

Thèse
présentée à
l'Université de Perpignan
pour obtenir le grade de
Docteur de l'Université de Perpignan

Discipline : Sciences Pour l'Ingénieur
Spécialité : Energétique et Environnement

par

François NEPVEU

**Production décentralisée d'électricité et de
chaleur par système Parabole/Stirling :
Application au système EURODISH**

Soutenance publique prévue le 28 Novembre 2008

devant la commission d'examen

Rapporteurs	M. P. STOUFFS	<i>Professeur, Pau</i>
	M. M. FEIDT	<i>Professeur, Nancy</i>
Examineurs	Mme I. VERDIER	<i>Ingénieur de recherche, Limay</i>
	M. P. POGGI	<i>Maître de conférence, Vignola</i>
	M. P. LEFEVRE	<i>Ingénieur de recherche, Clamart</i>
	M. J.J. BEZIAN	<i>Ingénieur de recherche, Albi</i>
	M. A. FERRIERE	<i>Chargé de recherche, Odeillo</i>
Directrice de thèse	Mme F. DAUMAS-BATAILLE	<i>Professeur, Perpignan</i>

Avant-propos

Cette thèse de doctorat a été suivie par Mme Isabelle VERDIER, ingénieur de recherche au CREED et par M. Philippe LEFEVRE, ingénieur de recherche à EDF R&D. Le travail a été réalisé au laboratoire PROCédés, Matériaux, et Energie Solaire (PROMES/CNRS) du four solaire d'Odeillo sous l'encadrement de Françoise DAUMAS-BATAILLE, professeur à l'Université de Perpignan Via Domitia, et d'Alain FERRIERE, chercheur à PROMES.

Contact

François NEPVEU
PROMES/CNRS
7 rue du Four Solaire
66120 Font-Romeu Odeillo Via
tel : (33) (0)4 68 30 77 14
e-mail : françois.nepveu@promes.cnrs.fr

SOMMAIRE

Chapitre 1 : Introduction générale	9
1.1 Historique	11
1.2 L'énergie solaire	12
1.3 L'intérêt de la concentration	13
1.4 Les trois familles de centrales solaires à concentration	14
1.5 Intérêts et contraintes de la filière solaire thermodynamique	15
1.6 Potentiel de la filière solaire thermodynamique	17
1.7 Le projet Parabole/Stirling au laboratoire PROMES	20
1.8 Objectifs de la thèse	21
1.9 Bibliographie du chapitre 1	25
Chapitre 2 : Etat de l'art	27
2.1 Institutions, industries, laboratoires, projets, technologies	28
2.2 Introduction	31
2.3 Les systèmes à capteurs linéaires	32
2.4 Les centrales à tour	36
2.5 Les systèmes Paraboles/Stirling	40
2.6 Bibliographie du chapitre 2	67
Chapitre 3 : Retour d'expérience sur le système EURODISH installé à Odeillo	71
3.1 Introduction	73
3.2 Description du système EURODISH	74
3.3 Fonctionnement du système EURODISH	75
3.4 L'instrumentation du système EURODISH	81
3.5 Performances instantanées et journalières du système EURODISH	82

3.6	Etude de la fiabilité et des performances mensuelles du système EURODISH à Odeillo	89
3.7	Conclusion	99
3.8	Bibliographie du chapitre 3	100
Chapitre 4 : Modélisation de la conversion énergétique solaire électricité du système EURODISH		101
4.1	Nomenclature	103
4.2	Méthodologie	107
4.3	Calcul du flux solaire concentré par la parabole du système EURODISH	109
4.4	Modélisation du récepteur solaire du système EURODISH	123
4.5	Modélisation du moteur Stirling Solo 161	129
4.6	Résolution du système d'équation des modélisations du récepteur solaire et du moteur Stirling	137
4.7	Validation du modèle	140
4.8	Utilisation du modèle	148
4.9	Bilan et Perspectives sur la modélisation d'un système Parabole/Stirling	156
4.10	Bibliographie du chapitre 4	158
Chapitre 5 : Etude technico-économique d'un cogénérateur Parabole/Stirling EURODISH		161
5.1	Nomenclature	163
5.2	Système Parabole/Stirling en cogénération : pourquoi, comment ?	166
5.3	Modélisation de l'installation	168
5.4	Cas d'étude pour la simulation des performances d'un cogénérateur électricité/ECS Parabole/Stirling EURODISH	180
5.5	Simulation des performances du cogénérateur électricité/ECS Parabole/Stirling	192
5.6	Analyse technico-économique du système EURODISH appliqué à une application de cogénération électricité/ECS	211

5.7 Bilan et perspectives sur le système EURODISH appliqué à la cogénération électricité/ECS	223
5.8 Bibliographie du chapitre 5	226
Conclusion générale et perspectives	229
Annexes	237
A.1 Inventaire des principales pannes du système EURODISH à Odeillo de juin 2004 à février 2008	239
A.2 Complément sur la modélisation du concentrateur parabolique sous SOLTRACE	247
A.3 Complément sur la modélisation du récepteur solaire	250
A.4 Complément sur la modélisation du moteur Stirling	254
A.5 Résultats complémentaires sur l'étude des performances d'un système Parabole/Stirling	258
A.6 Développement de la corrélation pour l'estimation de la puissance électrique nette fournie par le module EURODISH	266
A.7 Validation du modèle simulant les performances d'une installation collective de production d'eau chaude sanitaire	268
A.8 Reconstitution de la ressource solaire en DNI à Vignola	271
A.9 Production électrique et thermique par capteurs photovoltaïques et plans (thermiques)	273
A.10 Facteur carbone de l'électricité en Corse	279

Thèse
présentée à
l'Université de Perpignan
pour obtenir le grade de
Docteur de l'Université de Perpignan

Discipline : Sciences Pour l'Ingénieur
Spécialité : Energétique et Environnement

par
François NEPVEU

**Production décentralisée d'électricité et de
chaleur par système Parabole/Stirling :
Application au système EURODISH**

Soutenance publique prévue le 28 Novembre 2008

devant la commission d'examen

Rapporteurs	M. P. STOUFFS	<i>Professeur, Pau</i>
	M. M. FEIDT	<i>Professeur, Nancy</i>
Examineurs	Mme I. VERDIER	<i>Ingénieur de recherche, Limay</i>
	M. P. POGGI	<i>Maître de conférence, Vignola</i>
	M. P. LEFEVRE	<i>Ingénieur de recherche, Clamart</i>
	M. J.J. BEZIAN	<i>Ingénieur de recherche, Albi</i>
	M. A. FERRIERE	<i>Chargé de recherche, Odeillo</i>
Directrice de thèse	Mme F. DAUMAS-BATAILLE	<i>Professeur, Perpignan</i>

Avant-propos

Cette thèse de doctorat a été suivie par Mme Isabelle VERDIER, ingénieur de recherche au CREED et par M. Philippe LEFEVRE, ingénieur de recherche à EDF R&D. Le travail a été réalisé au laboratoire PROCédés, Matériaux, et Energie Solaire (PROMES/CNRS) du four solaire d'Odeillo sous l'encadrement de Françoise DAUMAS-BATAILLE, professeur à l'Université de Perpignan Via Domitia, et d'Alain FERRIERE, chercheur à PROMES.

Contact

François NEPVEU
PROMES/CNRS
7 rue du Four Solaire
66120 Font-Romeu Odeillo Via
tel : (33) (0)4 68 30 77 14
e-mail : françois.nepveu@promes.cnrs.fr

SOMMAIRE

Chapitre 1 : Introduction générale	9
1.1 Historique	11
1.2 L'énergie solaire	12
1.3 L'intérêt de la concentration	13
1.4 Les trois familles de centrales solaires à concentration	14
1.5 Intérêts et contraintes de la filière solaire thermodynamique	15
1.6 Potentiel de la filière solaire thermodynamique	17
1.7 Le projet Parabole/Stirling au laboratoire PROMES	20
1.8 Objectifs de la thèse	21
1.9 Bibliographie du chapitre 1	25
Chapitre 2 : Etat de l'art	27
2.1 Institutions, industries, laboratoires, projets, technologies	28
2.2 Introduction	31
2.3 Les systèmes à capteurs linéaires	32
2.4 Les centrales à tour	36
2.5 Les systèmes Paraboles/Stirling	40
2.6 Bibliographie du chapitre 2	67
Chapitre 3 : Retour d'expérience sur le système EURODISH installé à Odeillo	71
3.1 Introduction	73
3.2 Description du système EURODISH	74
3.3 Fonctionnement du système EURODISH	75
3.4 L'instrumentation du système EURODISH	81
3.5 Performances instantanées et journalières du système EURODISH	82

3.6	Etude de la fiabilité et des performances mensuelles du système EURODISH à Odeillo	89
3.7	Conclusion	99
3.8	Bibliographie du chapitre 3	100
Chapitre 4 : Modélisation de la conversion énergétique solaire électricité du système EURODISH		101
4.1	Nomenclature	103
4.2	Méthodologie	107
4.3	Calcul du flux solaire concentré par la parabole du système EURODISH	109
4.4	Modélisation du récepteur solaire du système EURODISH	123
4.5	Modélisation du moteur Stirling Solo 161	129
4.6	Résolution du système d'équation des modélisations du récepteur solaire et du moteur Stirling	137
4.7	Validation du modèle	140
4.8	Utilisation du modèle	148
4.9	Bilan et Perspectives sur la modélisation d'un système Parabole/Stirling	156
4.10	Bibliographie du chapitre 4	158
Chapitre 5 : Etude technico-économique d'un cogénérateur Parabole/Stirling EURODISH		161
5.1	Nomenclature	163
5.2	Système Parabole/Stirling en cogénération : pourquoi, comment ?	166
5.3	Modélisation de l'installation	168
5.4	Cas d'étude pour la simulation des performances d'un cogénérateur électricité/ECS Parabole/Stirling EURODISH	180
5.5	Simulation des performances du cogénérateur électricité/ECS Parabole/Stirling	192
5.6	Analyse technico-économique du système EURODISH appliqué à une application de cogénération électricité/ECS	211

5.7 Bilan et perspectives sur le système EURODISH appliqué à la cogénération électricité/ECS	223
5.8 Bibliographie du chapitre 5	226
Conclusion générale et perspectives	229
Annexes	237
A.1 Inventaire des principales pannes du système EURODISH à Odeillo de juin 2004 à février 2008	239
A.2 Complément sur la modélisation du concentrateur parabolique sous SOLTRACE	247
A.3 Complément sur la modélisation du récepteur solaire	250
A.4 Complément sur la modélisation du moteur Stirling	254
A.5 Résultats complémentaires sur l'étude des performances d'un système Parabole/Stirling	258
A.6 Développement de la corrélation pour l'estimation de la puissance électrique nette fournie par le module EURODISH	266
A.7 Validation du modèle simulant les performances d'une installation collective de production d'eau chaude sanitaire	268
A.8 Reconstitution de la ressource solaire en DNI à Vignola	271
A.9 Production électrique et thermique par capteurs photovoltaïques et plans (thermiques)	273
A.10 Facteur carbone de l'électricité en Corse	279

Chapitre 1 :
Introduction générale

1.1 Historique

La flambée du prix du brut lors de la crise pétrolière de 1974 avait lancé les pays industrialisés dans la course aux énergies alternatives. Fondées sur les travaux de pionniers comme Francia en Italie [1] ou Mouchot en France [2], les centrales solaires thermodynamiques ont alors fait l'objet d'études qui ont abouti à des plates formes expérimentales aux Etats Unis (Albuquerque, NM, Barstow, CA), en Espagne (PSA, Almería) et en France (Thémis, Targassonne) mises en service dans les années 80. Des tarifs incitatifs mis en place par les Etats Unis ont alors permis, à la société Luz de construire 9 centrales cylindro-paraboliques commerciales, encore exploitées aujourd'hui en démarrant par un prototype de 14 MW_e en 1984 et en terminant par deux centrales de 80 MW_e en 1990 et 1991. Cependant au début des années 90, la stabilité du prix du pétrole et de nouvelles politiques énergétiques dans les pays industrialisés dont la France ont entraîné la faillite de la société Luz et une longue traversée du désert pour les technologies de production d'électricité par solaire concentré.

Mais, en ce début de siècle, la lutte contre le changement climatique traduite par les accords de Kyoto en 1997 et de grandes incertitudes sur l'approvisionnement en énergie fossile a récemment relancé, au niveau européen et mondial les efforts de recherche pour élargir le « mixe énergétique » et produire l'électricité en minimisant les émissions de CO₂. Le recours aux technologies solaires à concentration est donc sérieusement envisagé en raison de quelques caractéristiques spécifiques remarquables (stockage thermique, rendement élevé, émission de CO₂ < 20 kg.MWh_e⁻¹). De plus, les efforts de recherche de quelques pays, Allemagne, Espagne et Etats Unis pendant les années 90 permettent, aujourd'hui, aux centrales solaires thermodynamiques d'être au seuil de la rentabilité économique, dans des régions géographiques favorables avec un coût d'électricité se situant actuellement entre 15 et 30 c€ par kiloWattHeure électrique.

Dans ce contexte, les projets de centrales solaires thermodynamiques commerciales se sont multipliés avec comme aboutissement l'inauguration en octobre 2006 de la première centrale à tour commerciale, PS10, installée près de Séville en Espagne (Figure 1.1). Après 15 années sans projets, le solaire thermodynamique est en plein boom ; deux autres centrales de type cylindro-parabolique, Nevada Solar One près de Las Vegas aux Etats Unis et Andasol I près de Grenade en Espagne ont été inaugurées en 2007 et en 2008, 7 autres sont actuellement en construction en Espagne et plus de 11 GW_e de projets plus ou moins avancés sont en développement dans le monde [3].

Au niveau national, après avoir acquis une expérience reconnue au niveau mondial grâce au projet de la centrale à tour THEMIS mené dans les Pyrénées orientales entre 1983 et 1986, la politique énergétique de la France a mis sa recherche et ses industries à l'écart du monde du solaire thermodynamique. En 2004, le laboratoire PROMES du CNRS a repris ses activités de recherche sur les centrales solaires à concentration au travers de 2 projets :

- Le projet PEGASE qui a pour objectif la mise en place et l'expérimentation d'un prototype de centrale solaire à haut rendement fondé sur un cycle hybride à gaz à haute température constitué d'un récepteur solaire pressurisé et d'une turbine à gaz de 1.4 MW_e, sur le site de l'ancienne centrale à tour THEMIS.
- Le projet sur les systèmes Parabole/Stirling, sujet de cette thèse, qui s'inscrit dans le cadre du projet européen EnviroDish. L'objectif premier de ce projet est d'implanter sur plusieurs sites de différents pays (France, Espagne, Allemagne,

Italie) des systèmes Parabole/Stirling EURODISH et de mener une campagne d'inter comparaison des performances. Le but final est d'améliorer et de fiabiliser le système en vue d'une exploitation commerciale.

