la chambre froide en m^3 ;

n : Taux de renouvellement d'air journalier ; $n = \frac{70}{\sqrt{V_{cf}}}$.

2.3.3. Charge thermique par ouverture des portes

Lorsqu'une porte, qui sépare une chambre froide de l'espace extérieur s'ouvre, l'air intérieur I, plus froid que l'air extérieur, s'écoule au dehors par la partie basse de la porte (figure 2.1). Il est remplacé par de l'air extérieur E plus chaud, moins humide, qui pénètre dans la chambre par la partie haute de la porte.

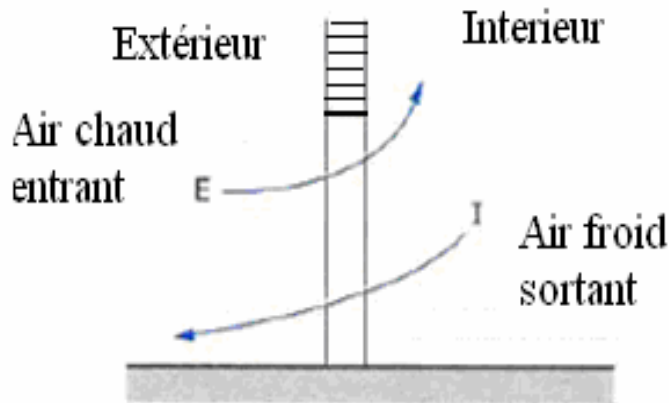


Figure 2.1 : Échanges thermiques provoqués par l'ouverture des portes [10].

Dans le cas où la chambre froide comporte plusieurs portes; on suppose presque toujours qu'il n'y a que très rarement ouverture simultanée de plusieurs portes, et c'est pourquoi le calcul n'est effectué que pour une seule porte.

La charge thermique par ouverture des portes est donnée par la formule suivante [2]:

$$Q_{op} = k \cdot \rho_a \cdot \tau \cdot A \cdot \sqrt{h_p \cdot \left(1 - \frac{\rho_e}{\rho_a}\right) \cdot (h_e - h_i)} \quad (kJ) \quad (2-3)$$

Avec

k : Facteur de correction égal à $[0,48 + 0,004 \times (T_e - T_a)]$;

ρ_a : Masse volumique de l'air ambiant dans la chambre froide en kg/m^3 ;

ρ_e : Masse volumique de l'air extérieur en kg/m^3 ;

A : Surface de la porte m^2 ;

h_p : Hauteur d'une porte en m;

h_e : Enthalpie de l'air du côté de la porte opposé à celui de la chambre froide en KJ/kg;

h_i : Enthalpie de l'air ambiant dans la chambre froide en KJ/kg;

2.4. Calcul des charges thermiques internes

2.4.1. Charges thermiques internes dépendantes des denrées entreposées

2.4.1.1. Charge thermique due aux denrées entrantes

Cette charge résulte de ce que les produits introduits dans la chambre froide se trouvent presque toujours à une température supérieure à la température de la chambre froide et qu'ils dégagent donc une certaine quantité de chaleur aussi longtemps que leur température n'aura pas encore atteint la température d'entreposage.

Lorsque les denrées introduites sont entreposées dans une chambre froide assurant seulement la réfrigération des produits et non leur congélation, la charge due aux produits entrants se calcule par la formule suivante [10] :

$$Q_{de} = m \times c \times (T_1 - T_2) \quad (2 - 4)$$

Avec

m : Masse de denrées introduite chaque jour en kg;

c : Capacité thermique massique moyenne entre T_1 et T_2 en KJ/kg.K;

T_1 : Température initiale de la denrée introduite en K;

T_2 : Température d'entreposage des denrées introduites en K.

2.4.1.2. Charge thermique due à la respiration des denrées

Dans le cas où les denrées entreposées sont vivantes (fruits, légumes, etc.) ou si elles sont le support d'êtres vivants (milieux en fermentation, fromage, etc.), on doit tenir compte d'un apport thermique lié au métabolisme de ces milieux vivants (chaleur de respiration, de fermentation, etc.).

Cet apport thermique est proportionnel à la masse de denrées présentes dans la chambre froide, et il est donné par la relation :

$$Q_{rés} = M_{tot} \times q_{rés} \quad (2 - 5)$$

Avec

$q_{rés}$: Chaleur de respiration de la marchandise considérée en KJ/kg.h ;

M_{tot} : Masse totale de marchandises contenue dans la chambre froide en kg.

Tel que M_{tot} se calcule par la relation suivante

$$M_{tot} = d \times A_{in} \times H_{st} \times \eta$$

Où

d : Densité d'entreposage en kg/m³ ;

A_{in} : Surface interne de la chambre froide ;

H_{st} : Hauteur maximale de stockage ;

η : Coefficient d'occupation au sol des marchandises (tableau 2.1).

Tableau 2.1 : Coefficient d'occupation du sol d'une chambre froide en fonction du type d'entreposage des marchandises.

| Type d'entreposage | η en % |
|---|-------------|
| Entreposage de marchandises réfrigérées palettisées à faible rotation | 0,65 à 0,70 |
| Entreposage de marchandises réfrigérées palettisées à rotation rapide | 0,45 à 0,50 |
| Entreposage de marchandises congelées palettisées à faible rotation | 0,75 à 0,80 |
| Entreposage de marchandises congelées palettisées à rotation rapide | 0,50 à 0,60 |

2.4.2. Charges thermiques internes indépendantes des denrées entreposées

2.4.2.1. Charge thermique due à l'éclairage

Dans les chambres froides classiques, les luminaires prévus doivent pouvoir résister au froid et à l'humidité, être étanches à l'eau, être protégés des contacts avec tous objets. Plus généralement, la charge thermique due à l'éclairage se calcule d'après la formule suivante [2]:

$$Q_{éc} = i \times p \times \tau$$

Avec

i : Nombre de luminaires;

p : Puissance de chaque luminaire en W;

τ : Durée de fonctionnement des luminaires en seconde.

On peut calculer cette valeur en utilisant la relation suivant [2]:

$$Q_{éc} = P \times A_{in} \times \tau \quad (2.6)$$

P : Charge thermique projeter sur la surface (les fabricants prévoient, en général, une puissance de 6 W/m²);

A_{in} : Surface interne de la chambre ;

τ : Durée de fonctionnement des luminaires en seconde.

2.4.2.2. Charge thermique due aux personnes

La charge thermique due aux personnes se calcule d'après la formule suivante [10]:

$$Q_{pe} = i \times q_p \times t \times 10^3 \quad (2.7)$$

Avec

i : Nombre de personnes opérant dans la chambre froide;

q_p : Quantité de chaleur dégagée par unité de temps par une personne en activité moyenne dans une chambre froide en W (tableau 2.2);

t : Durée de présence de chaque personne dans la chambre froide en seconde.

Tableau 2.2 : Quantité de chaleur dégagée par unité de temps par personne en activité moyenne dans une chambre froide [10].

| Température de la chambre froide °C | Quantité de chaleur dégagée par personne et unité de temps en W |
|--|---|
| 20 | 180 |
| 15 | 200 |
| 10 | 210 |
| 5 | 240 |
| 0 | 270 |
| -5 | 300 |
| -10 | 330 |
| -15 | 360 |
| -20 | 390 |
| -25 | 420 |

2.4.2.3. Charge thermique due aux moteurs des ventilateurs des évaporateurs

On utilise généralement des évaporateurs équipés d'un ou de plusieurs ventilateurs, ce qui permet d'assurer un brassage et une circulation efficaces de l'air.

Chaque ventilateur est entraîné par un moteur électrique qui dégage de la chaleur. La charge due aux moteurs des ventilateurs est alors donnée par la relation/

$$Q_{vent} = n \times P \times \tau_{éva} \quad (2.8)$$

Avec

n : Nombre de moteurs de ventilateurs;

P : Puissance du moteur considéré en kW;

$\tau_{éva}$: Durée de fonctionnement des ventilateurs en h/d;

2.4.2.4. Charge thermique due aux résistances de dégivrage

Le plus souvent, le dégivrage d'un évaporateur se fait par des résistances électriques. La charge due aux résistances électriques est alors donnée par :

$$Q_{dég} = n \times P \times \tau_{dég} \quad (2.9)$$

Avec

n : Nombre de résistances électriques;

P : Puissance calorifique de chaque résistance d'un type donnée en kW;

$\tau_{dég}$: Durée journalière de dégivrage en h/d, (voir tableau 2.3);

2.5. Puissance frigorifique intermédiaire totale $Q_{0,int}$

Le bilan thermique total de la chambre s'exprime par la relation :

$$Q_{0,int} = Q_{de} + Q_{ec} + Q_{op} + Q_{pe} + Q_{rés} + Q_{re} + Q_{dég} + Q_{ven} + Q_{tr}$$

La puissance frigorifique totale :

$$\dot{Q}_{0,int} = \frac{Q_{0,int}}{\tau_{inst}} \quad (kW)$$

2.6. Puissance frigorifique prévisionnelle :

La détermination provisoire du type d'évaporateur et de condenseur à prévoir se fait à partir du calcul provisoire de la puissance frigorifique prévisionnelle, qui est donnée par la relation suivante :

$$\dot{Q}_{0,prév} = 1,2 \times \dot{Q}_{0,int}$$

2.7. Application numérique

2.7.1. Conditions extérieurs de base

2.7.1.1. Les données géographiques

Pour ce projet on va choisir la wilaya de Biskra qui se trouve au Sud Est de l'Algérie.

- Latitude : 34°48' Nord.
- Longitude : 5°44' Est.
- Altitude : 81 m.

2.7.1.2. Conditions climatiques extérieures

Tableau 2.3 : Conditions climatiques extérieures.

| Saison | Température (°C) | Hygrométrie (%) |
|--------|------------------|-----------------|
| Eté | 45 | 25 |
| Hiver | 5 | 60 |

2.7.2. Caractéristiques thermiques de la chambre

Les caractéristiques d'une chambre froide fruit et légumes (datte) [11]:

Dimensions intérieur :

- Longueur : 10 m ;
- Largeur : 6 m ;
- Hauteur : 3 m ;
- Surface : 60 m² ;
- Volume : 240 m³.

Porte isotherme de $h \times l = 2000 \times 1200$ mm.

Épaisseur des panneaux : minimum 100 mm.

Conditions de fonctionnement :

- Température de conservation : +7°C
- Hygrométrie : 75 %

2.7.3. Constitution des parois, plancher et plafond

Les parois verticales de la présente chambre froide sont construites de la façon suivante de l'extérieure vers l'intérieure (tableau 2.4) [2]:

- une couche d'enduit-ciment d'une épaisseur de 20mm;
- un mur en brique d'une épaisseur de 10cm;
- un écran pare-vapeur (polyéthylène) d'une épaisseur de 12mm;
- la couche de l'isolant;
- une couche d'enduit-ciment d'une épaisseur de 20mm.

Le plancher comprend les couches suivantes, de l'intérieur à l'extérieur :

- une chape d'usure, généralement d'une épaisseur de 20mm;
- une dalle armée de 60 mm d'épaisseur;
- une couche d'étanchéité (Bitume) d'une épaisseur de 10 mm;
- la couche de l'isolant;
- une couche du pare-vapeur de 12mm d'épaisseur.

Le plafond ne diffère pas du plancher sauf qu'on remplace la chape d'usure par une couche d'enduit-ciment. Il est constitué :

- d'un enduit-ciment grillagé de 10mm d'épaisseur;
- de la couche de l'isolant;
- d'un écran pare-vapeur d'épaisseur égale à 12 mm;
- d'une dalle armée de 60mm d'épaisseur.