De grands groupes industriels français TOTAL, EDF, VEOLIA commencent à s'intéresser à cette filière et se sont greffés sur ces 2 projets de recherche. De plus, une PME, l'entreprise SOLAREUROMED développe actuellement un projet d'une centrale solaire de type cylindro-parabolique d'une puissance de 12 MW_e.



Figure 1.1 : La centrale à tour PS10 en fonctionnement près de Séville (Espagne)

1.2 L'énergie solaire

Le flux solaire intercepté par le disque terrestre considéré comme un corps noir à une température de 5770 K est d'environ 1350 W.m^{-2} au dessus de l'atmosphère. De nombreux mécanismes (réflexion, absorption/émission) modifient qualitativement et quantitativement le rayonnement émis par le soleil pendant sa traversée des différentes couches de l'atmosphère terrestre. Ainsi en moyenne sur le globe seulement 57 % de l'énergie solaire primaire entrant dans l'atmosphère atteint le sol. On distingue, en général, 2 types de rayonnement solaire :

- Le rayonnement direct ; il provient en droite ligne du soleil et représente 30 % de l'énergie solaire entrant dans l'atmosphère.
- Le rayonnement diffus ; il provient de la voûte céleste et est issu des phénomènes de réflexion et de diffusion dans l'atmosphère. Il représente 27 % de l'énergie solaire entrante.

Le rayonnement global est la somme de ces deux composantes. En réalité, la part de rayonnement direct et diffus dans le global varie fortement en fonction du climat et de l'environnement local.

L'énergie solaire, à l'origine de la vie sur terre, est exploitée depuis la nuit des temps par l'homme ; le plus souvent de façon indirecte (pétrole, gaz, charbon, bois), moins de façon directe. Il existe pourtant de nombreuses technologies résumées dans le schéma de la Figure 1.2 permettant de produire de la chaleur et/ou de l'électricité en utilisant directement l'énergie solaire. La première distinction à faire entre ces différentes technologies est celle entre le

solaire thermique et le solaire photovoltaïque. Un système solaire composé de cellules photovoltaïques convertit directement une partie du rayonnement solaire en électricité par effet photovoltaïque. Un système thermique va utiliser l'énergie solaire pour produire de la chaleur en chauffant un fluide à plus ou moins haute température. Si la température du fluide est assez élevée, on peut alors actionner un cycle thermodynamique pour produire de l'électricité (et de la chaleur). Cette filière est celle des centrales solaires thermodynamiques.

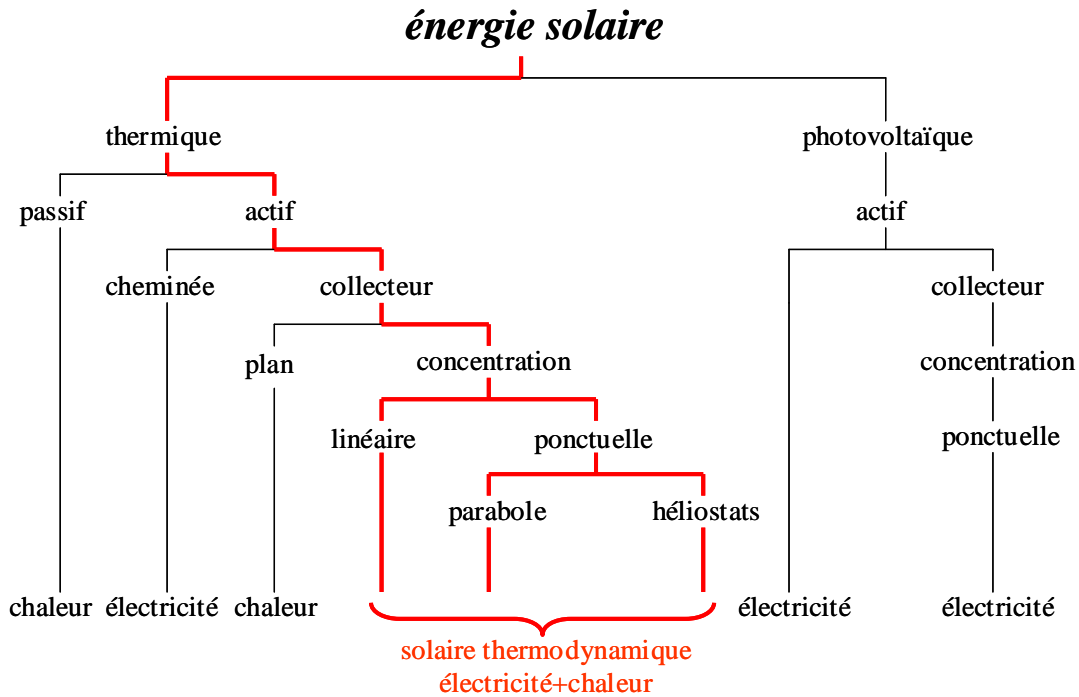


Figure 1.2 : Utilisation directe de l'énergie solaire

1.3 L'intérêt de la concentration

Lorsqu'une surface d'un matériau est directement éclairée, les propriétés physiques de celle-ci font qu'une partie du rayonnement solaire est réfléchi, une autre est transmise et le reste est absorbé. La fraction absorbée est alors convertie en chaleur et la température moyenne du matériau augmente jusqu'à atteindre un équilibre dépendant principalement de l'intensité du rayonnement solaire, de l'absorptivité du matériau et des pertes thermiques par convection et par rayonnement thermique [4].

Prenons l'exemple très simplifié d'une surface noire de 1 m² éclairée par un flux solaire ϕ de 1000 W.m⁻². On atteindra la température d'équilibre, T_{eq} telle que :

$$\phi S = \sigma S(T_{eq}^4 - T_{amb}^4) + hS(T_{eq} - T_{amb}) \quad \text{Eq.1.1}$$

En prenant 10 W.m⁻² pour le coefficient de convection h et une température ambiante T_{amb} de 20 °C, on trouve une température d'équilibre proche de 75 °C. Avec cette température, il n'est donc pas possible d'actionner un cycle thermodynamique avec une bonne efficacité. Les technologies solaires thermiques sans concentration, à basse température sont donc réservées à la production d'eau chaude ou à la climatisation de l'habitat.

Pour augmenter cette température d'équilibre, la concentration du rayonnement solaire est une solution particulièrement efficace, faisant appel à des technologies sophistiquées. L'équation (Eq.1.1) devient alors l'équation (Eq.1.2) où C est la concentration moyenne du rayonnement sur la surface éclairée. La concentration donnée pour une surface S est exprimée par un nombre adimensionnel. Le produit de ce facteur multiplié par l'ensoleillement direct instantané donne le flux solaire moyen sur la surface S .

$$\phi CS = \sigma S(T_{eq}^4 - T_{amb}^4) + hS(T_{eq} - T_{amb}) \quad \text{Eq.1.2}$$

Pour une concentration de 100, on obtient alors une température d'équilibre de 855 °C, et pour une concentration de 1000, 1770 °C. Maintenant, on modifie légèrement ce modèle en ajoutant un terme de puissance utilisable P_{util} par un cycle thermodynamique par exemple. On obtient donc :

$$\phi CS = \sigma S(T_{eq}^4 - T_{amb}^4) + hS(T_{eq} - T_{amb}) + P_{util} \quad \text{Eq.1.3}$$

Si on pose $\eta_{util} = \frac{P_{util}}{\phi CS} = 0.9$, On arrive à l'équation suivante :

$$\phi CS(1 - \eta_{util}) = \sigma S(T_{eq}^4 - T_{amb}^4) + hS(T_{eq} - T_{amb}) \quad \text{Eq.1.4}$$

Pour des concentrations de 100 et 1000, on peut alors convertir 90 % de la puissance solaire en chaleur utilisable à des températures maximales de 325 °C et de 855 °C, respectivement. Cet exemple montre tout l'intérêt de la concentration du rayonnement solaire à partir du moment où l'on désire produire de la chaleur à haute température utilisable dans un cycle thermodynamique moteur.

1.4 Les trois familles de centrales solaires à concentration

On distingue en général trois grandes familles de centrales solaires à concentration schématisées sur la Figure 1.3 ; les centrales à concentrateurs linéaires, les centrales à tour et les systèmes Parabole/Stirling. Ils se distinguent principalement par leurs dispositifs concentrateurs. Ces concentrateurs se différencient par leurs dimensions élémentaires, leurs coûts, et leurs performances optiques.

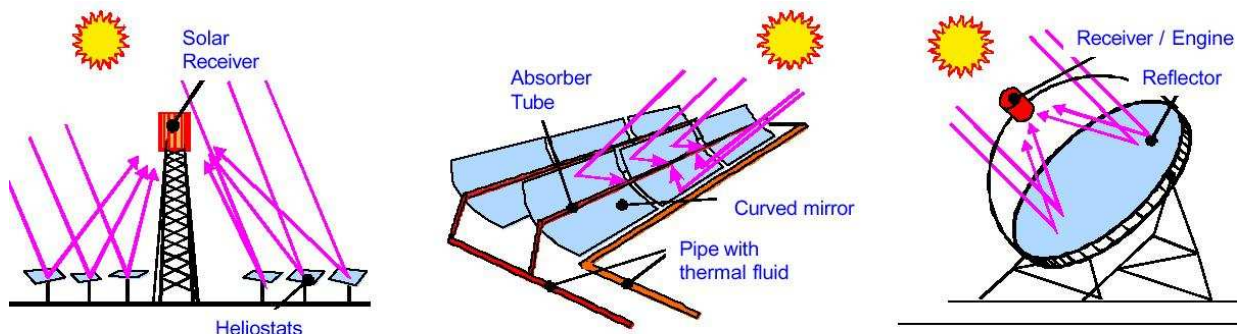


Figure 1.3 : Les trois familles de centrales solaires thermodynamiques

Dans une centrale à tour, un champ de miroirs sur deux axes permettant le suivi du soleil, appelés héliostats, concentre le rayonnement solaire au sommet d'une tour. Un récepteur placé à cet endroit permet alors de convertir le rayonnement solaire en chaleur et de la fournir

à un fluide caloporteur (sels fondus, vapeur, air) ou directement au fluide de travail du cycle thermodynamique (air). Les systèmes linéaires utilisent généralement des concentrateurs cylindro-paraboliques qui concentrent le rayonnement solaire sur une focale linéaire. Au niveau de cette focale, on place alors un tube dans lequel on fait circuler un fluide caloporteur, de l'huile ou de l'eau/vapeur. Les système Parabole/Stirling mettent en oeuvre une parabole qui suit le soleil sur deux axes pour concentrer le rayonnement direct sur un récepteur solaire placé à la focale et servant de source chaude à un moteur Stirling. Le Tableau 1.1 résume les performances typiques de ces trois technologies de centrale solaire à concentration.

<u>Technologie</u>	<u>Linéaire</u> <i>(cylindro-parabolique)</i>	<u>Tour</u>	<u>Parabole/Stirling</u>
Puissance des installations	80-300 MW _{th}	10-100 MW _{th}	1-200 kW _{th}
Température de travail	270-450 °C	450-1000 °C	600-1200 °C
Prix du champ solaire	210-250 €.m ²	140-220 €.m ²	~150 €.m ²
Coût total d'investissement	2.8-3.5 €.W _e ⁻¹	3-4 €.W _e ⁻¹	10-14 €.W _e ⁻¹

Tableau 1.1 : Principales caractéristiques des centrales solaires thermodynamiques [4]

1.5 Intérêts et contraintes de la filière solaire thermodynamique

Tout d'abord, comme toute énergie renouvelable, la filière solaire thermodynamique permet de s'affranchir des énergies fossiles et de limiter les émissions de CO₂ et de tout autre polluant pendant le fonctionnement. De plus, les premières analyses de cycle de vie sont excellentes avec un taux d'émission de CO₂ de l'ordre de 15 g.kWh_e⁻¹ pour une centrale cylindro-parabolique. Ces chiffres sont comparables à ceux de l'électricité d'origine hydraulique ou éolien (10 g.kWh_e⁻¹), inférieurs à ceux annoncés pour l'électricité photovoltaïque (100 g.kWh_e⁻¹) et bien entendu sans comparaison avec l'électricité issue de combustion (pétrole, charbon, + de 700 g.kWh_e⁻¹) [5]. D'autres atouts du point de vue environnemental comme le temps de retour énergétique, une longue durée de vie ou encore des composants la plupart recyclables (acier, verre) sont également importants et représentent des avantages non négligeables par rapport aux autres types de production d'électricité.

Le passage par l'énergie thermique dans la chaîne de conversion d'énergie permet d'insérer un stockage sous forme de chaleur, à la différence des systèmes photovoltaïques, mais aussi d'hybrider le système en utilisant une ressource énergétique solaire-biomasse par exemple, ou encore d'envisager des systèmes à cogénération électricité/chaleur ou électricité/dessalement. Les centrales thermodynamiques sont donc capables de s'affranchir du caractère intermittent de la ressource solaire et peuvent satisfaire la demande en électricité :

- Soit au moyen d'un stockage d'énergie thermique avec des rendements excellents supérieurs à 95 %. Ce stockage a cependant un coût élevé et demande un surdimensionnement du champ solaire pour permettre le chargement de ce stockage.
- Soit en utilisant un appoint, fossile ou biomasse par exemple, qui va diminuer les performances environnementales et énergétiques, et la fraction solaire de la centrale.

Ces deux concepts permettent d'augmenter la qualité (car prévisible) et la quantité de l'électricité produite. Ils représentent un avantage capital pour les centrales solaires à

concentration par rapport aux énergies renouvelables éolienne et photovoltaïque, où le stockage ne peut se faire que sous forme électrique avec des rendements faibles et des coûts très élevés.

Le dernier grand intérêt des centrales solaires à concentration est leur rendement énergétique particulièrement élevé. Le 31 janvier 2008, un rendement record à 31.25 % de la conversion solaire-électricité instantanée a été établi par le système Parabole/Stirling Suncatcher, développé par l'industriel américain Stirling Energy System (SES), sous un ensoleillement supérieur à 1000 W.m^{-2} et une température ambiante de 0 °C [6].

Les centrales solaires thermodynamiques souffrent cependant de deux contraintes majeures. La première tient à la disponibilité de la ressource. En effet, la concentration ne peut se faire que pour le rayonnement solaire direct à la différence du photovoltaïque qui utilise la ressource solaire globale disponible dans toutes les régions du globe. La ressource en rayonnement direct se situe principalement dans la ceinture solaire (Figure 1.4) où le DNI (Direct Normal Insolation) est supérieur à $2000 \text{ kWh.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$. Par comparaison, en France le DNI annuel dépasse difficilement les $1600 \text{ kWh.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$. A Odeillo, lieu d'implantation du grand four solaire et du laboratoire PROMES, l'ensoleillement direct normal annuel atteint environ $1900 \text{ kWh.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$. Dans les régions désertiques telles que le Sahara, l'Australie ou encore le sud-ouest des Etats Unis, il atteint $2900 \text{ kWh.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$. En Europe, en l'état de l'art actuel des technologies et en l'absence de marché, seul le sud de l'Espagne ou le sud de l'Italie offre une ressource favorable à une centrale solaire à concentration commerciale rentable.

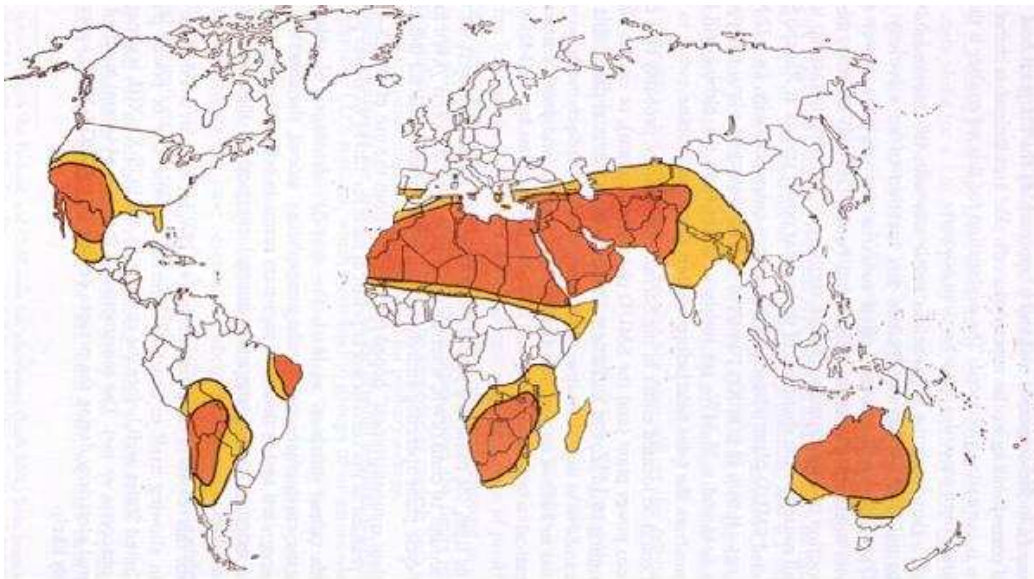


Figure 1.4 : La ceinture solaire ($\text{DNI} > 2000 \text{ kWh.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$)

Le deuxième inconvénient est comme pour la plupart des énergies renouvelables, d'ordre économique. Dans des conditions favorables, sous un ensoleillement supérieur à $2000 \text{ kWh.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$, le coût de l'électricité normalisé (Levelized Electricity Cost, LEC) varie de $16 \text{ c€}.\text{kWh}^{-1}$ pour une centrale type cylindro-parabolique à $28 \text{ c€}.\text{kWh}^{-1}$ pour un système Parabole/Stirling [7]. Ces coûts restent inférieurs à ceux du photovoltaïque (de l'ordre de $30 \text{ c€}.\text{kWh}^{-1}$) sous cet ensoleillement mais sont supérieurs à ceux de l'éolien (de l'ordre de $10 \text{ c€}.\text{kWh}^{-1}$). Le coût de l'électricité des centrales solaires thermodynamiques est très dépendant de la ressource solaire, de l'investissement et du risque technologique à la

différence des centrales conventionnelles où c'est surtout le coût de la ressource qui influe sur le prix. Selon ECOSTAR, le coût de l'électricité produite par une centrale exploitée sous $2900 \text{ kWh.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$ au lieu de $2000 \text{ kWh.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$ est réduit de 31 % [7]. Les coûts d'investissement globaux des centrales s'étalent de $3000 \text{ €}.\text{kWh}^{-1}$ pour les installations de grande puissance type cylindro-parabolique jusqu'à $14000 \text{ €}.\text{kWh}^{-1}$ pour les systèmes Parabole/Stirling de faible puissance unitaire. Le Tableau 1.2 indique les ordres de grandeur des coûts actuels d'investissement et de l'électricité en 2005 de différents filières de production d'électricité [8].

D'autres problèmes, plus communs à toutes les grandes centrales de production d'électricité doivent également être examinés :

- Une ressource en eau est nécessaire pour le lavage des concentrateurs et pour le refroidissement du cycle thermodynamique (cycle de Rankine). Le refroidissement à l'air est possible mais fait chuter le rendement du cycle de Rankine de quelques pourcents (typiquement 10 %).
- La connexion au réseau doit également être étudiée avec attention tout comme le coût du terrain. La surface requise est d'environ $10 \text{ m}^2.\text{MWh}^{-1}.\text{an}^{-1}$ dans les zones désertiques.

<u>Source</u>	<u>Technologie</u>	<u>Investissement</u> <u>US\$.MW_e⁻¹</u>	<u>LEC</u> <u>US\$.MWh_e⁻¹</u>
Charbon	PF (pulvérisation)	1000-1500	30-40
Pétrole	Moteur Diesel	-	70-80
Gaz	Turbine à gaz	400-800	45-70
Nucléaire	Réacteur eau légère	1000-2000	40-45
Eolien	On shore	1000-1500	70-150
Hydraulique	Grande puissance	1000-7000	50-150
Solaire	Photovoltaïque	4000-10000	140-500
	Cylindro-Parabolique	2500-3500	120-200

Tableau 1.2 : Coûts moyens d'investissement et de l'électricité des filières de production d'électricité [8]

1.6 Potentiel de la filière solaire thermodynamique

De nombreux scénarios énergétiques prévoient une contribution très forte de la filière dans la production d'électricité au niveau mondial à moyen terme. Selon ECOSTAR [7], 5000 MW_e devraient être installés dans le monde d'ici 2015 et d'après le dernier rapport de l'International Energy Agency (IEA), plus de 680 GW_e en 2050 [9]. Ce déploiement massif du solaire à concentration ajouté à des innovations technologiques permettraient alors à la filière d'atteindre un coût d'électricité proche des $8 \text{ c€}.\text{kWh}^{-1}$ en 2015 et serait inférieur à $5 \text{ c€}.\text{kWh}^{-1}$ en 2030 sous un ensoleillement de $2000 \text{ kWh.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$. La fourchette de compétitivité estimée entre 5 et $7 \text{ c€}.\text{kWh}^{-1}$ serait alors atteinte.

L'union européenne a reconnu le fort potentiel de la filière comme capable de contribuer de manière significative à un système énergétique durable et supporte des projets commerciaux (Solar tres, Andasol, PS10). Pour atteindre ces objectifs de déploiement, des incitations politiques sont actuellement nécessaires et de nombreux pays européens, avec l'Espagne

comme moteur, ont des politiques de tarifs incitatifs garantissant le rachat de l'électricité d'origine solaire à des tarifs élevés. L'Espagne a défini un tarif de rachat garanti du kWh à 26.9 c€ sur une période de 25 ans. Cette politique, couplée à un ensoleillement direct supérieur à $2000 \text{ kWh.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$, fonctionne et le nombre de projets de centrales solaires a explosé ces 3 dernières années ; depuis 2005, 2 centrales thermodynamiques de grande puissance (Tableau 1.4) sont en fonctionnement et 7 autres sont en construction (Tableau 1.5) cumulant une puissance totale de 380 MW_e.

Par ailleurs, la Trans-Mediterranean Renewable Energy Cooperation (TREC) fondée en 2003 a développé le concept « DESERTEC ». Le but de ce projet [10] est d'utiliser la ressource solaire des déserts chauds d'Afrique du nord pour subvenir à une partie des besoins en électricité et en eau douce des pays du MENA (région du Moyen orient et de l'Afrique du nord) et de l'UE (Union Européenne) grâce à un réseau de câbles à très haute tension (Figure 1.5). Les pertes en ligne estimées à 15 % seraient alors largement compensées par le surcroît de production liée à la ressource solaire considérable de la zone saharienne comparée à celle de la zone UE.

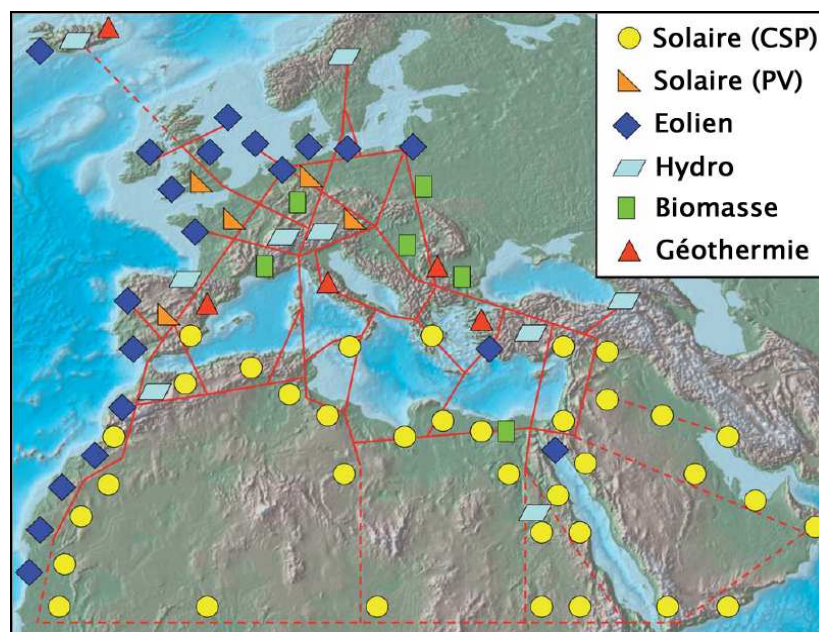


Figure 1.5 : Le concept DESERTEC : Réseau trans-méditerranéen de transport d'électricité [10]

Le Tableau 1.3, particulièrement parlant donne une idée de la ressource solaire disponible dans le Sahara comparée à la consommation mondiale en 2005 d'énergie fossile et nucléaire [10]. Les 9 millions de km² du Sahara reçoivent en moyenne $2.9 \text{ TWh.an}^{-1}.\text{km}^{-2}$ d'énergie solaire. L'équivalent de la consommation mondiale d'énergie fossile et nucléaire correspond alors à moins de 18 heures d'ensoleillement sur la superficie de cette zone désertique. Un calcul simple montre qu'en appliquant un rendement de 10 %, une surface de collecteurs de 83000 km², soit 1 % de la superficie du Sahara est suffisante pour produire l'équivalent des besoins mondiaux en électricité (18235 TWh en 2005) [11]. La centrale d'Ain Beni Mathar au Maroc et celle d'Hassi R'mel en Algérie de type ISCC (systèmes hybride de cycle combiné à préchauffage solaire) actuellement en construction s'inscrivent dans ce schéma de développement (Tableau 1.5) [12].

<u>source d'énergie</u>	<u>consommation mondiale en TWh</u>	<u>énergie solaire équivalente reçue par le Sahara en :</u>
pétrole	45 000	7.5 heures
gaz naturel	24 000	4 heure
charbon	33 000	5.5 heure
nucléaire (Uranium, Thorium)	4 000	0.7 heure
total	107 000	<18 heures

Tableau 1.3 : Consommation d'énergie fossile et nucléaire et ressource solaire du Sahara

De nombreux états des Etats Unis ont également adopté des politiques de portefeuille en imposant des quotas d'électricité d'origine renouvelable aux producteurs d'électricité. En 2007, après l'installation des premières centrales solaires thermodynamiques commerciales par la société Luz à la fin des années 80, la centrale Nevada Solar One (Figure 1.6) d'une puissance de 64 MW_e a été inaugurée au Nevada près de Las Vegas [13]. De plus, les travaux de la plus grande centrale solaire au monde, SOLANA développée par Abengoa (PS10, Solnova) d'une puissance de 280 MW_e devraient bientôt démarrer. D'après [14], le déploiement de centrales solaires thermodynamiques pourrait atteindre 800 MW_e.an⁻¹ à partir de 2010 en Californie où l'ensoleillement dépasse les 2500 kWh.m⁻².an⁻¹.



Figure 1.6 : Collecteurs de la centrale solaire Solar One au Nevada

Une autre voie de développement du solaire thermodynamique à ne pas négliger est celle de la petite puissance avec la mise en œuvre de modules type Parabole/Stirling. Contrairement aux grandes centrales électriques, ces applications fonctionnent à proximité du consommateur en satisfaisant aux besoins spécifiques du site. Raccordé au réseau national ou en fonctionnement isolé, ce type de production constitue la production décentralisée [15, 16, 17]. Depuis le début des années 2000, on remarque un net regain d'intérêt pour cette filière du à de nombreux

facteurs dont les plus importants sont le développement de nouvelles technologies (photovoltaïque, généralisation de la cogénération...), la libéralisation du marché de l'énergie et la prise de conscience des problèmes environnementaux. La libéralisation du marché permet aux fournisseurs de mieux répondre aux exigences de leurs clients de plus en plus difficiles sur la qualité et sur la provenance de l'électricité. De plus, de petites centrales de production permettent de s'adapter plus rapidement aux changements de l'économie mondiale (coût faible, construction rapide...). Les nouvelles technologies permettent aujourd'hui de répondre aux problèmes environnementaux tels l'effet de serre. En Europe, de nombreux pays qui ont souscrit au protocole de Kyoto, ont mis en place une politique permettant de développer la production décentralisée (rachat de l'électricité d'origine renouvelable aux particuliers, aide à l'achat pour des systèmes à cogénération...). Dans ce contexte, le système Parabole/Stirling peut tirer son épingle du jeu avec des caractéristiques remarquables ; rendement élevé, émissions de polluants nulles, possibilités de stockage, d'hybridation et de cogénération.

1.7 Le projet Parabole/Stirling au laboratoire PROMES

Le projet « Concentrateur solaire parabolique couplé à un convertisseur Stirling » mis en oeuvre à partir de 2004 par le laboratoire PROMES consiste en l'implantation, au suivi des performances et en la maintenance d'un concentrateur solaire parabolique équipé d'un convertisseur Stirling sur le site de PROMES à Odeillo. Le choix s'est porté sur un module EURODISH de 10 kW_e, conçu par un consortium d'industriels allemands (Schlaich Bergermann und Partner, MERO GmbH & Co. KG, SOLO Kleinmotoren GmbH, Klein & Stekl GmbH) avec l'appui scientifique et technique de la DLR, l'agence aérospatiale allemande (Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt) à Stuttgart.