Tableau 2.4 : Constitution des parois, plancher et plafond [2] [12].

| | Désignation | e (m) | λ (W/m K) | R (m ² .K/W) | e _{pr} (m) |
|-------------------|-----------------------------|-------|-------------------|-------------------------|---------------------|
| Parois verticales | 1-enduit de ciment | 20 | 0,87 | 0,023 | 0.272 |
| | 2-mur en brique | 100 | 0,79 | 0,126 | |
| | 3-pare-vapeur | 12 | 0,4 | 0,03 | |
| | 4-isolant | 120 | 0,035 | 6,285 | |
| | 5-enduit de ciment grillagé | 20 | 0,87 | 0,023 | |
| Le plancher | 1-chape d'usure | 20 | 1,5 | 0,013 | 0.222 |
| | 2-dalle armée | 60 | 1,4 | 0,043 | |
| | 3- bitume | 10 | 0,23 | 0,043 | |
| | 4-isolant | 120 | 0,035 | 6,285 | |
| | 5-pare-vapeur | 12 | 0,4 | 0,03 | |
| Le plafond | 1-dalle armée | 60 | 1,4 | 0,043 | 0.202 |
| | 2-pare-vapeur | 12 | 0,4 | 0,03 | |
| | 3-isolant | 120 | 0,035 | 6,285 | |
| | 4-enduit ciment grillagé | 10 | 0,87 | 0,0115 | |

❖ Charge thermique par transmission à travers les parois

On prend la disposition suivante de la chambre froide :

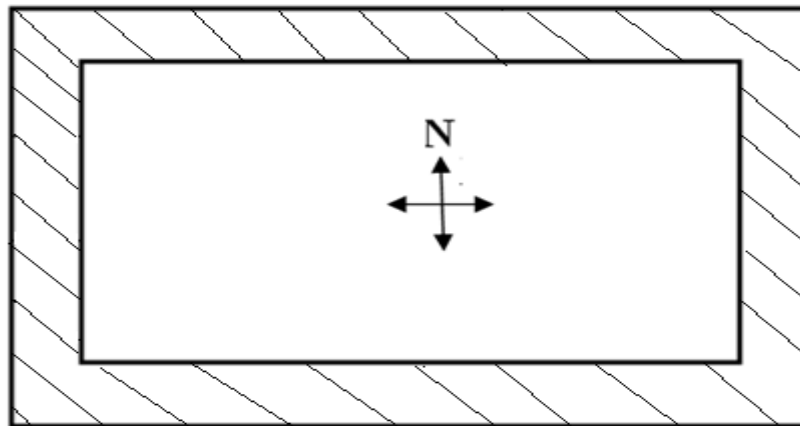


Figure 2.1 : Disposition de la chambre froide.

i. Calcul des surfaces moyenne d'échange

$$L_i = 10 \text{ m}$$

$$L_e = L_i + 2 \times e_{pr} = 10,272 \text{ m}$$

$$l_i = 6 \text{ m}$$

$$l_e = l_i + 2 \times e_{pr} = 6,272 \text{ m}$$

$$H_i = 3.00 \text{ m}$$

$$H_e = H_i + e_{plan} + e_{plaf} = 3,424 \text{ m}$$

Tableau 2.1 : les surfaces moyennes d'échange.

| surfaces | $A_i(m^2)$ | $A_e(m^2)$ | $A_m(m^2)$ |
|---------------------|------------|------------|------------|
| Paroi nord et sud | 30 | 35,171 | 32,483 |
| Paroi est et ouest | 18 | 21,475 | 19,661 |
| Plafond et plancher | 60 | 64,426 | 62,174 |

ii. correction de températures extérieures**ii. Calcul de la charge thermique**

- Paroi nord et sud

$$Q_{pr}^N = Q_{pr}^S = \frac{38 \times 32,483 \times 86.4}{6.655} = 1,602 \times 10^4 \text{ kJ}$$

- Paroi est et ouest

$$Q_{pr}^E = Q_{pr}^O = \frac{38 \times 19,661 \times 86.4}{6.655} = 0,970 \times 10^4 \text{ kJ}$$

- Plafond

$$Q_{plaf} = \frac{38 \times 62,174 \times 86.4}{6.537} = 3,122 \times 10^4 \text{ kJ}$$

- Plancher

$$T_e = 25^\circ\text{C} \text{ et } h_e = 0 :$$

$$Q_{plan} = \frac{18 \times 62,174 \times 86.4}{6.539} = 1,478 \times 10^4 \text{ kJ}$$

Finalement la charge thermique par la transmission des parois est la somme des différentes charges calculées précédemment.

$$Q_{tr} = \sum Q_i = Q_{pr}^N + Q_{pr}^S + Q_{pr}^E + Q_{pr}^O + Q_{plaf} + Q_{plan} = 7.173 \times 10^4 \text{ kJ}$$

❖ charge thermique par renouvellement d'air

i. Le taux journalier de renouvellement d'air est :

$$n = \frac{70}{\sqrt{V_{cf}}} = 5.21 \text{ J}^{-1}$$

ii. la masse de l'air admise

$$V_a = V_{cf} \times n = 937.8 \text{ m}^3/\text{J}$$

iii. La masse volumique de l'air de la chambre froide

$$\rho_a = \frac{\rho_0}{1 + \frac{\theta}{273.15}} = 1.265 \text{ kg/m}^3$$

iv. La masse de l'air admis dans la chambre

$$m_a = 1186,32 \text{ m}^3$$

Le diagramme psychométrique de la figure 1 (Annexe A) nous donne

$$h_e[45^\circ\text{C}, 25\%] = 84 \text{ kJ/kg}$$

$$h_i[7^\circ\text{C}, 80\%] = 18 \text{ kJ/kg}$$

Donc :

$$\Delta h = 66 \text{ kJ/kg}$$

La charge thermique du ou renouvellement d'air est égale alors à :

$$Q_{re} = 7.83 \times 10^4 \text{ kJ}$$

❖ Charge thermique par ouverture des portes

La masse volumique de l'air externe est égal à :

$$\rho_e = \frac{1.293}{1 + \frac{45}{273.15}} = 1.110 \text{ kg/m}^3$$

Le facteur de correction :

$$k = 0,632$$

Pour une porte d'un largeur de 1,2 m et d'une hauteur de 2 m, et pour une durée d'ouverture de 3 heures. La charge thermique est égale à :

$$Q_{op} = 0.632 \times 1.261 \times 2,4 \times 10800 \sqrt{2 \times \left(1 - \frac{1.110}{1.261}\right)} \times 66 = 47,178 \times 10^4 \text{ kJ}$$

❖ Charge thermique due à l'éclairage

En règle générale la durée de fonctionnement des luminaires dans une chambre froide est de 3 heures par jour. Donc la charge thermique résultant est :

$$Q_{éc} = 10800 \times 60 \times 6 \times 10^{-3} = 3.889 \times 10^4 \text{ kJ}$$

❖ Charge thermique due aux personnes

Pour 3 personnes opérant à l'intérieur de la chambre froide, et pour une période de temps de 3 heures.

D'après le tableau (2.2)

$$Q_{pe} = 3 \times 230 \times 10800 \times 10^{-3} = 0,745 \times 10^4 \text{ kJ}$$

❖ Charge thermique due aux denrées entrantes

La capacité thermique massique moyenne des dattes $c = 1,4685 \text{ kJ/kg. } ^\circ\text{C}$ [13].

La charge thermique apporter par les denrées entrant, est égale à :

$$Q_{de} = 6000 \times 1.4685 \times 38 = 33,481 \times 10^4 \text{ kJ}$$

❖ Charge thermique due à la respiration des denrées

La masse totale de marchandise contenue dans la chambre :

$$M_{tot} = 625 \times 60 \times 2,5 \times 0.65 = 60,93 \text{ tonne}$$

La quantité de chaleur dégagée par la respiration des dattes est : $q_{res}=63,968\text{J/kg.h}$ [13]. La relation (2.5) donne la charge thermique due à la respiration des denrées entreposée

$$Q_{res} = 60,93 \times 63.968 \times 24 = 9,354 \times 10^4 \text{ kJ}$$

❖ Puissance frigorifique intermédiaire $Q_{0,int}$

Arrivé à ce stade du calcul, il est nécessaire de déterminer la puissance frigorifique intermédiaire $Q_{0,int}$ que le ou les évaporateurs devront assurer afin de couvrir la charge thermique intermédiaire Q_{int} somme des différentes charges unitaires précédemment calculées.

Cette puissance frigorifique intermédiaire nous sera ensuite utile pour déterminer, la puissance frigorifique prévisionnelle $Q_{0,prév}$.

$$Q_{0,int} = Q_{de} + Q_{ec} + Q_{op} + Q_{pe} + Q_{rés} + Q_{re} + Q_{tr} = 109,65 \times 10^4 \text{ kJ}$$

En règles générales la durée de fonctionnement d'une machine frigorifique industrielle est de 16 heures. Ce qui donne des puissances frigorifiques du système :

$$\dot{Q}_{0,int} = \frac{109,65 \times 10^4}{57600} = 19,036 \text{ kW}$$

❖ Puissance frigorifique prévisionnelle

La puissance frigorifique prévisionnelle est égal alors à :

$$\dot{Q}_{0,prév} = 1.2 \times 19.036 = 22.843 \text{ kW}$$

2.8. Choix des équipements

2.8.1. Introduction

Après avoir déterminé la puissance frigorifique, il est question de dimensionner les échangeurs de chaleurs (l'évaporateur et le condenseur), qui vont satisfaire ces besoins. Economiquement cette option est adoptée si on construit plusieurs chambres froides de la même puissance frigorifique. Dans cette étude on va opter pour la deuxième solution, qui est le choix de ces équipements. Ce choix peut être fait de différentes manières vu la richesse du marché des équipements frigorifiques.

Il existe des logiciels établis par des professionnels pour la sélection des composantes.

2.8.2. Choix d'un fluide frigorigène :

Après avoir tenu comptes de tous les critères de choix (§ 1.6.3), et à cause de ses caractéristiques (ODP = 0, GWP = 1300 kg.eq.CO₂). Nous avons choisi comme fluide frigorigène le R134a (Tétrafluoréthane).

3.8.3. Détermination des conditions de fonctionnement de l'installation

La détermination des conditions de fonctionnement de l'installation est nécessaire pour le choix des équipements.

❖ Température et pression d'évaporation

Selon qu'il s'agit de refroidir de l'air, du liquide ou du solide, dénommés généralement sources froides, le niveau de température à réaliser T_f détermine le niveau de la température d'évaporation T_0 à partir du moment où l'on choisit l'écart minimal (le pincement) : $T_f - T_0 = 5 \text{ à } 7 \text{ K}$ [14].

Tel qu'il était illustré précédemment (§ 1.5.4.1), le coefficient de performance d'une installation est directement influencée par la diminution de la température d'évaporation. Pour cela on va prendre le pincement qui nous permet d'avoir la température d'évaporation la plus grande.

Dans ce cas la température à réaliser T_f est la température ambiante de la chambre froide qui est égale à 7 °C, est aussi la température d'entrée de l'air.

Prenons $\Delta T = 7 \text{ K}$, ce qui donne une température d'évaporation $T_0 = 0 \text{ °C}$.

La température d'évaporation étant $T_0 = 0 \text{ °C}$. Pour la détermination de la pression d'évaporation le tableau donnant les propriétés thermodynamiques du R 134a, nous donne $P_0 = 2,941 \text{ bar}$ (Annexe B).

❖ Température et pression de condensation

La température de condensation T_c est liée directement à la valeur de la température du puits chaud T_k par l'écart de température (pincement) qui est égale à : $\Delta T_c = 10$ à 15 °C [14].

Mais la température de condensation influe directement sur les performances de l'installation. Une température de condensation trop élevée provoque une chute du coefficient de performance de la machine, alors qu'une température de condensation basse peut provoquer un phénomène de vaporisation dans la conduite liquide (§ I.5.4.2).

Pour la détermination de la température de condensation on prend un pincement égal à 10, avec une température de l'air (puits chaud) $T_{air} = 45$ °C, on aura une température de condensation $T_c = 55$ °C.

Pour la détermination de la pression condensation, le même tableau (Annexe 1) nous donne une pression $P_c = 14.904$ bar (Annexe B).

❖ Sous refroidissement et surchauffe

Une sous refroidissement accentue permet d'avoir un meilleur coefficient de performance (§ I.5.4.3). Prenons un sous refroidissement égal à 10 °C [15].

On considère une ouverture de surchauffe égale à 3 K, qui est la différence entre la température pour laquelle le détendeur est complètement ouvert et celle pour laquelle il commence à s'ouvrir sans que le fluide frigorigène pénètre dans le détendeur [15].

❖ Chute de pression et taux de compression

La chute de pression à travers le détendeur est égale à

$$\Delta P = P_c - P_0 = 14,904 - 2,941 = 11,963 \text{ bar}$$

Le taux de compression est donné par la formule : $\tau = P_c/P_0$

- Si le rapport : $\tau \leq 8$; on utilise une installation Mono étagée.
- Si le rapport : $\tau > 8$; on utilise une installation bi-étagée

$$\tau = \frac{14,904}{2,941} = 5.07$$

2.8.4. Choix de l'évaporateur

❖ Généralités sur l'évaporateur

Dans toute machine frigorifique, l'évaporateur est l'appareil qui sert à prélever la chaleur au fluide frigorigène. Donc l'évaporateur est, l'appareil le plus important du circuit, le reste du circuit étant là uniquement pour ramener le fluide vaporisé à l'état liquide.

Les évaporateurs revêtent des formes extrêmement variées suivant l'application à laquelle on les destine ; on peut cependant les répartir en deux catégories, dépendant de la nature du fluide à refroidir:

- évaporateurs refroidisseurs d'air ;
- évaporateurs refroidisseurs de liquide.

Lorsqu'on considère le ou les évaporateurs d'une installation frigorifique, on doit distinguer ceux fonctionnant en ventilation naturelle de ceux fonctionnant en ventilation forcée. Dans le premier cas, il n'est pas prévu un ventilateur mécanique alors que dans le second, il en est prévu un ou plusieurs.

Les évaporateurs à ventilation forcée sont actuellement les plus répandus. Ils représentent plus de 80 % du marché.

Dans toute chambre froide, il faut éviter que ce soit l'air primaire qui vienne en contact des marchandises stockées. La meilleure solution est en effet celle qui consiste à faire circuler de l'air au-dessus des denrées stockées, pratiquement sous le plafond. C'est pour cette raison qu'on choisit généralement des évaporateurs plafonniers.