Erigé et mis en service à Odeillo en juin 2004 (Figure 1.7) grâce au financement accordé par l'ADEME et dans le cadre du projet international EnviroDish financé par le Ministère allemand de l'Environnement (BMU), ce module est exploité depuis cette date par les équipes de PROMES. Le site d'Odeillo est un des 7 sites de référence du projet EnviroDish auquel participent le consortium des constructeurs et les exploitants. Le projet EnviroDish poursuit un double objectif ; la préparation de la production de ces systèmes à l'échelle industrielle, et la démonstration auprès du grand public de la fiabilité de la technologie. Plus précisément, au plan industriel, les objectifs sont la réduction des coûts des composants, du coût d'installation, et des coûts d'exploitation et de maintenance. Parmi les systèmes solaires qui produisent de l'électricité dans une gamme de puissance faible ou moyenne (1–100 kW_e), le système Parabole/Stirling est en concurrence avec les systèmes photovoltaïques dont les coûts de maintenance sont très faibles.

Au niveau du laboratoire PROMES, plusieurs objectifs particuliers sont poursuivis au travers de ce projet :

- Contribuer à rendre crédible la filière de conversion thermodynamique de l'énergie solaire pour effacer la mauvaise image véhiculée depuis 1986 à l'issue de l'expérience THEMIS.
- Permettre aux équipes françaises d'être de nouveau présentes sur la scène internationale dans un domaine où nous avons été absents pendant plus de 15 ans.

- Apprendre, à travers la gestion de la seule unité de production d'électricité à partir du rayonnement solaire concentré fonctionnant en France, les différents problèmes liés à l'exploitation de ce type d'unité.
- Contribuer à l'information auprès du grand public sur le développement des technologies solaires à concentration.
- Valoriser les recherches à plus long terme développées au laboratoire PROMES. Il s'agit de montrer que les recherches engagées il y a 20 ans (récepteurs solaires à gaz en particulier) ont donné des produits pré-industriels représentés par cette installation, et que les recherches effectuées aujourd'hui donneront d'autres produits dans 20 ans.

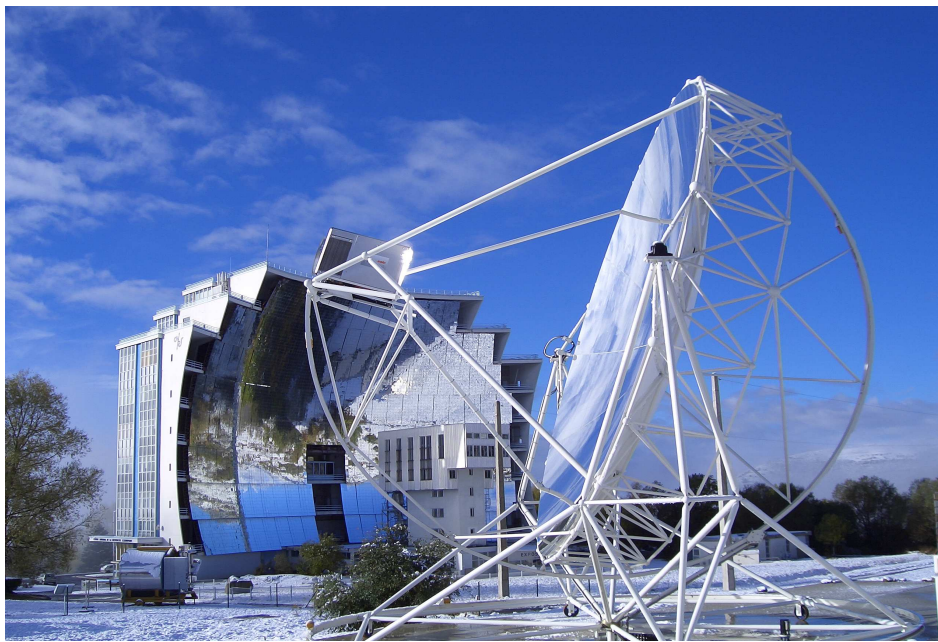


Figure 1.7 : Le système Parabole/Stirling EURODISH en fonctionnement devant le grand four solaire de Odeillo

1.8 Objectifs de la thèse

Ce travail de thèse intitulée « production décentralisée d'électricité et de chaleur par système Parabole/Stirling » s'insère dans ce projet de recherche et a pour objectif d'évaluer le potentiel technico-économique de ces systèmes. Actuellement, les systèmes Parabole/Stirling souffrent d'un manque de retour d'expérience et d'outils numériques pour dimensionner et simuler le comportement d'un module. Le laboratoire dispose aujourd'hui de la seule centrale solaire thermodynamique de ce type en France. Depuis son installation en Juin 2004, 4 années se sont écoulées permettant de faire un premier bilan de ses performances en terme de production électrique, de rendement, ou de fiabilité grâce à de nombreux outils créés au cours de cette thèse. L'évaluation du potentiel technico-économique de ces systèmes passe également par l'étude de la chaîne de conversion solaire-électricité. Aujourd'hui, à la différence des deux autres filières, il n'existe pas ou très peu de modèle global permettant de quantifier de façon précise les pertes énergétiques lors de la conversion de l'énergie solaire en électricité. Or l'absence de techniques de modélisation appropriées et de prédictions théoriques valables des performances d'un module Parabole/Stirling constitue un handicap

majeur pour le développement de ces systèmes. Une grande partie du travail menée au cours de cette thèse a eu pour objectifs de créer ces outils de modélisation.

Après une introduction sur la filière de la production d'électricité par solaire thermodynamique (chapitre 1), le chapitre 2 est consacré à un état de l'art de cette filière centré sur les systèmes Parabole/Stirling. Après une présentation rapide des filières capteurs linéaires et centrales à tour, les principaux composants des systèmes Parabole/Stirling sont étudiés et un historique de cette technologie est présenté.

Le troisième chapitre porte sur le retour d'expérience complet du système EURODISH installé à Odeillo. Entre juin 2004 et février 2008, des mesures systématiques d'ensoleillement direct, de températures, de pression et de puissance électrique ont été réalisées permettant une étude détaillée des performances techniques de ce module au fil des jours. Le recensement des différentes interventions de maintenance au cours de ces 4 années a également permis de réaliser une étude complète sur la fiabilité du système.

Le chapitre 4 est focalisé sur la chaîne de conversion énergétique solaire-électricité/chaleur du module EURODISH. Cette étude passe par la modélisation des différents composants du système Parabole/Stirling. Le concentrateur est modélisé en utilisant le logiciel de calculs optiques SOLTRACE permettant d'évaluer le flux solaire concentré au niveau du récepteur solaire. Un modèle développé sous MATLAB permet ensuite d'estimer les différentes pertes thermiques dans le récepteur solaire et dans le bloc moteur. Les résultats de ces simulations sont comparés à des mesures expérimentales dans le but de valider le modèle. Enfin, le modèle est exploité pour réaliser une étude paramétrique afin d'étudier l'influence de différents paramètres sur les performances du système.

Le dernier chapitre de cette thèse est consacré à l'étude technico-économique d'un système Parabole/Stirling appliqué à la cogénération électricité/eau chaude sanitaire (ECS). Dans un premier temps, un outil de dimensionnement fondé sur les résultats du chapitre 4 et sur un modèle du système de production d'ECS est battu. Après validation, cet outil de dimensionnement est utilisé pour calculer les performances annuelles d'un système Parabole/Stirling en cogénération électricité/ECS sous différents climats (Corse, Odeillo) et pour différentes applications. Une comparaison de ces performances technico-économiques est faite avec un système de production d'électricité (photovoltaïque fixe) et d'ECS (capteurs plans).

En fonctionnement (en juin 2008)									
Etats Unis									
<i>Installation</i>	<i>Lieu</i>	<i>Porteurs du projet</i>	<i>Année</i>	<i>Type</i>	T_{rec} (°C)	S_{col} (m ²)	P_e nette (MW _e)	<i>Cycle</i>	Stockage
SEGS I	Dagget (CA)	Luz	1984	PT huile	307	--	14	VSUR	--
SEGS II	Dagget (CA)	Luz	1986	PT huile	316	190 338	30	VSUR	--
SEGS III	Kramer Junction (CA)	Luz	1987	PT huile	349	230 300	30	VSUR	--
SEGS IV	Kramer Junction (CA)	Luz	1987	PT huile	349	230 300	30	VSUR	--
SEGS V	Kramer Junction (CA)	Luz	1988	PT huile	390	250 500	30	VSUR	--
SEGS VI	Kramer Junction (CA)	Luz	1989	PT huile	390	188 000	30	VSUR	--
SEGS VII	Kramer Junction (CA)	Luz	1989	PT huile	390	194 280	30	VR 100 Bar	--
SEGS VIII	Harper Lake (CA)	Luz	1990	PT huile	390	464 340	80	VR 100 Bar	--
SEGS IX	Harper Lake (CA)	Luz	1991	PT huile	390	483 960	80	VR 100 Bar	--
Solar One	Boulder City (NV)	Acciona Solar	2007	PT huile	395	357 200	64	VSUR	--
Espagne									
<i>Installation</i>	<i>Lieu</i>	<i>Porteurs du projet</i>	<i>Année</i>	<i>Type</i>	T_{rec} (°C)	S_{col} (m ²)	P_e (MW _e)	<i>Cycle</i>	Stockage
PS10	Sanlucar	Abengoa	2006	CRS VSAT	250	75 217	10	VSAT	1 h
AZ-TH	Sanlucar	Abengoa	2007	DS (8)	650	480	0.080	Stirling	--
Andasol 1	Grenade	ACS, Solar Millenium	2008	PT huile	395	510 000	50	VR 100 Bar	7.5 h

Tableau 1.4 : Centrales solaires thermodynamiques commerciales en fonctionnement dans le monde

Notations	
PT huile	cylindro-parabolique à caloporteur huile
DS	Parabole/Stirling
CRS VSAT	centrale à tour à génération directe de vapeur saturée
VSAT	cycle de Rankine à vapeur saturée
VR	cycle de Rankine à vapeur resurchauffée
VSUR	cycle de Rankine à vapeur surchauffée

En construction (en juin 2008)									
<u>Espagne</u>									
<i>Installation</i>	<i>Lieu</i>	<i>Porteurs du projet</i>	<i>Année</i>	<i>Type</i>	T_{rec} (°C)	S_{col} (m ²)	P_e (MW _e)	<i>Cycle</i>	<i>Stockage</i>
Andasol 2	Grenade	ACS, Solar Millenium	2008	PT huile	395	510 000	50	VR 100 Bar	7.5 h
Puertollano	Puertollano	Iberdrola	2010	PT huile	395	287 760	50	VR 100 Bar	--
Solnova 1	Sanlucar	Abengoa	2009	PT huile	395	311 000	50	VR 100 Bar	--
Solnova 3	Sanlucar	Abengoa	2009	PT huile	395	311 000	50	VR 100 Bar	--
Extresol 1	Badaroz	ACS	2009	PT huile	395	510 000	50	VR	7.5 h
La Risca One	Badaroz	Acciona solar	2010	PT huile	?	?	50	?	?
PS20	Sanlucar	Abengoa	2009	CRS VSAT	250	150 600	20	VSAT	1 h
<u>Maroc</u>									
<i>Installation</i>	<i>Lieu</i>	<i>Porteurs du projet</i>	<i>Année</i>	<i>Type</i>	T_{rec} (°C)	S_{col} (m ²)	P_e (MW _e)	<i>Cycle</i>	P_{sol} (MW)
Ain Beni Mathar	Ain Beni	Abengoa, ONE	2009	ISCC	470	183 000		combiné	20
<u>Algérie</u>									
<i>Installation</i>	<i>Lieu</i>	<i>Porteurs du projet</i>	<i>Année</i>	<i>Type</i>	T_{rec} (°C)	S_{col} (m ²)	P_e (MW _e)	<i>Cycle</i>	P_{sol} (MW)
SPP1	Hassi R'mel	Abengoa, NEAL	--	ISCC	--	180 000	150	combiné	20

Tableau 1.5 : Centrales solaires thermodynamiques commerciales en construction dans le monde

Notations	
PT huile	cylindro-parabolique à caloporteur huile
DS	Parabole/Stirling
CRS VSAT	centrale à tour à génération directe de vapeur saturée
VSAT	cycle de Rankine à vapeur saturée
VR	cycle de Rankine à vapeur resurchauffée
VSUR	cycle de Rankine à vapeur surchauffée

1.9 Bibliographie du chapitre 1

- [1] C. SILVI, *The work of italian solar energy pioneer Giovanni Francia (1911-1980)*, Proceedings Solar World Congress ISES, Orlando, USA, 6-12 août 2005
- [2] A. MOUCHOT, *La chaleur solaire et ses applications industrielles*. Albert Blanchard Paris, 1980
- [3] M. GEYER, *Introducing Concentrated Solar Power on the International Market – Worldwide Incentives, Policies and Benefits*, Proceeding of the 14th SolarPACES International Symposium, Las Vegas, USA, Mars 2008
- [4] A. FERRIERE, *Les centrales solaires thermodynamiques*, PROMES-CNRS, 2006
- [5] M. PEHNT, *Dynamic cycle assesement (LCA) of renewable energy technologies*, Renewable Energy 31, 55-71, 2006
- [6] C.E. ANDRAKA, *Dish Stirling development for utility-scale commercialisation*, Proceeding of the 14th SolarPACES International Symposium, Las Vegas, USA, Mars 2008
- [7] R. PITZ-PAAL, J.DERSCH, B. MILOW, *ECOSTAR Roadmap Document*, Ed DLR, SES6-CT-2003-502578, 2005, <ftp://ftp.dlr.de/ecostar/>
- [8] IEA, *Projected costs of generating electricity*, OECD publishing, 2005, www.iea.org
- [9] IEA, *Energy Technology Perspectives 2008 - Scenarios and Strategies to 2050*, OECD publishing, 2008, www.iea.org
- [10] G. KNIES, *Clean power from deserts, the DESERTEC concept for energy, water and climate security*, white paper, 2007, www.desertec.org
- [11] IEA, *Key world energy statistics*, OECD publishing, 2007, www.iea.org
- [12] M. GEYER, *Accelerating the transition to CSP: An industrial bet on next generation CSP*, CSP congress, Barcelona, Espagne, 2008
- [13] G. COHEN, *Nevada Solar One and other Projects under construction in Spain*, Proceeding of the 14th SolarPACES International Symposium, Las Vegas, USA, Mars 2008
- [14] R. ARINGHOFF, *A market outlook for CSP in the US southwest (with a focus on CA)*, Proceeding of the 14th SolarPACES International Symposium, Las Vegas, USA, Mars 2008
- [15] K. ALANNE, A; SAARI, *Distributed energy generation and sustainable development*, Renewable & sustainable energy reviews 10, 539-558, 2006
- [16] G. CHICCO, P. MANCARELLA, *Distributed multi-generation: a comprehensive view*, Renewable & sustainable energy reviews, 2007
- [17] G. PEPERMANS, J. DRIESEN, D. HAESLONCKX, R. BELMANS, W. D'HAESELEER, *Distributed generation: a definition, benefits and issues*; Energy Policy 33, 787-798, 2005

Chapitre 2 :
Etat de l'art

2.1 Institutions, industries, laboratoires, projets, technologies

Ce chapitre comporte un nombre important de sigles résumés ci dessous correspondant à des institutions nationales ou internationales, des centres de recherche, des projets ou encore des technologies.