❖ Sélection de l'évaporateur

Pour définir l'évaporateur on propose d'utiliser un logiciel de fournisseur FRIGA-BOHN1.12 (Annexe C).

Donc la puissance absorbée de l'évaporateur égale à (Annexe D):

$$P_{abs}^{evap} = 1,2 \text{ kW}$$



Figure 2.2 : L'évaporateur plafonnier cubique sélectionné (type NKH 1x6Y B3 R)

2.8.5. Choix du groupe de condensation

❖ Généralités sur les compresseurs

Le compresseur est le seul organe mécanique du système frigorifique. Il existe deux grandes familles de compresseurs utilisés dans les machines frigorifiques :

- Les compresseurs cinétiques (centrifuges);
- Les compresseurs volumétriques.

Les compresseurs volumétriques sont de différents types (alternatifs à pistons, rotatifs et à vis). Le groupe moto-compresseur peut être hermétique, semi-hermétique ou ouvert.

Dans les installations frigorifiques de grandes puissances, les compresseurs semi-hermétiques sont généralement les plus adaptés, leur gamme de puissance s'échelonne de 1 kW jusqu'à 50 kW pour les motos compresseurs volumétriques.

La principale caractéristique d'un compresseur volumétrique est le taux de compression, qui est définie comme le rapport entre la pression de refoulement à celle de l'aspiration.

Il existe une relation étroite entre la détermination d'un évaporateur, dont les principaux paramètres sont la puissance frigorifique, la température ambiante de la chambre, la température d'évaporation ainsi que l'écart de température et la détermination d'un compresseur.

On effet, on doit sélectionner un compresseur pour la même puissance frigorifique et de même température d'évaporation que l'évaporateur. De façon à réaliser un équilibre entre les puissances de l'évaporateur et du compresseur.

❖ Sélection du groupe de condensation

Avec le même logiciel FRIGA-BOHN 1.12, et pour les mêmes conditions, on fait la sélection du groupe de condensation (Annexe E):

La puissance absorbée par la machine $P_{abso}^{gcond} = 10,06 \text{ kW}$



Figure 2.3 : Groupe de condensation sélectionné (type MONOHV P100A/LN/S).

2.9. Conclusion

Le calcul du bilan frigorifique d'une chambre froide, est très important car le dimensionnement de la machine frigorifique, ou le choix des équipements de celle-ci se fait sur la base des besoins en froid trouvés lors de ce calcul.

Lors du calcul du bilan thermique de cette chambre on a éliminé les charges thermiques dus aux machines roulant et aux machines divers, car il y avait pas une nécessité de prévoir ce genre de machines dans une chambre de petite surface, et pour une hauteur de stockage de 2,5 m.

Il était question lors du choix des équipements, d'opter pour les pressions et les températures de condensation et de vaporisation, qui nous permettent d'opérer dans les conditions qui nous donnent le meilleur coefficient de performance.

CHAPITRE 3

DIMENSIONNEMENT DE L'INSTALLATION PV

3.1. Introduction

Concevoir une installation PV consiste à sélectionner et à dimensionner les composants permettant de fournir en électricité, à partir de l'énergie solaire, les besoins d'une installation consommatrice, à l'endroit géographique prévu de l'installation. La réalisation des installations photovoltaïques exige une méthode de calcul et de dimensionnement de haute précision.

D'une façon générale, la maîtrise du dimensionnement global est basée sur les différentes caractéristiques techniques des sous-systèmes constituant l'installation photovoltaïque (le générateur PV, les batteries, régulateurs et convertisseurs) d'un côté et les méthodes de dimensionnement utiles d'autre côté. Un autre critère très important intervenant sur la fiabilité des installations PV, est la disponibilité d'une base des données de gisement météorologiques fiable des sites d'installation.

3.2. Type du système photovoltaïque utilisé

Pour alimenter l'installation nous proposons d'utiliser Le système PV raccordé au réseau (figure 3.1). Par rapport au système autonome, on gagne les points suivants :

- Exploitation de la totalité de l'énergie PV issue des panneaux (pas de stockage) ;
- Economie de l'ordre de 40 % sur les investissements (les batteries en moins) ;
- Maintenance quasi inexistante (ce sont les batteries qui demandent le plus d'attention);
- Meilleure durée de vie de système.

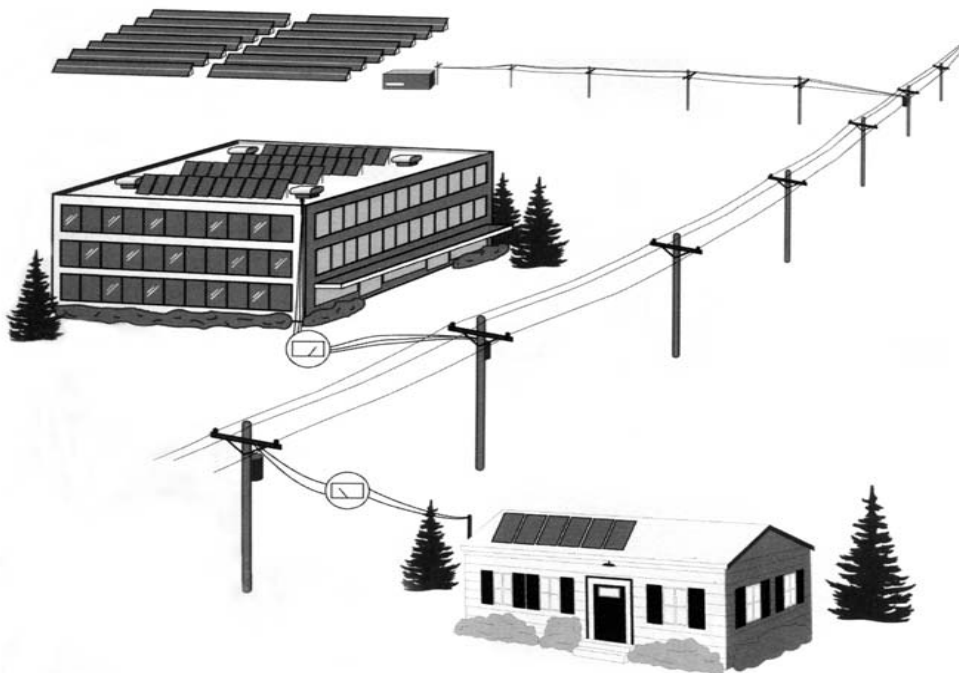


Figure 3.1 : système PV raccordé au réseau.

Le dimensionnement d'une installation photovoltaïque raccordée au réseau ne répond pas à la même problématique qu'une installation autonome. Dans le deuxième cas, il faut souvent déterminer un optimum technico-économique entre couverture des besoins énergétiques de l'utilisateur et coûts d'investissement, alors que dans le premier il s'agit plutôt de produire le maximum d'électricité au meilleur coût possible, sans préoccupation de charges à satisfaire.

Dans le cas du photovoltaïque connecté au réseau, le dimensionnement revient donc à déterminer une puissance à développer, non pas selon un besoin à couvrir, mais selon le productible qu'offrira une configuration « champ/onduleur »

3.3. Paramètres climatiques

Biskra est doté d'un fort potentiel de rayonnement solaire, et la région est caractérisée par une saison d'été très chaude (Juin - Septembre) avec une température moyenne mensuelle qui dépasse les 40 °C. Les valeurs moyennes mensuelles journalières de l'irradiation globale sur plan horizontal et incliné (à la latitude) pour la période 1983-2005 sont représentées dans le tableau suivant :

Tableau 4.1 : Données climatologiques mensuelles de la ville de Biskra de 1983 à 2005[16].

| mois | Janvier | Février | Mars | Avril | Mai | Juin | Juillet | Août | Septembre | Octobre | Novembre | Décembre |
|---|---------|---------|------|-------|------|------|---------|------|-----------|---------|----------|----------|
| T _{moy} (°C) | 9.3 | 11.0 | 14.4 | 18.2 | 23.5 | 28.5 | 31.4 | 31.0 | 26.1 | 21.0 | 15.0 | 10.7 |
| V (m/s) | 3.8 | 3.9 | 3.9 | 4.1 | 4.0 | 4.0 | 3.9 | 3.6 | 3.5 | 3.6 | 3.7 | 3.8 |
| E _{sol} (kWh/m ² .j) | 2.51 | 3.62 | 4.80 | 6.14 | 7.01 | 7.57 | 7.52 | 6.65 | 5.12 | 3.70 | 2.57 | 2.21 |

3.4. Dimensionnement d'un système photovoltaïque raccordé au réseau

Les professionnels utilisent pour la conception des systèmes, des logiciels spécialisés tel que « METEONORM, PVSYST, RETSCREEN ». Mais la démarche suivie est la même [8]. Et peut se résumer en :

3.4.1. Evaluation de besoin journalier moyen

Le dimensionnement d'un système photovoltaïque est basé sur l'évaluation des besoins en énergie électrique de l'utilisateur. Ces besoins peuvent être des charges DC ou des charges AC, ou bien les deux.

$$E_{jm} = P \times t$$

E_{jm} : Besoin électrique journalier moyen [kWh] ;

P : La puissance électrique [kW].

3.4.2. Energie solaire récupérable

Après avoir connu les besoins énergétiques il reste à connaître l'énergie donnée par le soleil pour pouvoir dimensionner les modules PV. Le rayonnement solaire journalier est le plus utilisé pour le dimensionnement.

3.4.3. Dimensionnement des modules photovoltaïques

La consommation journalière est bien déterminée, disposant des données météorologiques, on cherche maintenant à calculer combien de panneaux il nous faut pour assurer ces besoins. Un module PV est caractérisé par sa puissance crête (puissance maximale de module), cette puissance est donnée dans les conditions STC (Standard Test Conditions).

Les modules PV sont dimensionnés et garantis dans des conditions de référence dites STC (Standard Test Conditions) qui sont :

- Rayonnement solaire 1000 W/m² ;
- Spectre solaire AM (Air Masse) 1,5 (Soleil à 48°) ;
- Température ambiante 25°C.

Pour tenir en compte les pertes du système, on introduit le facteur de perte (λ_p). La tension est choisie en fonction de la puissance 12V, 24V, 36V, etc.

3.4.4. Puissance crête du champ photovoltaïque

$$P_{cc} = \frac{E_{jm}}{N_e \times \lambda_p}$$

Avec

E_{jm} : Besoin électrique journalier moyen [kWh] ;

λ_p : Coefficient des pertes en courant ;

N_e : Nombre équivalent d'heures d'ensoleillement (en h/j) ;

$$N_e = \frac{E_{solj}}{1000}$$

E_{solj} : Rayonnement solaire journalier [Wh/m².j] ;

1000 W/m² : Rayonnement solaire dans les conditions STC.

3.4.5. Surface du champ photovoltaïque

$$S_c = \frac{P_{cc}}{P_{cm}}$$

P_{cm} : Puissance crête du module PV [kW/m²]

c) Nombre des modules photovoltaïques

$$N_m = \frac{S_c}{S_{mod}}$$

S_{mod} : Surface du module PV [m²]

3.4.6. Association des modules photovoltaïques

a) Association en série

En additionnant des cellules ou des modules identiques en série, le courant de la branche reste le même mais la tension augmente proportionnellement au nombre de cellules (modules) en série. Le nombre des modules en série est calculé par :

$$N_{ms} = \frac{V_c}{V_m}$$

V_c : Tension de la charge [V] ;

V_m : Tension du module PV [V].

b) Association en parallèle

En additionnant des modules identiques en parallèle, la tension de la branche est égale à la tension de chaque module et l'intensité augmente proportionnellement au nombre des modules en parallèle dans la branche. Le nombre des modules en parallèle est calculé par :

$$N_{mp} = \frac{N_m}{N_{ms}}$$

Où

N_m : Nombre des modules photovoltaïques ;

N_{ms} : Nombre des modules PV en série.

❖ Remarque

Dans le plus part des cas, les nombres des modules (en série et/ou en parallèle) calculés ne sont pas des entiers ; il faut donc les arrondir pour trouver la nouvelle puissance crête corrigée et le nouveau nombre des modules PV.

c) Choix de l'orientation des modules

L'orientation des modules doit être plein sud pour les sites de l'hémisphère nord et plein nord pour les sites de l'hémisphère sud. L'utilisation d'une boussole est fortement recommandée pour éviter toute approximation qui risquerait d'introduire une perte de puissance consécutive à une mauvaise orientation [17].

d) Choix de l'inclinaison des modules

Pour que les modules produisent un maximum d'énergie, il faut que leur surface soit perpendiculaire aux rayons solaires. On doit donc incliner les modules pour qu'ils soient face au soleil. La valeur d'inclinaison correspond à l'angle que font les modules avec l'horizontale [17].

3.4.4. Choix de l'onduleur

Dans les installations PV, où les récepteurs fonctionnent en courant alternatif, on fait appel à l'onduleur PV, qui permet de convertir la tension continue du générateur en tension alternative. Un onduleur PV est caractérisé par [17] :

- Puissance apparente nominale de sortie : elle doit être supérieure à la puissance du récepteur ;
- Tension d'entrée continue nominale, avec une plage de variation admissible tolérée par le constructeur ;
- Tension de sortie alternative nominale ;
- Fréquence de sortie nominale ;
- Rendement nominal.