Laboratoires, Institutions

ANU	Australian National University
BMU	Bundesministeriums für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit
CIEMAT	Centro de Investigaciones Energéticas, MedioAmbientales y Tecnológicas
CNRS	Centre National de la Recherche Scientifique
DLR	Deutsches zentrum für Luft und Raumfahrt
DOE	Department Of Energy
IEA	International Energy Agency
NASA	National Aeronautics and Space Administration
NREL	National Renewable Laboratory
PROMES	PROcédés, Matériaux, et Energie Solaire
PSA	Plataforma Solar of Almeria
SolarPACES	Solar Power And Chemical Energy Systems

Industries

CFIC	Clever Fellow's Innovation Consortium
CPG	Cummins Power Generation
MDAC	Mac Donald douglas Aerospace Corporation
SAIC	Science Applications International Corporation
SBP	Sclaich Bergerman und Partner
SCE	Southern California Edison Company
SES	Stirling Energy System
STM	Stirling Thermal Motor
USAB	United Stirling

WGA Wilkinson, Goldberg and Associates

Projets

SEGS Solar Electricity Generating Systems

ADDS Advanced Dish Development Systems

DECC Dish Engine Critical Components

DISS Direct Solar Steam Generation in parabolic troughs

DISTOR Energy STOrage for DIrect Steam Solar power plants

INDITEP INtegration of DSG Technology for Electrical Production

NSTTF National Solar Thermal Test Facility

PEGASE Production of Electricity from GAZ and Solar Energy

SOLAIR SOLar volumetric AIR receiver

USJVP Solar Thermal Utility-Scale Joint Venture Program

Technologies

CLFR Compact Linear Fresnel Reflector

CRS Central Receiver System

DS Dish Stirling

DSG Direct Steam Generator

ISCC Integrated Solar Combined Cycle

PT Parabolic Trough

2.2 Introduction

La génération d'électricité par voie solaire thermodynamique concentrée comporte trois filières principales correspondant aux trois grands types de concentrateur. Chaque filière se décline en plusieurs technologies en fonction du type de récepteur, de caloporteur ou encore de cycle thermodynamique. Enfin, des technologies dites hybride ou mixte se sont également développées. Aujourd'hui, la filière cylindro-parabolique à caloporteur huile est la plus mature grâce aux expériences commerciales des 9 centrales Luz installées à la fin des années 80. Cependant, aucune des autres filières n'est ignorée par la recherche et les industriels et des projets commerciaux de grande puissance utilisant les technologies centrales à tour, Parabole/Stirling ou miroirs de Fresnel sont également en développement.

L'une de ces trois grandes filières est celle des systèmes à concentrateur parabolique. Comme son nom l'indique, le concentrateur parabolique met en œuvre la surface réfléchissante idéale pour concentrer au mieux le rayonnement solaire, à savoir la parabole de révolution. La contrainte est d'orienter en permanence l'axe de la parabole dans la direction du soleil. Les rayons solaires réfléchis par la parabole convergent alors vers une zone de concentration maximale, le foyer. La nécessité de mobiliser la parabole selon deux axes de rotation pour assurer la poursuite de la course du soleil entraîne une limitation de la dimension unitaire de ce type d'installation (typiquement entre 60 et 100 m²). Le facteur de concentration élevé au niveau du récepteur solaire placé au foyer de la parabole permet de produire de la chaleur à très haute température de l'ordre de 700 °C. La conversion en puissance mécanique puis électrique est alors réalisée par un cycle thermodynamique à très haut rendement du fait de la température élevée de la source chaude. Dans cette gamme de petite puissance, c'est le cycle Stirling qui recueille les faveurs des concepteurs des systèmes Parabole/Moteur. Le module Parabole/Stirling constitue alors un convertisseur solaire-électricité à haut rendement opérant au fil du soleil. La caractéristique majeure de ce système par rapport aux deux autres filières de production d'électricité par voie solaire thermodynamique est sa faible puissance unitaire, comprise dans une fourchette entre 3 et 50 kW_e, lui permettant une large gamme d'utilisation ; de la production décentralisée connectée ou non connectée au réseau à des centrales de plusieurs MW_e regroupant des dizaines de milliers d'unités.

2.3 Les systèmes à capteurs linéaires

Les systèmes à capteurs linéaires sont généralement constitués de miroirs cylindro-paraboliques (Parabolic-Trough, PT) orientés nord-sud qui concentrent le rayonnement solaire vers un tube récepteur sous vide placé dans la ligne focale du capteur et dans lequel circule un fluide caloporteur (huile synthétique, eau/vapeur). La chaleur est ensuite transmise à la boucle de production électrique à des températures de l'ordre de 300-400 °C et convertie en travail puis en électricité par un cycle classique de Rankine à vapeur surchauffée ou resurchauffée. Cette filière, aujourd'hui la plus mature des trois voies de centrales solaires thermodynamiques, s'est jusqu'à présent déclinée en quatre principales technologies, en fonction du fluide caloporteur ou du type de concentrateur :

- Les systèmes cylindro-paraboliques à caloporteur huile.
- Les systèmes cylindro-paraboliques à génération directe de vapeur (DSG).
- Les systèmes à capteurs linéaires de Fresnel (CLFR).
- Les systèmes hybrides de cycle combiné à préchauffage solaire (ISCC).

2.3.1 Les systèmes cylindro-paraboliques à caloporteur huile

En 1984, grâce à des investissements israéliens et américains, la première centrale solaire thermodynamique commerciale, SEGS I était installée en Californie par la société Luz International Limited (Figure 2.1). Cette première réalisation fut rapidement suivie par 8 autres construites entre 1986 et 1990 dans le désert de Mojave à Dagget (SEGS I et II), Kramer Junction (SEGS III, IV, V, VI, VII) et Harper Lakes (SEGS VIII et IX). Ces 9 centrales d'une puissance totale de 354 MW_e sont toujours en fonctionnement et ont produit plus de 10 milliards de kW_e avec un rendement moyen de 10.6 %. Grâce à l'expérience acquise par ces centrales, cette technologie est aujourd'hui la plus mature [1].



Figure 2.1 : Collecteurs cylindro-paraboliques de la centrale SEGS I à Dagget en Californie

Après 15 années sans nouveaux projets, la centrale Nevada Solar One basée sur cette technologie d'une puissance de 64 MW_e a été inaugurée en 2007 aux Etats Unis près de Las

Vegas. En Espagne, 7 autres centrales de ce type sont actuellement en fonctionnement (Tableau 1.4) ou en construction (Tableau 1.5). Les centrales Andasol 1 et 2 et Extresol 1 ont la particularité de disposer d'un stockage thermique de plus de 7 heures composé de deux réservoirs de sels fondus (Figure 2.2).

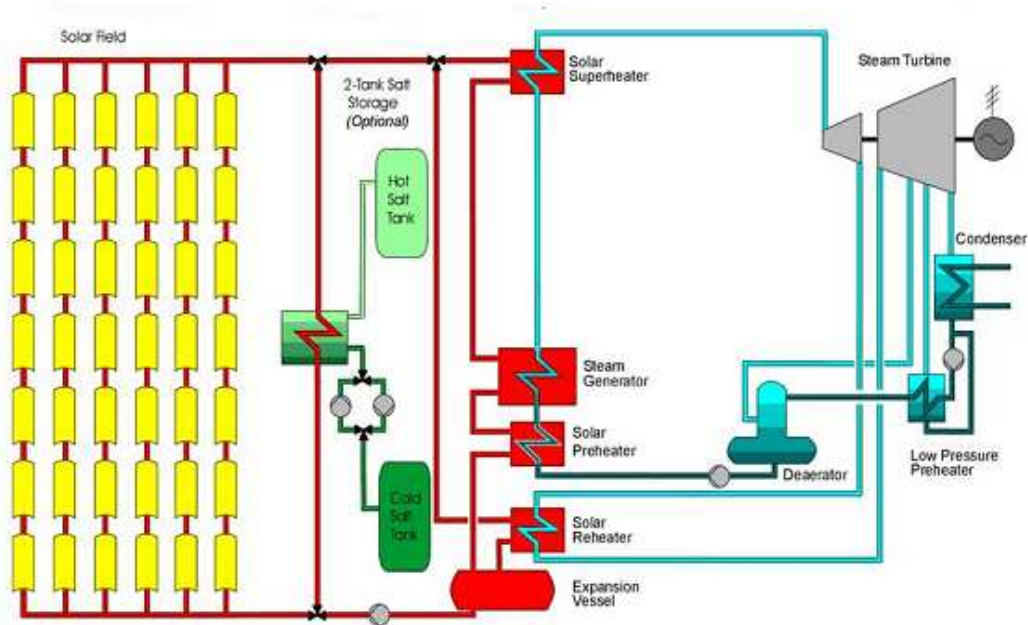


Figure 2.2 : Schéma simplifié de la centrale Extresol 1 en Espagne [2]

L'avantage principal de cette technologie est le découplage entre la captation de l'énergie solaire et la production de vapeur (Figure 2.2). En effet l'emploi d'un fluide caloporteur monophasique permet de capter la chaleur sans changement de phase et de la stocker, si besoin, sous forme de chaleur sensible dans des réservoirs de grandes dimensions. Cependant l'étage d'échangeurs eau-huile a un coût élevé (investissement et maintenance). De plus les limites de cette technologie sont aujourd'hui fixées par l'huile thermique synthétique qui est chère, nocive pour l'environnement en cas de fuite, très inflammable, et dont l'emploi est limité en température aux environs de 400 °C.

2.3.2 Les systèmes cylindro-paraboliques à génération directe de vapeur

Dans ce type de centrale (Figure 2.3), le fluide caloporteur n'est plus de l'huile mais de l'eau, moins chère, diminuant les risques environnementaux, réduisant les pertes thermiques dans les tubes absorbeurs et surtout repoussant la limite de température en sortie de champ solaire. De plus l'installation est fortement simplifiée ; l'étage d'échangeurs disparaît puisque le fluide caloporteur est le fluide de travail de la turbine. Ainsi les coûts d'investissement et de maintenance seraient largement diminués. Cependant, deux inconvénients majeurs sont à noter [3] :

- L'évaporation de l'eau et la surchauffe de la vapeur dans les tubes absorbeurs entraînent de forts gradients de température difficilement acceptables pour les matériaux. L'utilisation de la vapeur saturée réduit ce problème mais grève fortement le rendement du cycle thermodynamique.
- Il n'existe à l'heure actuelle aucune option commerciale de stockage pour ce type de centrale. L'évaporation de l'eau nécessite de la chaleur latente à température constante.

La génération directe de vapeur est une option très prometteuse en terme de réduction des coûts de production d'électricité et de nombreux travaux de recherche sont actuellement en cours avec en particulier le programme DISTOR [4] sur le stockage thermique par matériaux à changement de phase. De plus des premiers tests concluants effectués sur la boucle pilote DISS à la Plate-forme solaire d'Almería (PSA) ont encouragé les industriels espagnols à développer un projet d'une première centrale pré-commerciale DSG, INDITEP, d'une puissance de 4.7 MW_e (Figure 2.3).

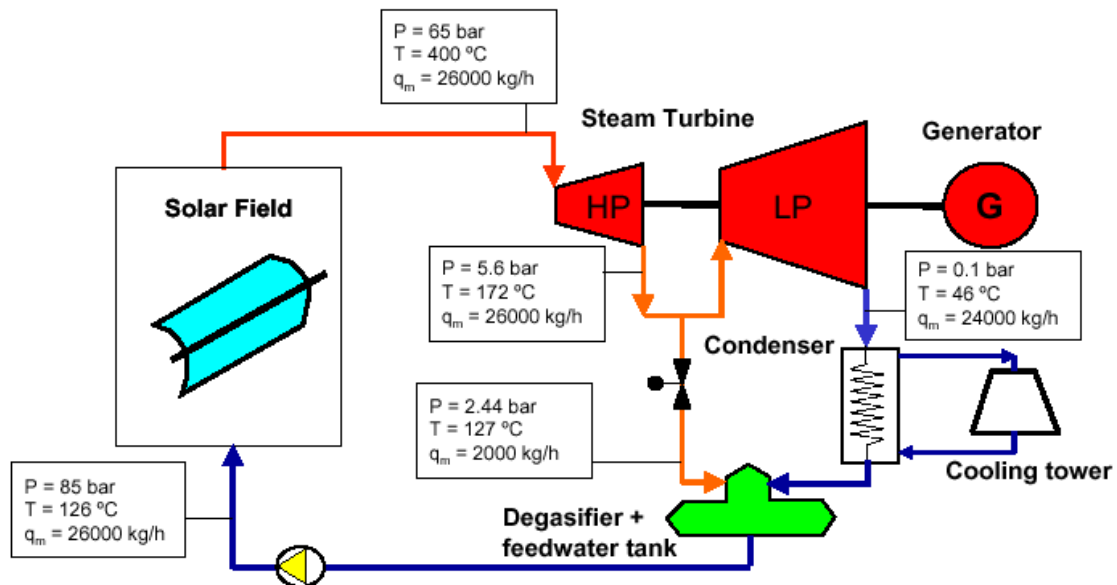


Figure 2.3 : Schéma simplifié de la centrale INDITEP de 4.7 MW_e [5]

2.3.3 Les systèmes à capteurs linéaires de Fresnel (CLFR)

Le système à capteurs linéaires de Fresnel est un système concentrateur linéaire similaire aux systèmes cylindro-paraboliques mais avec un absorbeur fixe. Ce système est composé de miroirs plans, ou faiblement paraboliques, disposés en lames parallèles qui s'inclinent sur un axe de façon à réfléchir les rayons lumineux vers un récepteur tubulaire fixe (Figure 2.4).

La chute des performances optiques de cette technologie doit être compensée par une forte diminution des coûts de maintenance et d'investissement. Cette baisse des coûts est largement possible grâce à une conception simplifiée :

- Seule la génération directe de vapeur est envisageable pour cette technologie pour éliminer l'étage d'échangeurs complexe et cher.
- Les tubes absorbeurs sont séparés du champ de miroirs et fixes ; les problèmes de joints des tubes absorbeurs sont éliminés.
- Les mouvements des miroirs, leurs conceptions et leurs fabrications sont simplifiés et la prise au vent et l'encombrement sont réduits.

Cette technologie très récente souffre encore d'un manque de maturité qui pourrait être comblé rapidement grâce aux projets de recherche à Almeria et surtout en Australie. De plus, AUSRA un industriel australien développe actuellement des projets très ambitieux dont une centrale de 177 MW_e en Californie dont les travaux devraient démarrer en 2009 [6].