3.4.5. Choix des câbles électriques

Il est nécessaire de limiter la longueur des liaisons entre le générateur PV et les récepteurs. Le transport à distance de courant de plusieurs ampères implique inévitablement des pertes en ligne importantes par échauffement (effet joule) [17]. La section des câbles est choisie par :

$$S_{\text{câb}} = \frac{\rho_{\text{câb}} \times L_{\text{câb}}}{R_{\text{câb}}}$$

$$R_{\text{câb}} = \frac{V_u}{I}$$

3.5. Dimensionnement du système photovoltaïque avec PVSYST 5.11

❖ Calcul la puissance crête du système

Le besoin journalier moyen $E_{jm} = 11,5 \times 16 = 184 \text{ kWh}$

On calcule la puissance des panneaux solaire qui peuvent couvrir ce besoin, avec un coefficient réducteur de 0,75 et un rayonnement mensuel moyen égal à 4,95 kW.

$$N_e = \frac{4,95 \times 10^3}{1000} = 4,95 \text{ h/J}$$

$$P_{cc} = \frac{184}{4,95 \times 0,75} = 49,56 \text{ kWc}$$

Description du logiciel PVSYST 5.11

PVSYST est un logiciel de dimensionnement des installations photovoltaïques qui a été réalisé par le CUEPE (Centre Universitaire d'Etude des Problèmes d'Energie) à l'université de Genève (Suisse). Ce logiciel dispose des bases de données très riches (panneaux, régulateurs, batteries, onduleurs, pompe solaire, etc.), et une base de données météorologique très puissante qui couvre plus de 95 pays [18].

Ce logiciel se décompose en 2 parties. La première sert à faire un dimensionnement rapide de l'installation à partir de la météo, de la charge, de l'orientation des panneaux, de la profondeur de décharge maximale des batteries et du taux de couverture voulu. On obtient alors la puissance totale des panneaux et la capacité des batteries à installer. Dans la seconde partie une simulation du fonctionnement de l'installation solaire peut être faite à partir de ces premiers résultats de simulation qui prend en compte des facteurs comme les pertes de puissances dues aux régulateurs, aux câbles. Le logiciel fonctionne aussi bien en simulation qu'en pré-dimensionnement. Il peut être utilisé pour des installations autonomes ou connectées.

- ❖ Dans la fenêtre principale du logiciel PVSYST 5.11, nous choisissons un nouveau projet d'un système raccordé au réseau (Grid connected) (Figure 3.2) ;

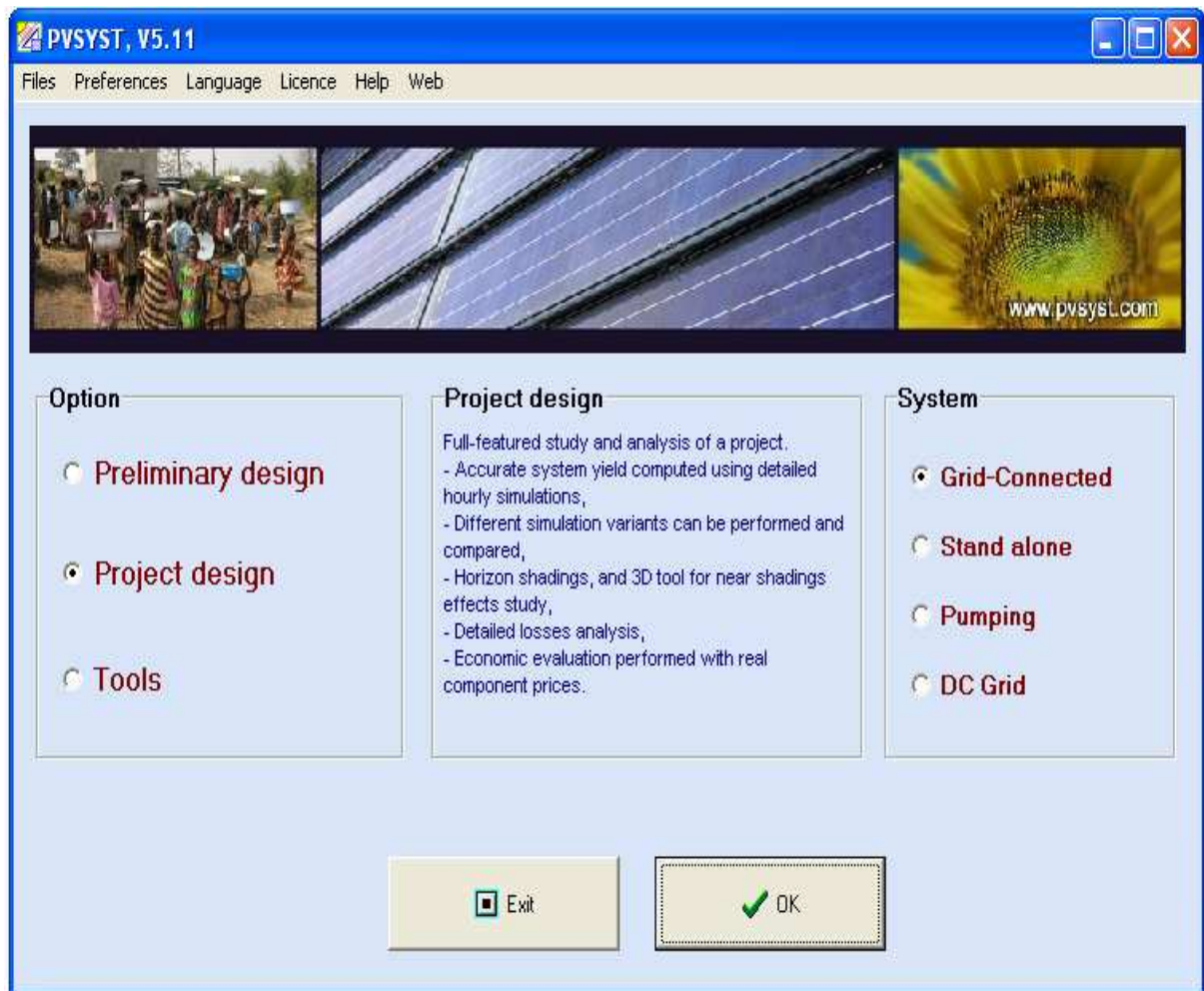


Figure 3.2 : Type du système photovoltaïque utilisé.

- ❖ Un projet de simulation PVSYS commence par la définition d'un site géographique et d'une météo. Dans la fenêtre des paramètres géographiques du site (Geographic site parameters), nous introduisons les coordonnées géographiques (geographical coordinates) du site (Figure 3.3) ;

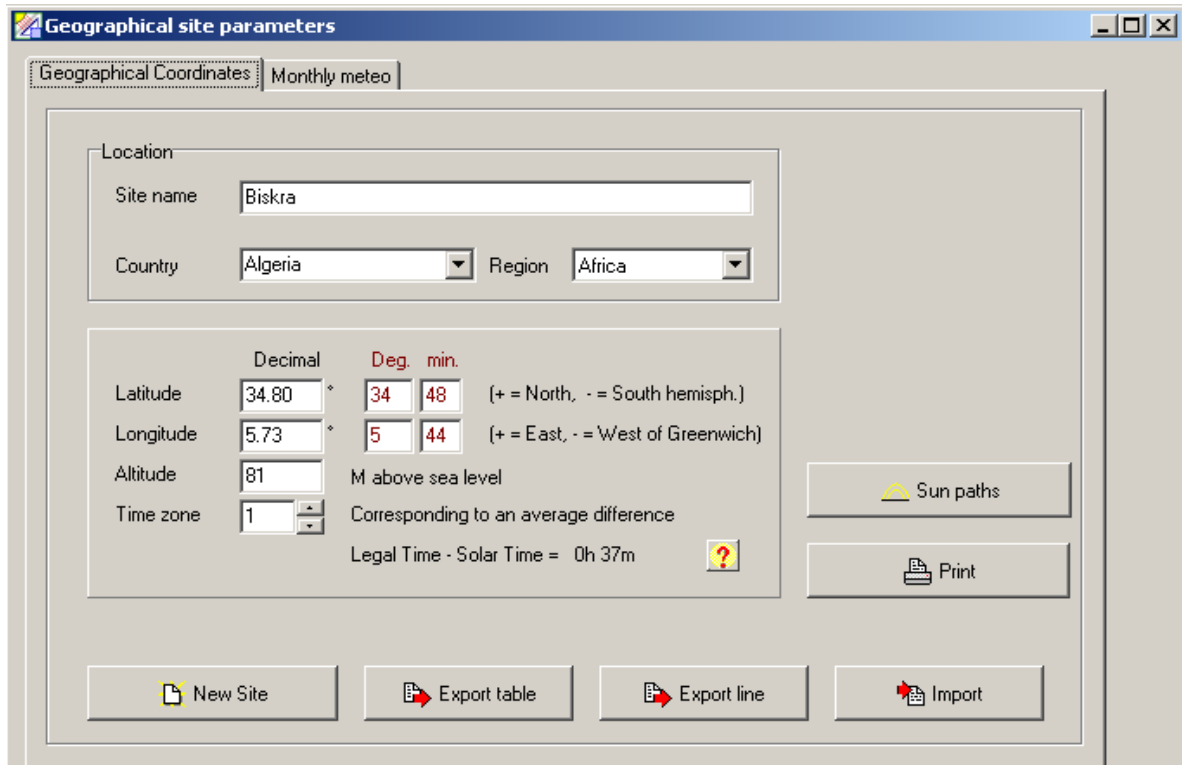


Figure 3.3 : Paramètres géographiques du site.

- ❖ Dans la fenêtre de météo mensuelle (Monthly Meteo) (Figure 3.4), nous introduisons les valeurs mensuelles de la température (Temper) et la vitesse de vent (Wind vel) et le rayonnement global (Globale irradi) [16] ;

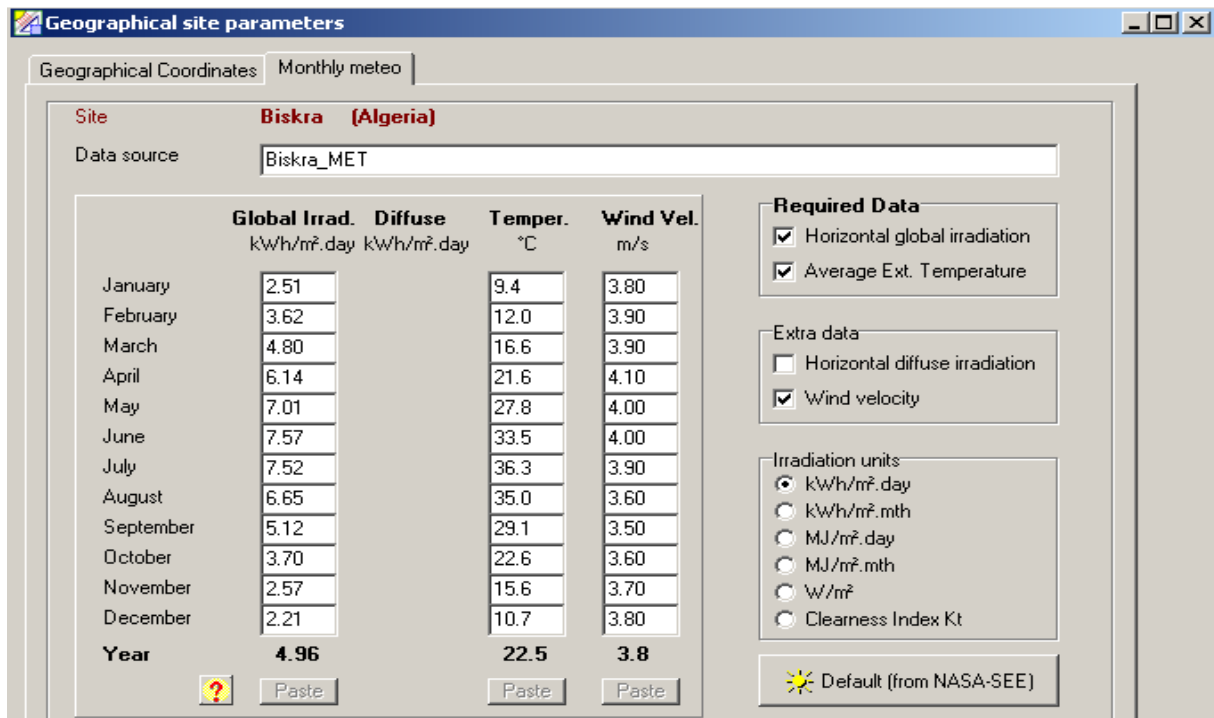


Figure 3.4 : Paramètres météorologiques du site.

- ❖ Dans la fenêtre d'orientation des modules (Collector Field orientation), PVSYST 5.11 nous propose l'orientation et l'inclinaison optimales annuelles des modules PV pour deux périodes d'année (Figure 3.5), il nomme ses périodes : été (Summer) et hiver (Winter).

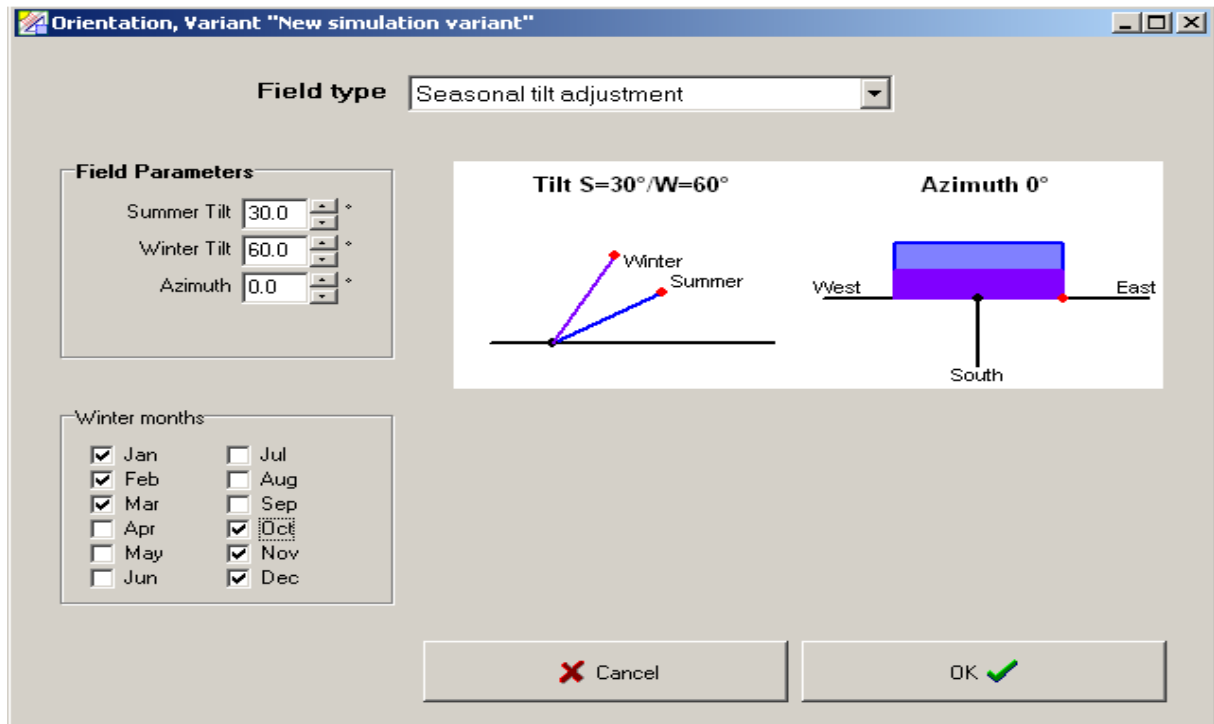


Figure 3.5 : Orientation des modules.

5) Nous introduisons la valeur de puissance désirée, PVSYST 5.11 nous donne tous les paramètres de notre système PV (Figure 3.6), après le choix des onduleurs (inverters) et les modules PV ;

❖ **Le champ PV**

Le champ PV il est composé de 160 modules en 16 chaînes parallèles de 10 panneaux en série aux caractéristiques individuelles suivantes :

- La puissance maximale crête du module $P_{cm} = 320 \text{ Wc}$.
- Dimension et poids : $1559 \times 1046 \times 46 \text{ mm}$ ($S = 1,631 \text{ m}^2$), 18,6 kg.
- Nombre de cellules : 96.

❖ **Les onduleurs**

Le système contient 2 onduleur de caractéristiques suivants :

- Tension nominale de sortie : 400 V.
- Puissance nominale : 25 kW.

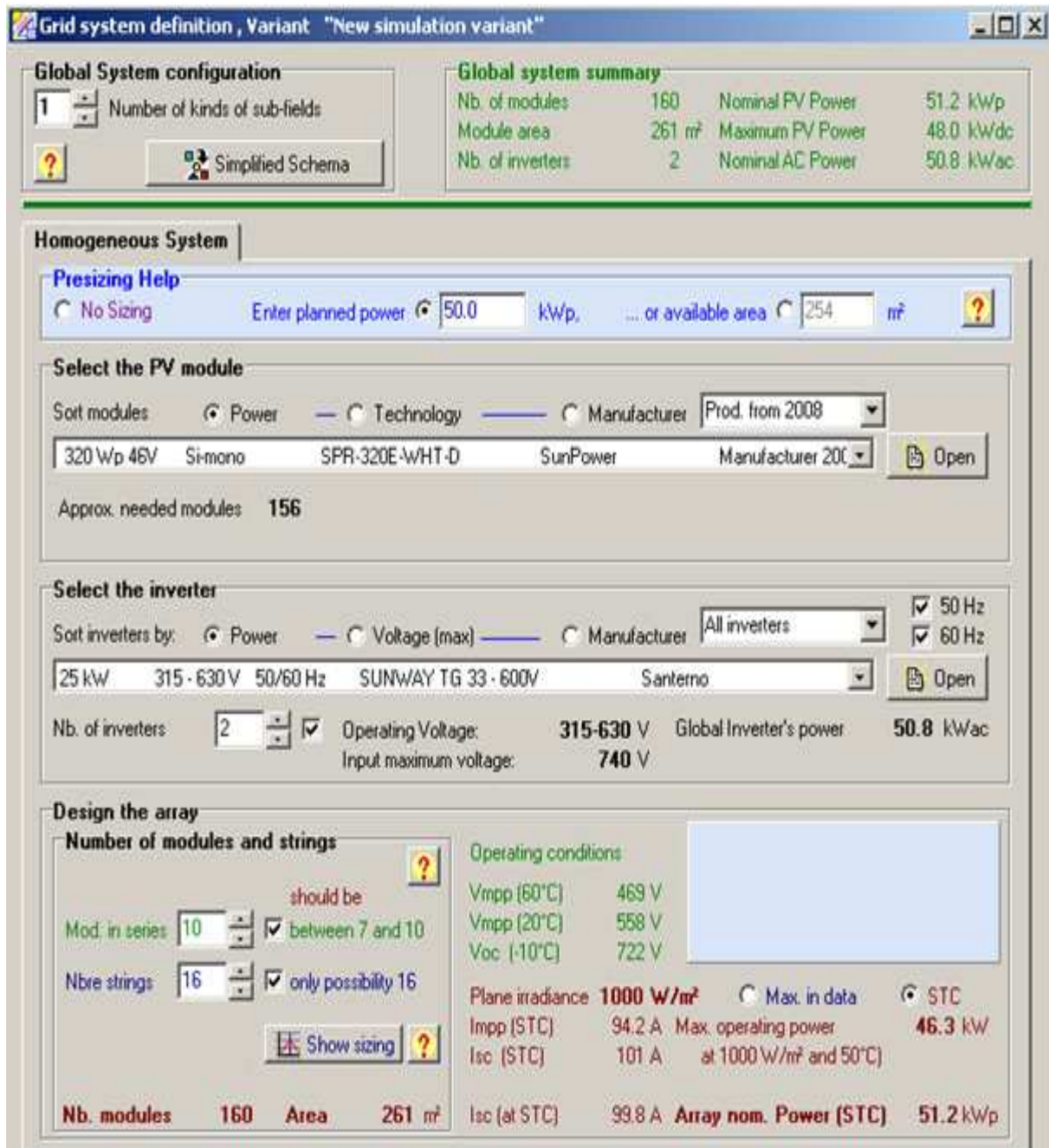


Figure 3.6 : Différents paramètres du système photovoltaïque.

- ❖ Les câbles électriques les plus utilisés dans les systèmes PV sont en cuivre de résistivité $\rho_{câb} = 1,923 \times 10^{-8} \Omega \cdot m$ [17]. La figure (3.7) présente le schéma du champ PV utilisé dans notre système PV donné par PVSYST 5.11;

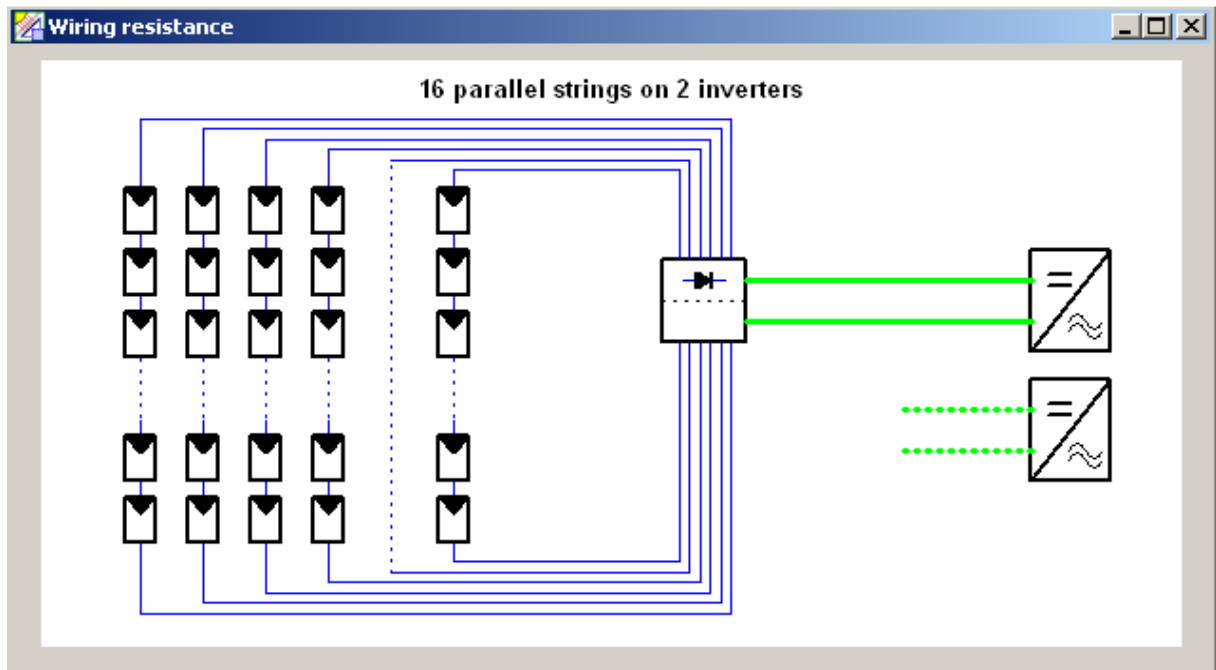


Figure 3.7 : Schéma du champ PV utilisé.

❖ Les résistances des câbles électriques utilisés dans notre système PV (figure 4.8):

The software window displays the following data for cable resistances:

| Wiring layout : Groups of parallel strings | | | Per circuit | | Global array | |
|--|-----------------------------|----------------------------|--------------|--------------------|--------------|--------------------|
| | Aver. length m / circuit | Section mm ² | Current A | Resistance mOhm | | Resistance mOhm |
| One string = 10 modules: | | | | | | |
| String module connexions | 70 | 1.5 | 5.9 | 1027 | 16 strings: | 64.2 |
| Main box to inverter | 10 | 10 | 46.9 | 22 | 2 inverters: | 11.0 |
| Field global wiring resistance | | | | | | 75.2 mOhm |
| Total copper mass | | | | | | 15 kg |

Figure 3.8 : Résistances des câbles électriques.

❖ En effectuant toutes les étapes précédentes de dimensionnement du système PV, nous obtenons le schéma du système PV (Figure 3.9).

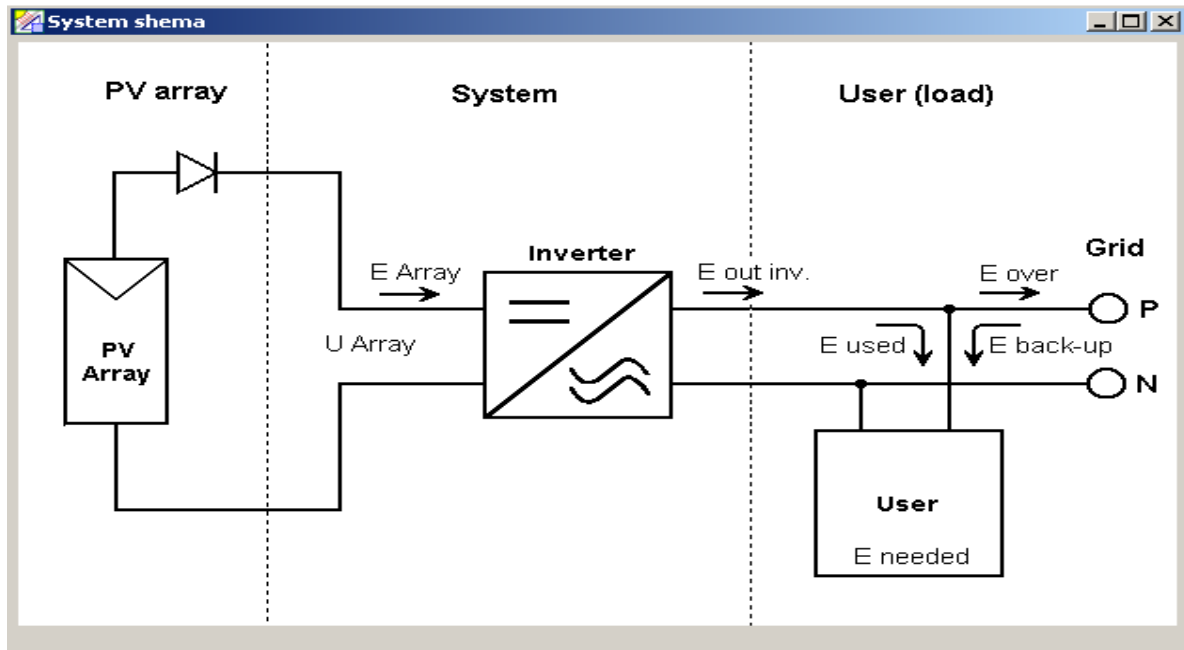


Figure 3.9 : schéma du système PV.