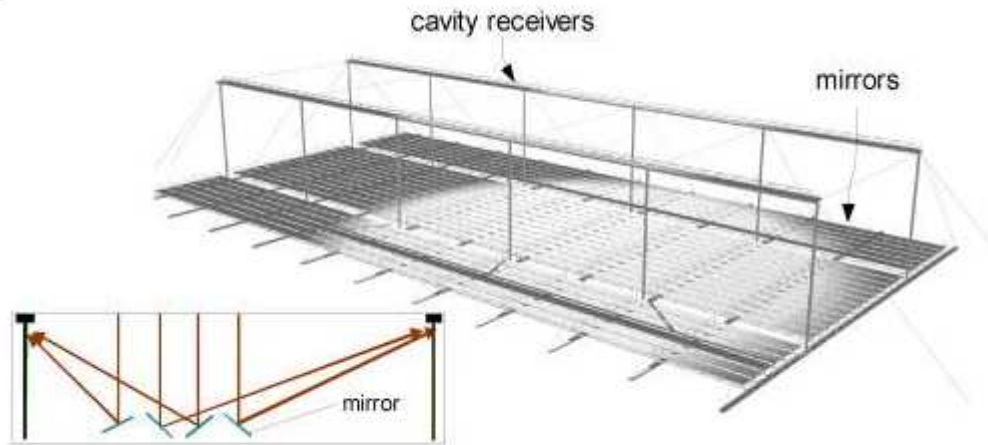


Figure 2.4 : Schéma d'un système à capteurs linéaires de Fresnel

2.3.4 Les systèmes hybrides de cycle combiné à préchauffage solaire (ISCC)

Cette technologie intègre un préchauffage solaire dans un cycle combiné. La Figure 2.5 montre un exemple de ce type de centrale. Elle consiste en un champ de capteurs cylindro-paraboliques, un générateur de vapeur solaire et en un cycle combiné classique. Durant les jours ensoleillés, l'eau est évaporée dans le générateur solaire et la vapeur saturée est surchauffée par les gaz d'échappement à haute température de la turbine à gaz. Les jours nuageux, la centrale fonctionne comme un cycle combiné traditionnel [7].

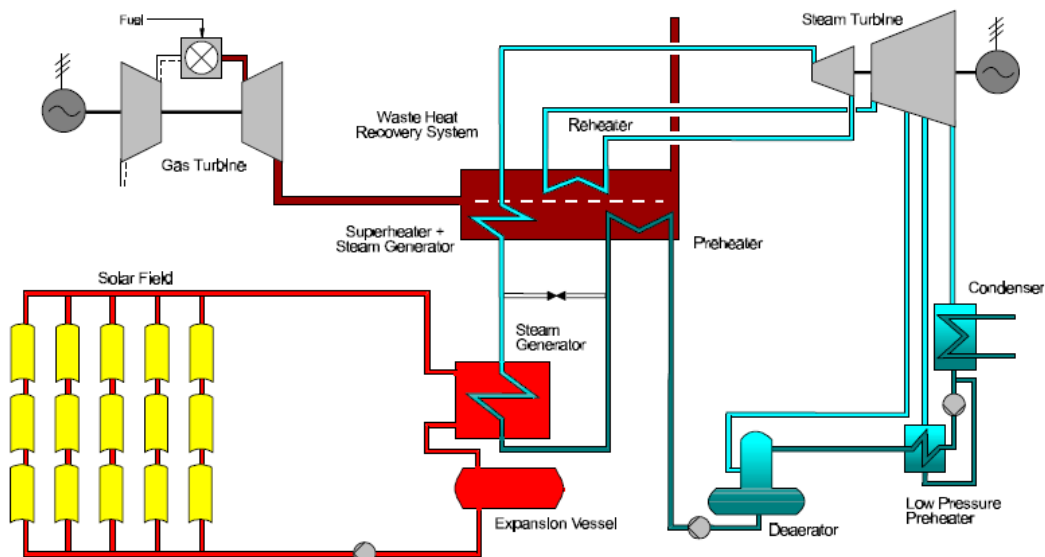


Figure 2.5 : Principe de fonctionnement d'une centrale ISCC

Cette option est actuellement très prisée car elle conduit à des coûts très faibles de l'électricité produite ($7-9 \text{ c}\text{€}.\text{kWh}^{-1}$). L'inconvénient est que la fraction solaire, c'est à dire la part d'énergie d'origine solaire dans l'électricité produite, est faible. Aujourd'hui, deux centrales de ce type sont en construction au Maroc et en Algérie (Tableau 1.5) [8].

2.4 Les centrales à tour (CRS)

Les centrales à tour utilisent un champ de miroirs (héliostats) qui suivent la course du soleil sur deux axes pour concentrer le rayonnement solaire vers un récepteur placé au sommet d'une tour. Cette technologie permet d'atteindre des concentrations plus élevées qu'avec les systèmes à capteurs linéaires. Le fluide caloporteur (eau/vapeur, sels fondus, air) peut alors atteindre des températures comprises entre 250 °C et 1000 °C ce qui permet d'actionner un cycle de Rankine, un cycle à gaz (Brayton) ou encore un cycle combiné. Cette filière n'a pas la maturité des centrales à capteurs cylindro-paraboliques ; la première centrale à tour commerciale, PS10 a été inaugurée en 2006 près de Séville. Cette filière se décline en quatre principales technologies qui se différencient par la nature du fluide caloporteur :

- Les systèmes à caloporteur sels fondus.
- Les systèmes à caloporteur eau/vapeur.
- Les systèmes à caloporteur air.
- Les systèmes hybrides à caloporteur air pressurisé couplé à un cycle de Brayton.

2.4.1 Les systèmes à caloporteur sels fondus

Cette technologie est la plus mature et plusieurs projets de recherche ont été menés ces 25 dernières années dont les centrales solaires THEMIS en France, et Solar two aux Etats Unis. Le but du programme THEMIS était de démontrer la faisabilité de la technologie à sels fondus, d'étudier les composants spécifiques, d'élaborer et valider des outils d'ingénierie pour la conception de centrales solaires commerciales et enfin d'analyser les données d'exploitation pour qualifier la filière. Cette expérience a permis la démonstration de la faisabilité de cette technologie. Suite à une seconde expérimentation réussie, Solar two entre 1996 et 1999, la construction d'une centrale commerciale de 17 MW_e, Solar Tres, qui a obtenu le support de l'Union européenne devrait bientôt démarrer en Espagne.

Le grand avantage de cette filière est le couplage du captage de l'énergie solaire à un système de stockage sous forme de chaleur sensible. En effet, les sels fondus représentent un fluide de stockage économique et adapté au niveau de température d'un cycle de Rankine. Les sels fondus sont pompés dans un bac « froid » à une température légèrement supérieure à leur point de solidification, circulent dans le récepteur solaire où ils sont chauffés jusqu'à une température proche de 550 °C avant d'être stockés dans un bac « chaud » et refroidis par le générateur de vapeur (Figure 2.6). La température élevée des sels permet d'actionner une turbine à vapeur plus performante que celle couplée à un champ de capteurs cylindro-paraboliques. L'inconvénient majeur de cette technologie est la température de solidification des sels fondus de l'ordre de 250 °C qui nécessite un maintien à chaud permanent des circuits pour éviter les problèmes de bouchons [3].

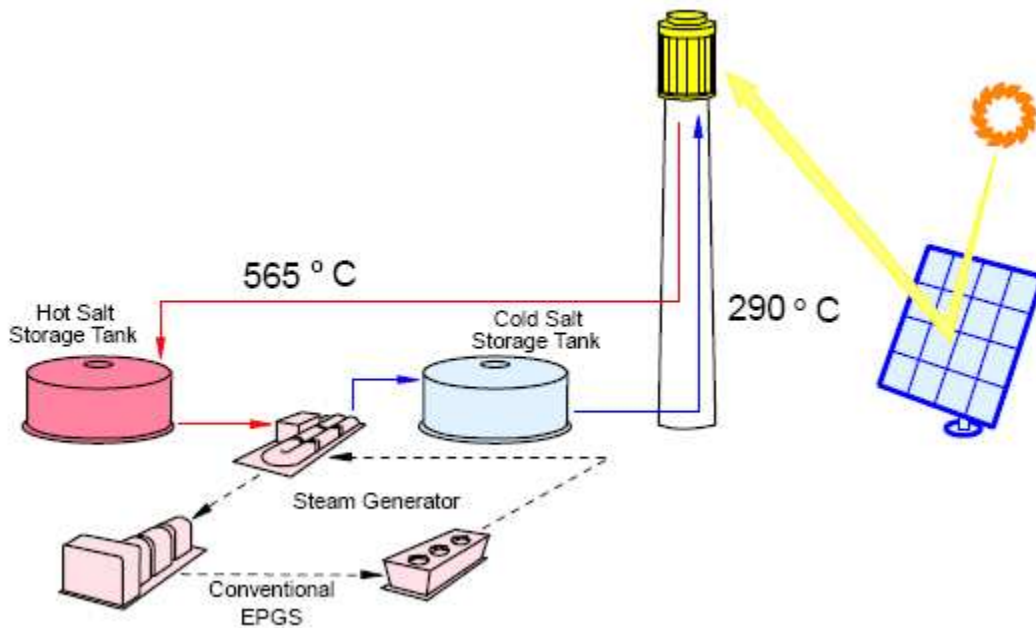


Figure 2.6 : Schéma simplifié d'une centrale à tour à sels fondus [9]

2.4.2 Les systèmes à caloporteur eau/vapeur

Bien avant les centrales cylindro-paraboliques (§2.3.2), la génération directe de vapeur a été envisagée dans les centrales à tour dès la fin des années 1970. L'idée reste la même ; simplifier au maximum l'intégration de l'énergie solaire dans un cycle vapeur, les inconvénients aussi ; l'évaporation de l'eau et la surchauffe de la vapeur entraînent des gradients de température élevés et donc des contraintes difficilement acceptables pour les matériaux. La vapeur saturée est moins problématique d'un point de vue technologique mais la température de la vapeur est nettement plus faible et grève fortement le rendement de la turbine à vapeur.

La production de vapeur surchauffée par centrale à tour a fait l'objet de plusieurs projets de recherche ; Eurelios en Italie, CESA-1 à Almeria en Espagne et Solar One aux Etats Unis. Des problèmes critiques ont été rencontrés dus à la surchauffe de la vapeur et cette technologie a été abandonnée. De biens meilleurs résultats ont été obtenus en utilisant de la vapeur saturée ; PS10 en est le plus bel exemple [10]. Cette centrale commerciale de 10 MW_e, la première de la filière centrale à tour, utilise de la vapeur saturée comme fluide caloporteur à faible température (25 °C) et à faible pression (40 Bar). Une seconde basée sur la même technologie, PS20 est actuellement en construction [8].

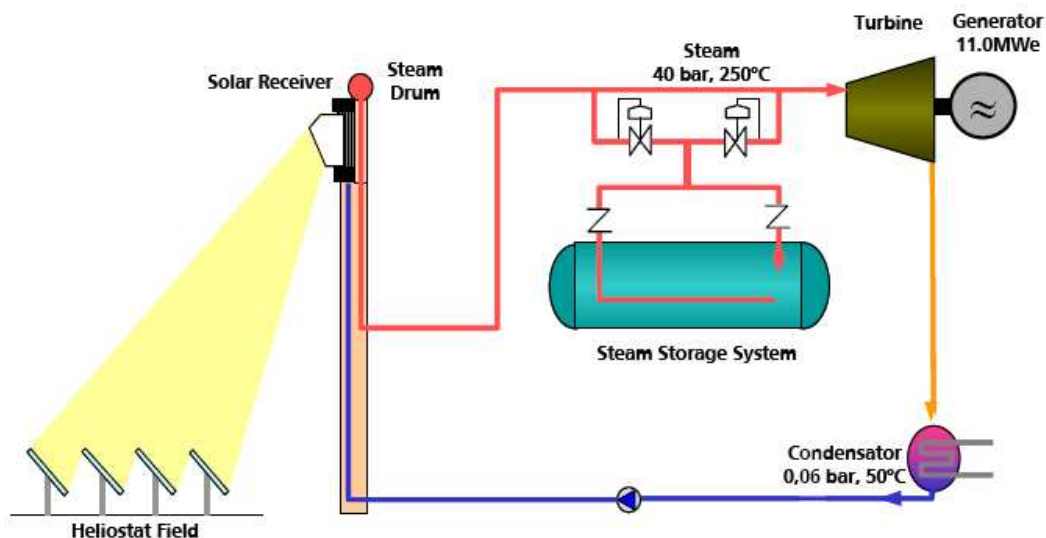


Figure 2.7 : Schéma simplifié de la centrale PS10 en Espagne [9]

2.4.3 Les systèmes à caloporteur air atmosphérique

Dans cette technologie, le fluide caloporteur est l'air atmosphérique aspiré au travers d'un récepteur volumétrique à absorbeur poreux métallique ou en céramique. L'air est chauffé à très haute température, de l'ordre de 700 °C et est utilisé pour actionner un cycle vapeur à des températures proches de 500 °C. La technologie des récepteurs à air bénéficie d'une conception simple augmentant la fiabilité de celui-ci. Cependant, les performances des récepteurs volumétriques actuels encore peu développés sont faibles.

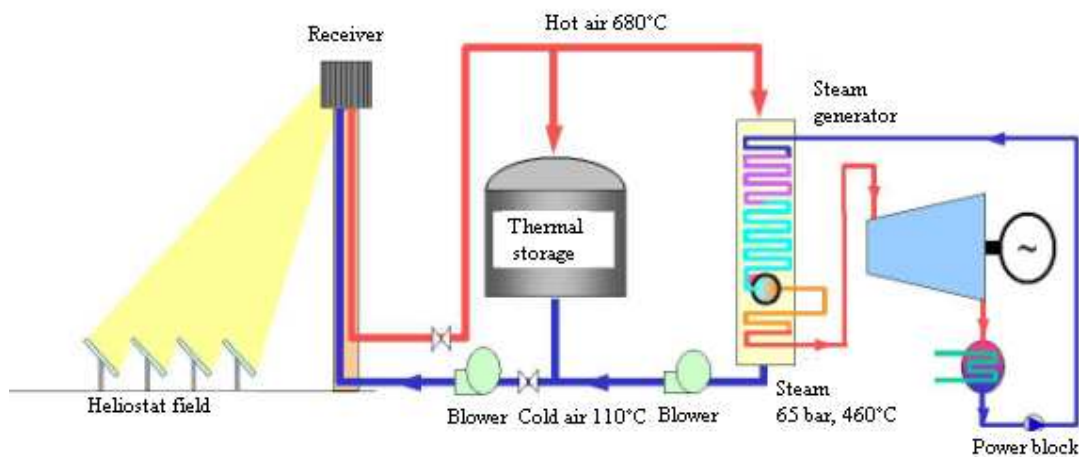


Figure 2.8 : Schéma d'une centrale à tour à caloporteur air atmosphérique [9]

Cette technologie est peu mature et seulement quelques projets de recherche ont été réalisés et ont surtout porté sur l'amélioration du rendement des récepteurs volumétriques. Après l'échec en 1990 d'un projet de centrale en Jordanie sur l'initiative du consortium Phoebus, un récepteur a été testé à Alméria en 1991 par la DLR et le CIEMAT. Suite à des travaux de recherche de la part de Abengoa, développeur de la centrale PS10, un nouveau récepteur à absorbeur céramique, SOLAIR a été testé à Alméria en 2004. Des températures de l'air de 800 °C ont été atteintes contre 700 °C avec celui en mousse métallique du projet Phoebus [1].