❖ L'énergie fournie par le système PV égale à 7.51 MWh/an (figure 3.10) ;

Selon le schéma on remarque que la production d'énergie solaire atteint son maximum pendant la saison d'été (le mois de juillet) et ça dû au bon ensoleillement.

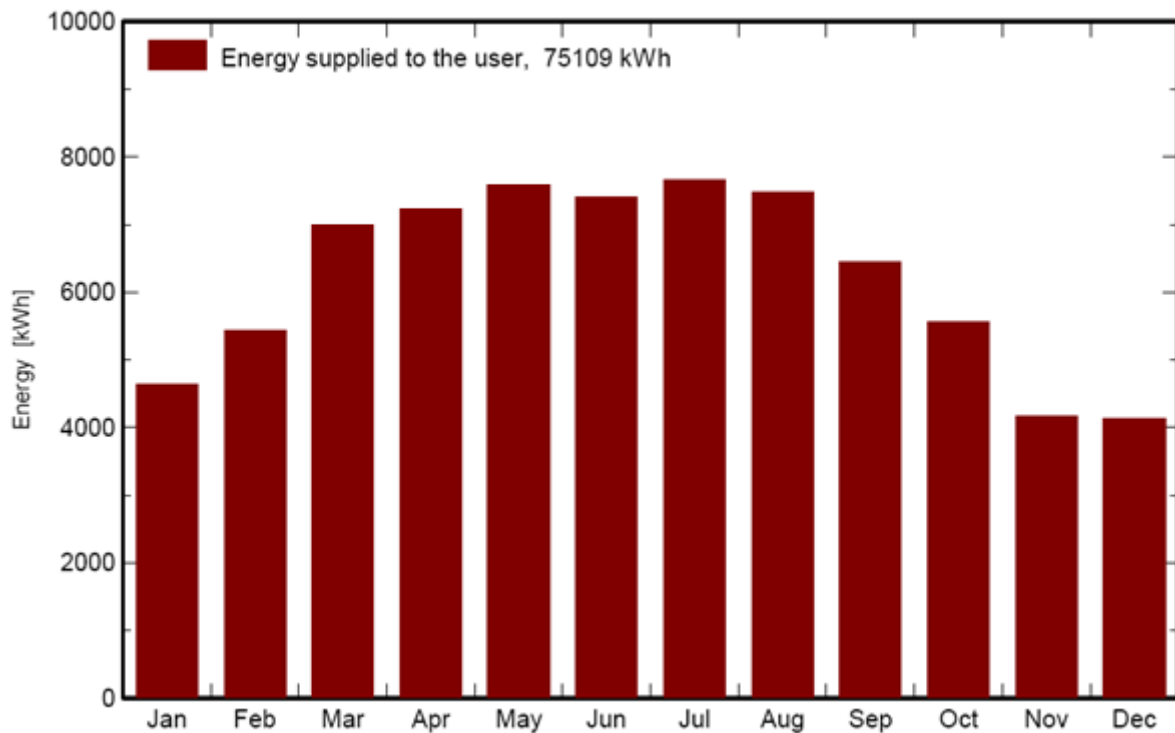


Figure 3.10 : l'énergie fournie par le système PV.

❖ Le bilan énergétique de notre installation est représenté dans la figure (3.11) en montrant les deux types d'énergie qui sont : L'énergie fournie par le système PV et les besoins en énergie de la chambre froide.

- L'énergie fournie par le système PV : 75,109 MWh ;
- les besoins en énergie de la chambre froide : 67,16 MWh.

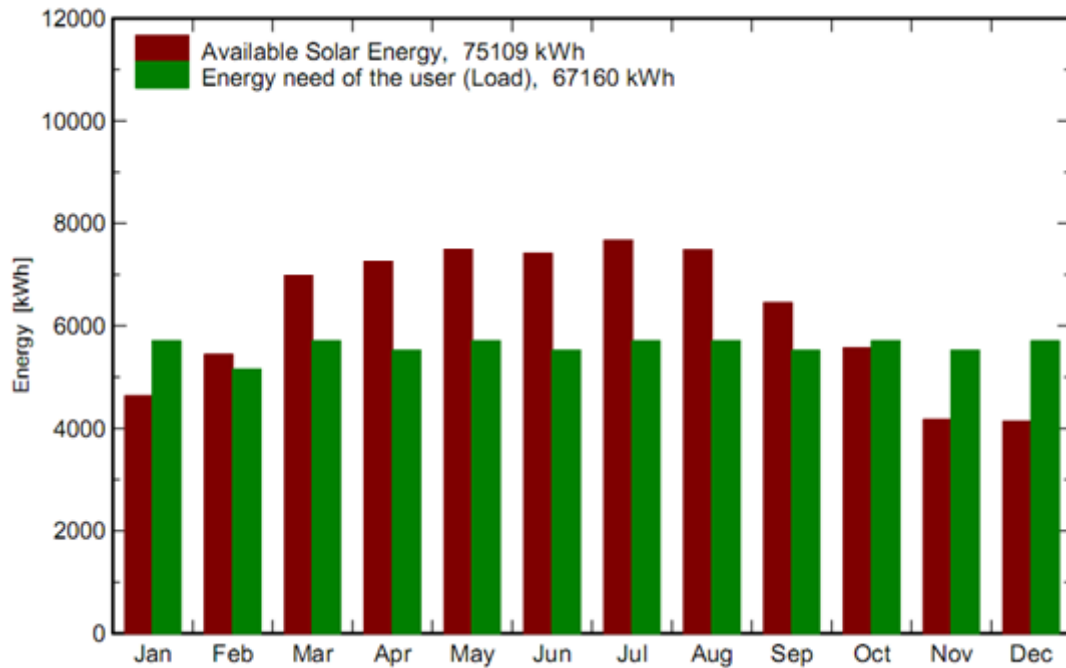


Figure 3.11 : Le bilan énergétique

❖ D'après la figure (3.12), Nous remarquons que les pertes en température sont très importantes notamment en été où elle atteint des valeurs très élevées. Ces pertes sont dues à l'influence négative de la température sur la caractéristique courant/tension d'un semi-conducteur.

La perte en température n'effectuera que les systèmes en pays chaude (comme l'Algérie), où on luttera contre les fortes chaleurs par une bonne ventilation des modules.

Les pertes ohmiques des câblages sont très faibles, cependant ils sont inévitables.

Il existe aussi des pertes comme :

- La perte par salissure du panneau ou par la neige, du sable...
- Les pertes de l'onduleur.

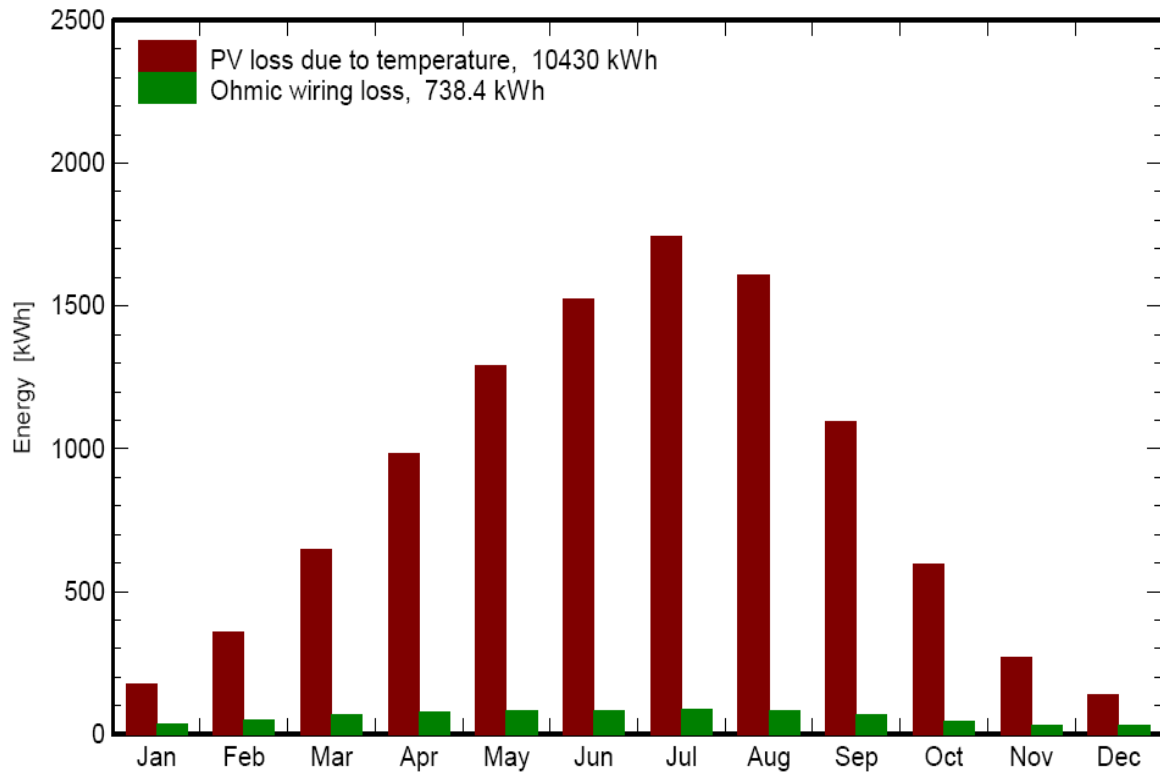


Figure 3.12 : Les pertes annuelles du système photovoltaïque.

3.6. Conclusion

L'utilisation de « PVSYST 5.11 » nous a simplifiée beaucoup le dimensionnement de notre système PV en décrivant tous ses paramètres, et ses caractéristiques, entre autres l'orientation et l'inclinaison des modules PV, la surface de champs PV, la configuration, le câblage des différents composants, les pertes de système, etc.

CHAPITRE 4

ANALYSE ECONOMIQUE

4.1 Introduction

Afin de valoriser les résultats issus de l'étude effectuée pour une telle installation, il est indispensable de connaître certains coûts représentatifs, une analyse économique succincte relative à notre installation est effectuée pour évaluer ces coûts.

4.2. Evaluation des coûts du système photovoltaïque

Les prix d'une installation photovoltaïque dépendent notamment de la puissance voulue, des modules PV, de l'onduleur et des frais d'installation.

Du point de vue d'un investisseur ou d'un financier, le calcul du coût d'un système PV doit inclure tous les coûts qui permettront d'assurer sa viabilité sur une certaine période de temps, ramenés à une valeur actualisée. Le principe de base de cette analyse économique consiste à établir les coûts d'investissement initial de l'installation, en valeur actualisée sur la durée de vie du système.

4.2.1. La durée de vie du système

Le choix de la durée de vie est normalement lié à la durée de vie maximale des équipements principaux de système. Afin de comparer plusieurs composants entre elles, une même durée de vie doit être utilisée. Quitte à inclure des remplacements essentiels d'équipement pour certaines options. Dans notre évaluation (Figure 4.1), le choix de la durée de vie économique est lié au fait que la durée de vie estimée des modules photovoltaïques est normalement de 20 ans.

4.2.1. Le taux d'intérêt et le taux d'actualisation

Le taux d'intérêt (Rate) est souvent fonction du crédit que l'investisseur peut obtenir. Dans notre évaluation, en Algérie le taux d'intérêt pour un tel projet est entre 5 % et 12 %, nous utilisons le taux de 5,25 % pour la CPA (Crédit Populaire d'Algérie).

Le taux d'actualisation (tarif evolution) est fonction du taux d'inflation et du taux d'investissement disponible durant la période prévue par l'analyse. Pour notre cas (Figure 4.1), nous proposons un taux d'actualisation de 10 %.

4.2.2. Les coûts initiaux

Les coûts initiaux (net investments) comprennent les dépenses effectuées lors de l'installation du système PV; c'est-à-dire les composants du système PV (modules, onduleurs, câblages, etc.), les coûts et leurs transport et installation, les coûts imprévus. En tenant compte de TVA (Taxe à la Valeur Ajoutée), dans l'Algérie la valeur de TVA est 17 %.

Les coûts d'investissement sont estimés à :

- 4,37 €/Wc pour le champ photovoltaïque ;
- 1,75 €/Wc pour le système d'intégration (support).
- 0,36 €/Wc pour les onduleurs.
- 0,19 €/Wc pour les équipements connexes (câblage, dsjoncteurs, compteurs...)
- 0,47 €/Wc pour les coûts annexes (planification, montage, supports de montage...).

Remarque :

Les coûts des différents composants de système PV sont prédéfinis dans la base des données de logiciel « PVSYST 5.11 » en (€), nous faisons que introduire le taux de change de l'Euro (€) contre le Dinar Algérien (DA) soit 1 € ≈ 92 DA [19].

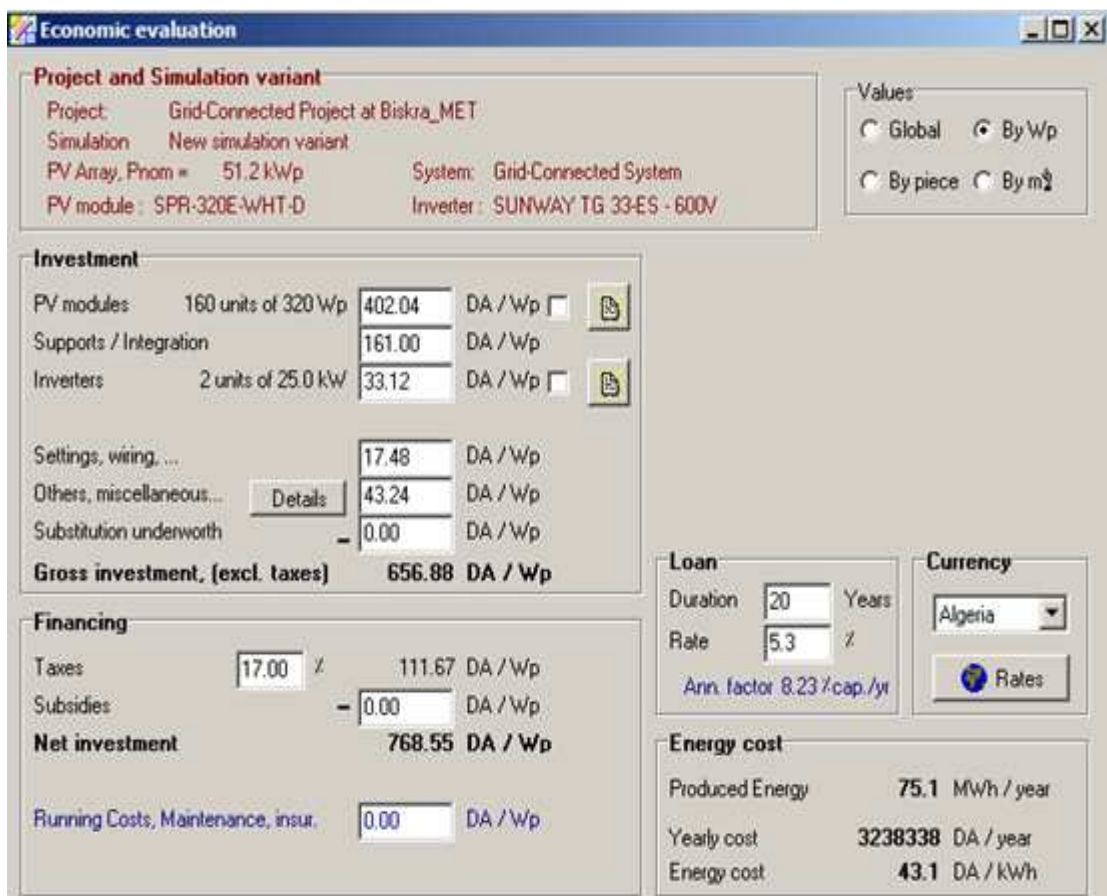


Figure 4.1 : Différents coûts du système PV.

4.2.3. Les coûts récurrents

Les systèmes photovoltaïques coûtent cher en investissement de capital mais ils ont peu de coûts récurrents alors que les systèmes d'énergie conventionnels ont un coût d'investissement relativement faible mais des coûts récurrents importants. Les coûts récurrents peuvent se diviser comme suit :

- Les frais de fonctionnement (running) ;
- Les frais de maintenance.

4.3. Coût de production du kWh photovoltaïque à long terme

Le coût de production d'un produit est le coût relatif à l'ensemble de la vie de ce produit pour un usage donné. Dans le cas du photovoltaïque, il correspond donc au prix de revient du kWh d'électricité produit, prenant ainsi en charge les coûts initiaux de construction et les charges futures pour entretenir cette installation.

Le coût de production du kWh photovoltaïque se calcule à partir de la formule du Coût Global Actualisé (CGA), qui par définition est le ratio entre la somme des dépenses actualisées relatives à un projet de l'année 1 à l'année n, et la somme des productions, actualisées elles aussi de l'année 1 à l'année n :

$$CGA = \left(\frac{\sum \text{investissement} + \sum \text{dépenses annuelles relatives au projet}}{\sum \text{production énergétique}} \right)_{\text{actualisés}}$$

La valeur actuelle (VA)

L'actualisation permet de comparer à l'instant présent des quantités de biens ou de services qui apparaissent dans le futur à des horizons temporels différents, ce qui est bien appréciable pour prendre des décisions dans le présent sur des investissements futurs.

La formule ci-dessous permet de calculer la valeur actuelle de la dépense par rapport au moment futur où elle sera effectuée.

$$VA = V_{init}(1 + t)^n$$

Où

VA : La valeur actualisée simple de la composante ;

V_{init} : La valeur initiale de la composante ;

t : Le taux d'actualisation ;

n : La durée de vie de la composante.

4.4. Eléments de réussite d'un programme photovoltaïque raccordé réseau

L'élément de réussite d'un programme photovoltaïque est la mise en place d'un aide adéquat permettant à la fois de lever la barrière de l'investissement et de rendre le photovoltaïque rentable aux yeux des investisseurs. Pour cela différents mécanismes de soutien sont proposés, parmi lesquels [21]:

4.4.1. Les aides à l'investissement par la subvention directe

La subvention directe, bien que relativement sûre du point de vue de l'investisseur, possède de nombreux inconvénients :

- Elle fait directement ou indirectement appel au budget de l'Etat.
- Elle donne de « mauvaises habitudes » aux opérateurs, qui risquent de se consacrer plus à la recherche de subventions qu'à leur métier proprement dit.

Même si elle ne doit pas être rejetée définitivement en bloc, la subvention directe ne peut donc jouer qu'un rôle temporaire dans le développement de la filière PV.

4.4.2. Réductions fiscales

Les réductions fiscales sont en principe moins discriminatoires que les aides à l'investissement, mais elles ont tout de même un effet direct sur le budget de l'Etat.

4.4.3. Prêt bonifié

Le prêt bonifié, même s'il connaît la même finalité que la subvention, possède l'avantage de moins peser sur les ressources de l'Etat ou des Organismes financeurs puisque l'argent prêté aux investisseurs est récupéré intégralement. Mais, tout comme la subvention, il est insuffisant pour monter un programme photovoltaïque car le problème du coût de production élevé du photovoltaïque se fera toujours sentir.

4.5. Comparaison du prix de l'électricité photovoltaïque avec le prix d'autres sources d'énergie

Le prix du kWh produit par une installation solaire photovoltaïque dépend des coûts fixes liés à l'investissement initial (achat du matériel et travaux), de la quantité de l'énergie solaire reçue par l'installation, et du rendement de l'installation.

Pour une énergie donnée, calculer son prix nécessite de faire des hypothèses sur les taux d'intérêt, les futurs frais de maintenance, de combustible, les durées d'utilisation de l'équipement (amortissement), etc.

Chaque étude peut faire ses propres hypothèses et les résultats peuvent varier, néanmoins ces variations restent légères et quasiment sans impact sur le classement comparatif des énergies.

Un prix de 43 DA/kWh de notre installation photovoltaïque, est très élevé par rapport à un prix de 4 DA/kWh d'une installation de turbine à gaz en Algérie.

De toutes les énergies renouvelables, le kWh photovoltaïque est actuellement de loin le plus cher [20].

Le prix du kWh photovoltaïque semble très élevé par rapport à une installation conventionnelle. Il sera très loin d'être compétitifs au système conventionnel. Mais ceci est dû à notre sens aux raisons suivantes :

- De nos jours, nous ne nous disposons pas de technologie d'acquisitions des équipements qui coûte excessivement cher. Ce qui conduit à un prix d'investissement initial très élevé.
- Le problème d'inflation de notre pays qui a fait que le prix de chacun des équipements sera très élevé.
- Le faible rendement des différents équipements conduit à une quantité considérable de chacun des équipements de conversion.
- Par contre, il s'agit d'une énergie propre et gratuite, chose dont ne dispose pas l'énergie conventionnelle.

4.6. Conclusion

L'Analyse économique de notre installation permet de dégager deux types d'information, soient les coûts initiaux du système et les coûts annuels qu'il engendre. L'investisseur devra engendrer suffisamment de revenus pour payer ces coûts. Les systèmes photovoltaïques raccordés au réseau électrique sont rarement rentables sans les subventions d'état.

CONCLUSION GENERALE

Conclusion générale

Dans ce travail, il était question de faire un bilan thermique de la chambre froide, puis de sélectionner les équipements de la machine frigorifique, qui nous permet de se positionner dans des conditions optimale d'utilisations de celle-ci, tout en respectant les règles de sécurité et d'hygiènes.

Le long de cette étude, Nous avons proposé et dimensionné une solution d'énergie renouvelable, pour l'alimentation de la chambre, qui est le PV raccordé au réseau, et nous avons calculé ses paramètres caractéristiques, et ses coûts. Ces derniers sont déterminés en grande partie par le coût de l'investissement qui est élevé comparativement à la puissance installée, et les coûts variables (entretien et réparations de l'installation).

Le dimensionnement du champ PV demande toute une connaissance des performances des générateurs photovoltaïques utilisés (modules et cellules) et leur comportement en fonction des conditions météorologiques (éclairage, température, humidité...).

La recherche est très active dans le domaine du solaire photovoltaïque. Les prix diminuent constamment et les rendements progressent. L'essentiel des progrès se fait au niveau des cellules. Cependant, pour rendre le PV rentable, il existe aussi des innovations au niveau d'autres éléments qui peuvent réduire le coût global ou améliorer les fonctionnalités : amélioration des onduleurs, des systèmes d'intégrations, des batteries...

Du point de vue économique, Les systèmes photovoltaïques raccordés au réseau électrique sont rarement rentables sans les subventions de l'état. Donc la conclusion à tirer est qu'il faut combiner plusieurs aides, pour lever la barrière de l'investissement et assurer une bonne rentabilité. Un tarif de rachat élevé du kWh photovoltaïque semble donc de rigueur...

BIBLIOGRAPHIE

Bibliographie

- [1]. **M. FEIDT.** « Production de froid et revalorisation de la chaleur : principes généraux ». Technique de l'ingénieur BE 8095.
- [2]. **P. J. RAPIN.** « Installations frigorifiques » (Tome 2). PYC 7^{ième} Edition. Paris, 1996.
- [3]. **E. KOLLER** « Machines thermiques » DUNDO 2005.
- [4]. **M. DUMINIL.** « Théorie des machines frigorifiques ». Technique de l'ingénieur B9730.
- [5]. **W. MAAK, H. J. ECKERT, J. L. CAUCHEPIN.** Le pohlmann, « Manuel technique du froid, Tome 1 » PYC 2^{ième} Edition, 1993.
- [6]. **G. PORCHER.** « Cours de climatisation »
- [7]. **C.E. CHITOUR.** « Quelle stratégie énergétique pour l'Algérie à l'horizon 2030 ? » Imp.OPE/ENP/Lavalef/ANDRU.
- [8]. **A. LABOURET, M.VILLOZ.** « Energie solaire photovoltaïque le manuel du professionnel » DUNOD, Paris, 2003.
- [9]. **A. RICAUD.** « Dossier photovoltaïque », Reflets de la physique, Décembre 2007.
- [10]. **G. VRINAT.** « Production de froid ». Technique de l'ingénieur B 9745.
- [11]. **J. ESTREM.** Univers froid « les installations frigorifique commerciales de A à Z » DUNOD 2001
- [12]. **H.RECNAGEL, E.SPRENGER, E.R.SCHRAMEK** «Le Recknagel : Manuel pratique du génie climatique », 3^{ième} édition, PIC EDITION, Paris, 2001.
- [13]. **R. J. DOSSAT.** « Principles of refrigeration ». Prentice-Hall, 1991.
- [14]. **G. VRINAT.** « Production du froid : technologie des machines industrielles ». Technique de l'ingénieur B 2365.
- [15]. **F. MEUNIER, P. RIVET.** « Froid industriel ». Dunod. 2005.
- [16]. <http://eosweb.larc.gov/sse/> : Base de données météorologiques de la NASA.
- [17]. **L. CHANCELIER, E. LAURENT.** « L'électricité solaire », LIVRE GRET, Paris, 1996.
- [18]. Help de PVSYST 5.11.
- [19]. <http://www.le-convertisseur.com/convertisseur-devises.html>
- [20]. **D. KOUSSA, M. BELHAMEL** « Production d'électricité sans interruption moyennant un système hybride (éolien photovoltaïque – diesel) ». Centre de Développement des Energies Renouvelables, Bouzaréah, Alger, Algérie.2007.