2.4.4 Les systèmes hybrides à caloporteur air pressurisé couplés à un cycle de Brayton

Cette technologie (Figure 2.9) vise à utiliser au mieux les niveaux de concentration élevés au niveau du récepteur solaire. L'objectif est d'atteindre des températures suffisamment élevées entre 800 °C et 1000 °C, permettant d'actionner une turbine à gaz ou un cycle combiné. L'avantage de cette technologie est donc le rendement élevé du cycle thermodynamique. De plus, les turbines à gaz nécessitent des coûts d'investissements plus faibles que ceux d'une turbine à vapeur. La principale difficulté de cette technologie récente se situe au niveau du récepteur solaire. Actuellement, les récepteurs à air pressurisé ne sont pas capables d'atteindre durablement les conditions de température nécessaires pour une turbine à gaz et un appoint en sortie du récepteur solaire est nécessaire pour compléter le chauffage de l'air. Cette technologie est donc hybride à l'heure actuelle. La seconde difficulté concerne la solarisation d'une turbine à gaz ; de nombreuses modifications sur le système de commande en particulier sont à mettre en place.

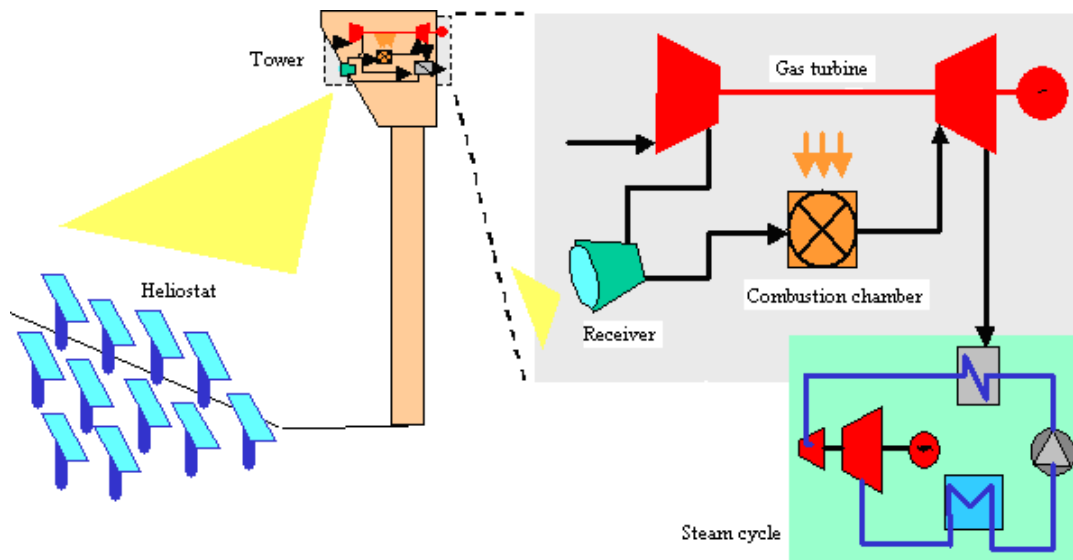


Figure 2.9 : Schéma de fonctionnement d'une centrale à tour à caloporteur air pressurisé couplé à un cycle de Brayton ou à un cycle combiné

L'intérêt des industriels pour cette filière est important car elle présente un fort potentiel de réduction des coûts grâce à de nombreux atouts :

- Un haut rendement de conversion solaire-électricité pouvant atteindre 25 % à moyen terme.
- L'hybridation permet d'obtenir des coûts d'électricité faibles, de diminuer les risques technologiques et économiques grâce à une puissance installée exploitable en permanence, de diminuer les arrêts/démarrages de la centrale.
- Une turbine à gaz est moins chère et plus compacte qu'une turbine à vapeur.

Les projets de recherche sur cette technologie sont nombreux avec en particulier le projet PEGASE (2007-2013) à THEMIS porté par le laboratoire PROMES et un consortium d'industriels français [11].

2.5 Les systèmes Paraboles/Stirling (DS)

Les systèmes compacts de type Parabole/Stirling sont les dispositifs permettant de convertir l'énergie solaire thermique en électricité qui offrent le meilleur rendement (de l'ordre de 20 %-31 %) à l'échelle de la dizaine de kW_e. Les autres systèmes fondés sur la conversion de l'énergie solaire concentrée, c'est à dire les technologies à tour et à concentrateurs cylindro-paraboliques, ne permettent d'atteindre ces rendements qu'à l'échelle du MW_e ou plus.

2.5.1 Description du système Parabole/Stirling

Le convertisseur Parabole/Stirling est constitué de 3 éléments principaux ; le concentrateur solaire, le récepteur solaire placé au foyer du concentrateur, et le moteur Stirling couplé à une génératrice électrique. A ces éléments principaux s'ajoute le système de contrôle-commande, les auxiliaires indispensables pour assurer de manière autonome la régulation de la production et la sécurité du fonctionnement.

Le fluide de travail est alternativement chauffé et refroidi dans un cycle fermé. Il se détend lorsqu'il est chauffé dans le récepteur solaire (source chaude) et il est comprimé lorsqu'il est refroidi par un circuit d'eau au niveau de la source froide. La puissance récupérable sur l'axe moteur est la différence entre le travail fourni lors de la détente du fluide et le travail utilisé par le fluide lors de sa compression. Le schéma de la Figure 2.10 illustre les différents éléments constitutifs du système.

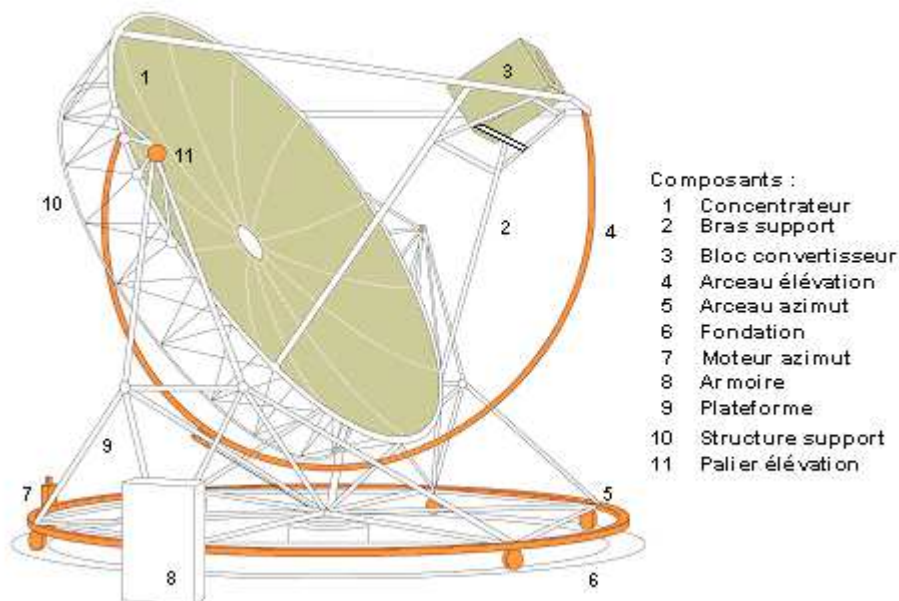


Figure 2.10 : Le système Parabole/Stirling

2.5.2 Le concentrateur

Le concentrateur solaire utilisé pour les systèmes Parabole/Stirling est le concentrateur parabolique. Une surface réfléchissante, concentre les rayons lumineux provenant du soleil dans une zone appelée foyer. La contrainte majeure est d'orienter en permanence l'axe de la parabole dans la direction du soleil. La nécessité de mobiliser la parabole selon deux axes pour suivre la course du soleil est la limite principale de la puissance de ce type de système. Le plus grand prototype de concentrateur parabolique, the big dish (Figure 2.11) se trouve en

Australie et atteint la taille considérable de 400 m² ce qui constitue une véritable prouesse technologique [12]. La plupart des concentrateurs paraboliques se situe dans une gamme entre 50 et 100 m². La taille du concentrateur est déterminée par la puissance nécessaire pour faire fonctionner le moteur Stirling à sa puissance nominale. Un moteur de 10 kW_e aura approximativement besoin d'un concentrateur de 8 m de diamètre et un système de 25 kW_e requiert une parabole de diamètre d'environ 10 m. Outre le système de déplacement qui doit être précis et robuste, l'autre difficulté majeure sur le plan technologique est de réaliser une surface réfléchissante parabolique. De nombreux concentrateurs paraboliques ont été testés dans les années 80 utilisant différentes surfaces réfléchissantes, différentes géométries, et différents systèmes de suivi du soleil.



Figure 2.11: The big dish de 400 m² de l'Australian National University à Canberra[12]

2.5.2.1 Le miroir

Trois types de surfaces réfléchissantes ont été utilisés pour des concentrateurs paraboliques [13] :

- La première possibilité, la plus classique, consiste en un dépôt d'argent ou d'aluminium à l'arrière d'une plaque de verre (Figure 2.12). C'est le concept des miroirs domestiques traditionnels. L'amélioration pour l'utilisation de ce type de miroir pour un concentrateur parabolique se situe sur l'épaisseur de la plaque de verre. Celle-ci est en effet inférieure au mm augmentant ainsi la réflectivité du miroir et permettant de les courber pour obtenir la forme parabolique désirée. Ce type de surface peut atteindre une réflectivité de l'ordre de 95 %.
- La seconde est basée sur le même principe mais on remplace la plaque de verre par un film plastique, plus flexible et moins cher. Cependant les propriétés mécaniques et optiques de ces films se dégradent sous l'effet des ultraviolets.
- La troisième possibilité consiste en des feuilles d'aluminium polies. Ces feuilles peuvent être de grandes tailles et sont peu chères mais ont une faible réflectivité (85%) et une faible longévité.

Actuellement la plupart des concentrateurs paraboliques utilisent la première option. (systèmes Suncatcher, EURODISH, WGA, big dish).

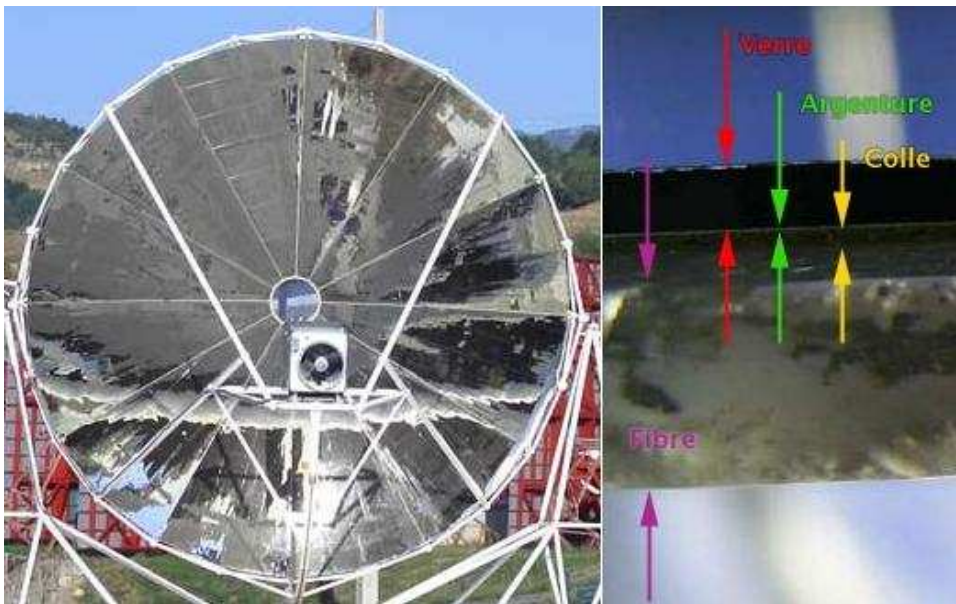


Figure 2.12 : Structure du concentrateur EURODISH de Odeillo

2.5.2.2 La structure

On relève 5 techniques de fabrication des concentrateurs ; les trois premières visent à s'ingérer une parabole parfaite, les deux autres conduisent à des optiques mixtes constituées de facettes concentratrices (paraboliques ou sphériques) montées sur une parabole [13] :

- Membrane métallique ou polymère, flexible, placée sur un tambour dans lequel est maintenu un vide partiel (technique dite « stretched membrane »). La forme prise par la membrane est proche d'une parabole. Cette technique a été pionnière ; dans les années 80, SBP a fabriqué un système Parabole/Stirling de 50 kW_e avec un concentrateur de 17 m de diamètre utilisant cette technique. En 1984, deux unités ont été installées et exploitées à Riyadh. En 1992, SBP a installé à la PSA d'Almeria 3 modules de 9.5 kW_e baptisés DISTAL (Figure 2.13.a) avec des paraboles « stretched-membrane » de 9 m de diamètre. Cette technique a révélé des problèmes de tenue des matériaux et fragilise l'ensemble, elle est aujourd'hui réservée à des paraboles de plus petit diamètre.
- Parabole formée de 12 éléments (« pétales ») en composite résine epoxy/fibre de verre sur lesquels sont collés des miroirs élémentaires en verre mince avec un dépôt d'argent en face arrière. La concentration moyenne de ce type de concentrateur atteint 4000 soleils avec un pic de concentration de 10000 soleils. C'est la technique mise en œuvre par SBP pour le système EURODISH (Figure 2.12).
- Parabole formée de facettes trapézoïdales juxtaposées, chaque facette est constituée d'un miroir posé sur un nid d'abeille en aluminium très léger pris en sandwich entre deux feuilles d'acier. L'ensemble offre de bonnes performances optiques et mécaniques. La concentration maximale est d'environ 10000 soleils [14]. C'est le montage (Figure 2.13.b) retenu par WGA aux USA pour le programme ADDS.

- Assemblage de miroirs élémentaires concentrateurs et orientables individuellement, montés sur une structure de forme parabolique. Ce type de concentrateur est performant (concentration moyenne de plus de 3000 soleils pour un pic de 8000 soleils) mais le coût est élevé et il exige un réglage fin du pointage de chaque miroir. La Figure 2.13.c illustre cette technique, conçue par MDAC et mise en œuvre aujourd'hui sur le système Suncatcher par SES.
- Assemblage de miroirs élémentaires paraboliques sur une structure de forme parabolique. Chaque miroir utilise la technique « stretched-membrane ». Les miroirs sont réglés individuellement. La concentration moyenne est voisine de 1500 soleils et la concentration maximale de 3500 soleils. La Figure 2.13.d illustre cette technique, mise en œuvre sur le système Sundish par SAIC.