[21]. M. Borni, A. Coulton, A. Lyndorff, A. Paoli.

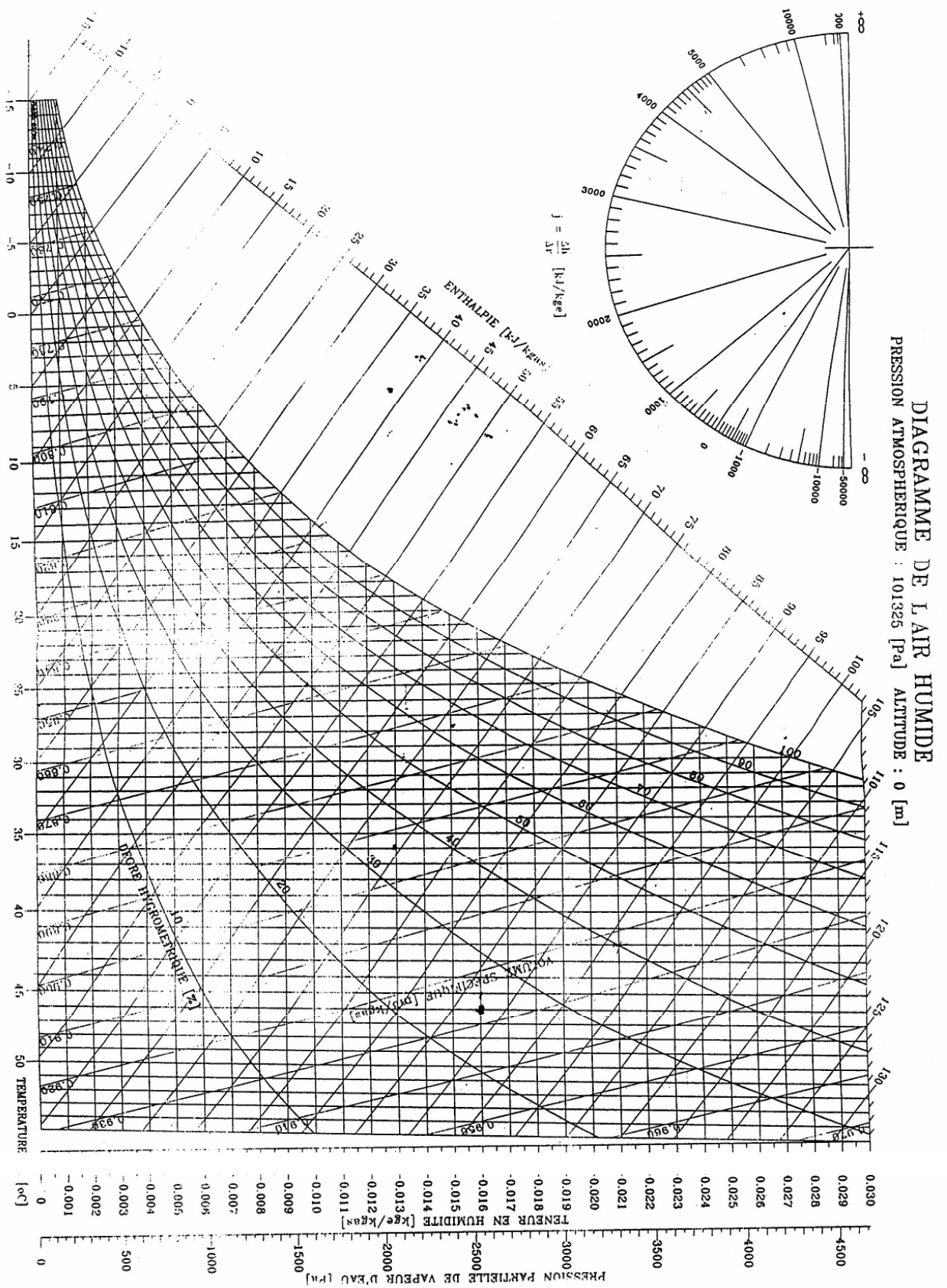
« Systèmes d'incitation financière aux énergies renouvelables ». Ecole Nationale des Ponts et Chaussées, 2003.

[22]. **S. KAKAÇ, H. LIU.** "Heat exchangers: selection, rating, and thermal design". CRC press. 1998.

[23]. www.friga-bohn.com. Constructeur d'évaporateurs et de condenseurs.

ANNEXES

Annexe A : Diagramme de l'air humide.



Annexe B : Propriété thermodynamique du réfrigérant R 134a saturé [22]

| T (K) | p (bar) | v_f (m ³ /kg) | v_g (m ³ /kg) | h_f (kJ/kg) | h_g (kJ/kg) | s_f (kJ/kg·K) | s_g (kJ/kg·K) | $c_{p,f}$ (kJ/kg·K) | $c_{p,g}$ (kJ/kg·K) | μ_f (10 ⁻⁴ Pa·s) | μ_g (10 ⁻⁴ Pa·s) | k_f (W/m·K) | k_g (W/m·K) | Pr_f | Pr_g | σ (N/m) |
|--------------------|------------|-------------------------------|-------------------------------|------------------|------------------|--------------------|--------------------|------------------------|------------------------|------------------------------------|------------------------------------|------------------|------------------|--------|--------|-------------------|
| 200 | 0.070 | 0.000661 | 2.32 | -36.0 | 201.0 | -0.1691 | 1.0153 | | | | | | | | | |
| 210 | 0.187 | 0.000674 | 0.906 | -26.5 | 208.1 | -0.1175 | 0.9941 | | | | | | | | | |
| 220 | 0.252 | 0.000687 | 0.698 | -15.3 | 214.5 | -0.0664 | 0.9758 | | | | | | | | | |
| 230 | 0.438 | 0.000701 | 0.416 | -3.7 | 220.8 | -0.0158 | 0.9602 | 1.113 | 0.732 | | | | | | | |
| 240 | 0.728 | 0.000716 | 0.258 | 8.1 | 227.1 | 0.0343 | 0.9471 | 1.162 | 0.764 | 4.25 | 0.095 | 0.099 | 0.008 | 4.99 | 0.90 | |
| 250 | 1.159 | 0.000731 | 0.167 | 20.3 | 233.3 | 0.0840 | 0.9363 | 1.212 | 0.798 | 3.70 | 0.099 | 0.095 | 0.008 | 4.72 | 0.96 | 0.0145 |
| 260 | 1.765 | 0.000748 | 0.112 | 32.9 | 239.4 | 0.1331 | 0.9276 | 1.259 | 0.835 | 3.25 | 0.104 | 0.091 | 0.008 | 4.49 | 1.02 | 0.0131 |
| 270 | 2.607 | 0.000766 | 0.077 | 45.4 | 244.8 | 0.1817 | 0.9211 | 1.306 | 0.876 | 2.88 | 0.108 | 0.087 | 0.009 | 4.31 | 1.08 | 0.0117 |
| 280 | 3.721 | 0.000786 | 0.055 | 59.2 | 251.1 | 0.2299 | 0.9155 | 1.351 | 0.921 | 2.56 | 0.112 | 0.083 | 0.009 | 4.17 | 1.14 | 0.0103 |
| 290 | 5.175 | 0.000806 | 0.040 | 72.9 | 256.6 | 0.2775 | 0.9114 | 1.397 | 0.972 | 2.30 | 0.117 | 0.079 | 0.010 | 4.07 | 1.20 | 0.0090 |
| 300 | 7.02 | 0.000821 | 0.029 | 87.0 | 261.9 | 0.3248 | 0.9080 | 1.446 | 1.030 | 2.08 | 0.121 | 0.075 | 0.010 | 4.00 | 1.27 | |
| 310 | 9.33 | 0.000865 | 0.022 | 101.5 | 266.8 | 0.3718 | 0.9050 | 1.497 | 1.104 | 1.89 | 0.125 | 0.071 | 0.010 | 3.98 | 1.34 | |
| 320 | 12.16 | 0.000895 | 0.016 | 116.6 | 271.2 | 0.4189 | 0.9021 | 1.559 | 1.198 | 1.72 | 0.129 | 0.068 | 0.011 | 3.98 | 1.57 | |
| 330 | 15.59 | 0.000935 | 0.012 | 132.3 | 275.0 | 0.4663 | 0.8986 | 1.638 | 1.324 | 1.58 | 0.133 | 0.064 | 0.011 | 3.94 | 1.44 | |
| 340 | 19.71 | 0.000984 | 0.0094 | 148.9 | 277.8 | 0.5146 | 0.8937 | 1.750 | 1.520 | 1.45 | 0.137 | 0.060 | 0.012 | 4.23 | 1.74 | |
| 350 | 24.60 | 0.00105 | 0.0071 | 166.6 | 279.1 | 0.5649 | 0.8861 | 1.931 | 1.795 | 1.34 | 0.14 | 0.056 | 0.012 | 4.62 | 2.09 | |
| 360 | 30.40 | 0.00115 | 0.0051 | 186.5 | 277.7 | 0.6194 | 0.8721 | 2.304 | 2.610 | 1.20 | 0.16 | 0.054 | 0.013 | 5.16 | 3.21 | |
| 370 | 37.31 | 0.00139 | 0.0035 | 216.0 | 270.0 | 0.6910 | 0.8370 | | | 0.95 | 0.26 | | | | | |
| 374.3 ^a | 40.67 | 0.00195 | 0.0020 | 248.0 | 248.0 | 0.7714 | 0.7714 | | | | | | | | | |

Annexe C : logiciel de sélection des composants frigorifique [23].

Annexe D : Sélection de l'évaporateur avec le logiciel FRIGA-BOHN 1.12 [23].

Détails du modèle

Fichier Web Aide

Modèle : NKH 1x6Y B3 R

Conditions de fonctionnement

Fluide frigorigène : R134a

Température de la chambre : 7 °C

Nombre d'appareils : 1

Caractéristiques Aérauliques (Par appareil)

Nb. et diamètre des ventilateurs : 1 x 630 mm

Débit d'air : 8900 m³/h

Pression : 0 Pa

Projection d'air : 22 m

Lp (à 4m) : 51 ? dB(A)

Caractéristiques Electriques (Par appareil)

Puissance absorbée maximale : 1 x 1200 W

Intensité de fonctionnement maximale : 1 x 1,95 A

Vitesse de rotation : 1000 tr/mn

Couplage moteurs : Etoile

Tension / Nb Phases / Fréquence : 400V / 3 / 50HZ

Performances Thermiques (Par appareil)

Puissance totale : 23 kW.

Puissance par appareil : 23,0 kW.

Delta T1 : 7

Caractéristiques Batterie (Par appareil)

Surface : 156 m²

Volume : 28,7 dm³

Pas d'ailettes : 4 mm

Caractéristiques Dégivrage standard

Puissance de dégivrage : - W

Intensité de dégivrage : - A

Tension / Nb Phases / Fréquence : -

Nombre d'éléments : -

Caractéristiques Dimensionnelles (Par appareil)

Poids net à vide : 200 kg

Colisage (L/P/H) : 1,82 / 1,11 / 1,37 m / m / m

Poids de l'appareil emballé : 291 kg (avec option ECB)

Emballage standard : Palette

Annexe E : Sélection de groupe de condensation avec le logiciel FRIGA-BOHN 1.12 [23].

| Détails | | Compresseur : D3DC-1000 | |
|---|------------------------------|-----------------------------------|-----------------|
| Modèle : MONOHV P100A/LN/S | | | |
| Conditions de fonctionnement | | | |
| Fluide Frigorigène : | R134a | Surchauffe : | 10 K. |
| Température d'évaporation : | 0 °C. | Sous-Refroidissement : | 3 K. |
| Température extérieure : | 45 °C. | Tension / Fréquence : | 400V/3/50Hz+N+T |
| Performances | | | |
| Frigorifiques | | Electriques | |
| Puissance Frigorifique : | 26,010 kW. | Puissance Absorbée Machine : | 10,060 kW. |
| COP Machine : | 2,590 | Intensité maximale : | 22,0 A. |
| Volume Réservoir : | 40 dm ³ . | Intensité de démarrage : | 123,3 A. |
| Aérauliques | | Acoustiques | |
| Ventilateurs (Nb. x Ø) : | 2 x 800 mm. | Pression Acoustique (Lp) à 10 m : | 45,0 dB(A) |
| Vitesse Rotation Nominale : | 435 tr/min. | Puissance Acoustique (Lw) : | 77,0 dB(A) |
| Débit d'air Condenseur : | 16247 m ³ /h. | | |
| Caractéristiques dimensionnelles | | | |
| Dimensions Appareil (L/P/H) : | 4100 / 1230 / 1420 mm/mm/mm. | Diamètre Aspiration : | 1 3/8" |
| Colisage (transport) : | 4180 / 1230 / 1520 mm/mm/mm. | Diamètre Liquide : | 5/8" |
| Poids net à vide : | 840 kg. | | |