Figure 2.13.a, .b, .c, .d : Concentrateur des systèmes :
a, en haut à gauche : DISTAL II
b, en haut à droite : WGA
c, en bas à gauche : Suncatcher
d, en bas à droite : Sundish

2.5.2.3 Le système de poursuite : la mécanique et le pilotage

Les technologies pour la poursuite du soleil ont partagé les progrès avec ceux réalisés sur les héliostats réflecteurs pour les centrales à tour. Dans les deux cas une précision de pointage meilleure que le milliradian est exigée. Deux montures sont utilisées pour positionner l'axe du concentrateur sur la direction du soleil ; la monture altazimutale ou la monture équatoriale (Figure 2.14). Pour cette dernière, l'ensemble tourne autour d'un axe parallèle à l'axe de rotation de la terre (axe polaire) d'environ 15° par heure (vitesse de rotation de la terre). Le second axe de rotation est perpendiculaire au premier et effectue les corrections lentes et de faible amplitude pour se maintenir à la hauteur du soleil. Quelques prototypes ont initialement

mis en œuvre la monture équatoriale, moins gourmande en énergie, mais aujourd'hui tous les systèmes Parabole/Stirling utilisent la monture altazimutale, universelle et plus facile à mettre en œuvre ; l'ensemble tourne autour de deux axes, l'un parallèle à la terre (élévation), et l'autre perpendiculaire (azimut).

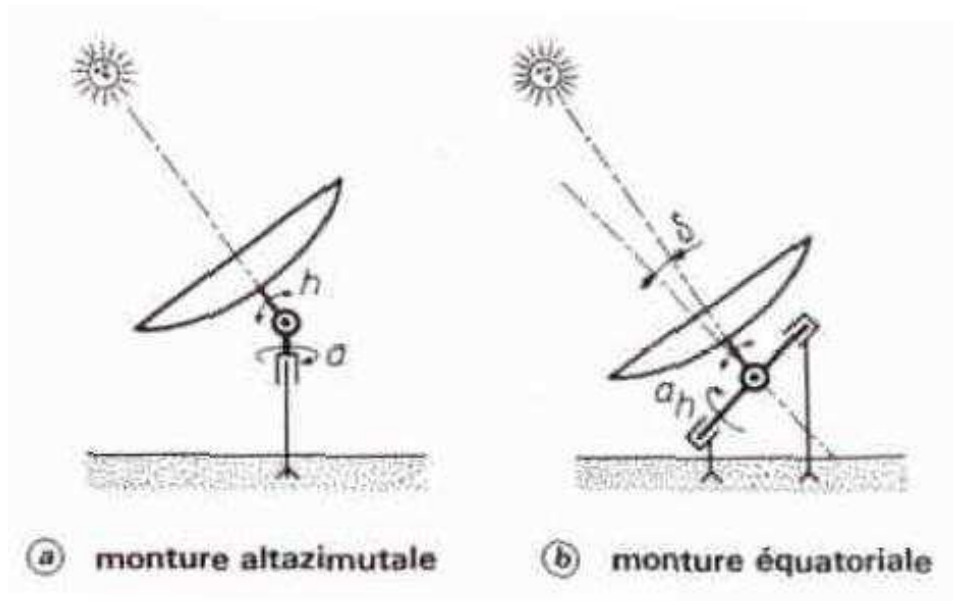


Figure 2.14 : Les deux types de monture pour le suivi du soleil

Il existe deux types de supports pour la structure :

- La structure repose sur le sol et tourne autour de l'axe d'azimut en roulant, l'élévation est obtenue par bascule autour d'un axe horizontal matérialisé par deux paliers embarqués. L'ensemble est encombrant au sol (rail ou piste de roulement) mais la stabilité est excellente (très bonne tenue au vent) et la structure en poutrelles est légère et facile à assembler. C'est la technique utilisée par SBP pour le système EURODISH (Figure 2.10) et pour le big dish.
- Le concentrateur est porté par une articulation (tête directionnelle) comportant les deux axes et les moteurs. Cette tête est installée sur un mât fixe ancré au sol. L'articulation et le pied de mât supportent tous les efforts, mais l'ensemble est très compact (Figure 2.13.c).

Le pilotage de la poursuite du soleil est effectué par une régulation ; l'objectif est de placer et de maintenir le foyer réel du concentrateur sur l'ouverture du récepteur solaire :

- La régulation en boucle ouverte utilise un algorithme qui positionne en chaque instant l'axe du concentrateur dans la direction du soleil en s'appuyant sur les coordonnées calculées du soleil (données par l'éphéméride). Les imperfections des systèmes réels sont prises en compte sous forme de paramètres de correction et d'étalonnage propres à chaque système, reflétant les erreurs d'alignement des axes, les défauts macroscopiques de la géométrie du concentrateur, les défauts de positionnement du récepteur au foyer.
- La régulation en boucle fermée corrige une première position grossière en fonction d'une mesure faite par un capteur (thermocouple, pyréliomètre).

2.5.3 Le récepteur solaire

Le récepteur solaire convertit le rayonnement solaire concentré en chaleur utilisable par le fluide de travail du moteur Stirling. Le récepteur est le composant le plus chaud du système en fonctionnement normal. L'efficacité du récepteur solaire traduit son aptitude à transférer le maximum de puissance radiative incidente au fluide caloporteur à la température de travail en supportant des pertes thermiques minimales. L'élément actif du récepteur est l'absorbeur, échangeur thermique parcouru par le fluide caloporteur et éclairé par le rayonnement solaire. L'absorbeur est placé au fond d'une cavité ou bien il en épouse les parois. L'ouverture de la cavité est située dans le plan focal du concentrateur ou dans un plan très proche. La cavité est destinée à diminuer les pertes par réflexion (piéger le rayonnement solaire), les pertes par convection, les pertes par re-rayonnement depuis la surface chaude de l'absorbeur, et à atténuer la non uniformité du flux solaire sur l'absorbeur (redistribuer le flux par réflexions internes).

Dans les récepteurs solaires utilisés dans les systèmes Parabole/Stirling, deux méthodes sont employées pour transférer le flux solaire concentré au fluide de travail du moteur Stirling sous forme de chaleur. Le premier type de récepteur visible sur la Figure 2.15, consiste en un assemblage de petits tubes dans lesquels circule directement le fluide de travail du moteur Stirling. Les tubes sont placés directement sous le flux solaire concentré à l'intérieur d'une cavité et forment la surface absorbante du récepteur solaire. C'est ce type de récepteur qu'utilisent les systèmes EURODISH, Suncatcher et Sundish.

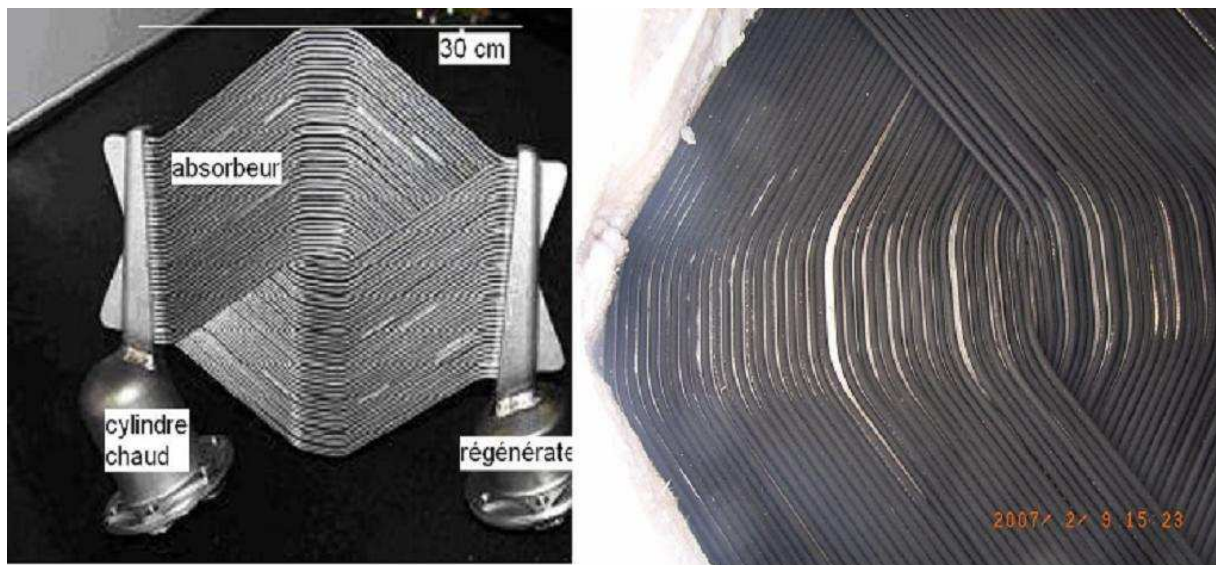


Figure 2.15 : Absorbeur solaire du système EURODISH à Odeillo

La Figure 2.16 schématise le second type de récepteur qui utilise un fluide caloporteur à changement de phase, généralement du sodium. Le fluide caloporteur est vaporisé au niveau de la surface absorbante puis condensé sur des tubes dans lesquels circule le fluide de travail du moteur. C'est le principe du caloduc. Ce système a l'avantage de permettre de faire travailler le moteur Stirling à une température de source chaude plus stable qu'avec la première configuration.

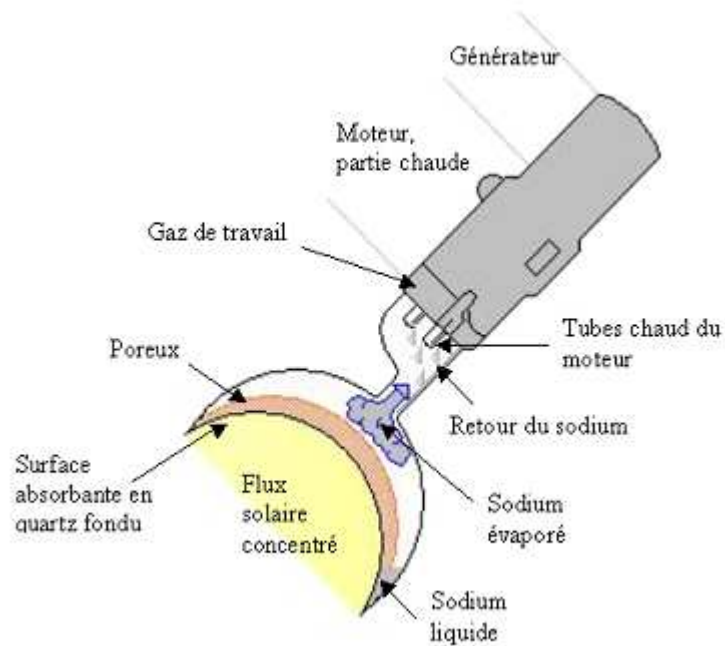


Figure 2.16 : Concept de récepteur « type « reflux heat pipe receiver »

Pour ce type de récepteur il existe deux systèmes permettant au fluide d'être alternativement évaporé puis condensé :

- Le premier appelé « reflux pool-boiler receiver » consiste en une « piscine » en contact permanent avec la surface absorbante.
- Le second appelé reflux « heat pipe receiver » utilise une surface capillaire collée sur la surface absorbante permettant au fluide de remonter sur la surface pour être évaporé.

De nombreuses recherches ont été effectuées sur ce récepteur par le laboratoire américain SANDIA sur la modélisation des réseaux capillaires [15], la corrosion [16], l'hybridation [17]. Des tests effectués avec le moteur Stirling STM 4-120 ont montré que l'utilisation d'un récepteur caloduc faisait passer le rendement solaire-électrique de 25.6 % (récepteur tubulaire) à 28.1 % soit une amélioration du rendement de 10 % [18]. Malgré de très bonnes performances, ce récepteur a des inconvénients majeurs. Le premier est la difficulté de développer un réseau capillaire sur une grande surface. Pour que le sodium puisse être uniformément réparti sur la surface absorbante, le réseau capillaire doit être extrêmement fin, de l'ordre de $4 \mu\text{m}$ ce qui pose des problèmes de tenue mécanique. Le réseau capillaire s'écrase sous le poids du sodium entraînant des déformations et des points chauds. Le second problème est la corrosion du réseau capillaire. Le sodium mélangé à des impuretés d'oxygène ou d'hydrogène devient un véritable poison pour le réseau.

L'hybridation des systèmes Parabole/Stirling avec une source de chaleur d'appoint d'origine fossile (ou biomasse) permet de s'affranchir des variations de la puissance solaire et ainsi de garantir la production électrique. L'apport de chaleur d'appoint au niveau du récepteur solaire est le concept le plus intéressant, la conversion en aval emprunte le même circuit. Quelques récepteurs hybrides solaire-fossile ont été conçus et expérimentés avec des systèmes Parabole/Stirling, mais aucun résultat convaincant n'a été obtenu. Les difficultés de mise en œuvre et d'exploitation sont nombreuses :

- Le système Sundish de SAIC utilise un récepteur tubulaire hybride, la chaleur d'appoint est fournie par la combustion d'une ressource fossile. Cependant il fonctionne en mode solaire seul ou fossile seul.
- La DLR a développé un récepteur hybride solaire-gaz à fluide diphasique et l'a expérimenté en 1998 sur le système Parabole/Stirling DISTAL II. Il a fonctionné pendant 400 h, avec un rendement en mode hybride de 17 % (18 % en mode solaire, 17 % en mode gaz) [19].
- SANDIA a conçu en 1999 un récepteur hybride solaire-gaz à caloduc d'une puissance thermique de 75 kW, prévu pour être utilisé avec un moteur Stirling de 25 kW_e. Il comprend une surface absorbante, un caloduc, une matrice en métal dans laquelle circulent les gaz chauds de la combustion et un récupérateur. Des expériences ont été réalisées en laboratoire dans différentes positions et pour différentes puissances. Un rendement thermique de 68% pour une température de 750 °C a été observé [18].

2.5.4 Le moteur Stirling

L'objectif de ce paragraphe est de présenter un moteur non conventionnel, peu connu mais qui aujourd'hui, grâce à des avantages exceptionnels par rapport aux moteurs à combustion interne connaît une seconde jeunesse. Les paragraphes §2.5.4.1 et §2.5.4.2 sont une synthèse des écrits [20, 21] de P. STOUFFS, professeur à l'université de Pau et spécialiste des moteurs Stirling.

2.5.4.1 Introduction

Le moteur Stirling fut inventé par le pasteur Robert STIRLING au début du XIX^e siècle quand la Grande Bretagne subissait le choc de la révolution industrielle. L'objectif de R. STIRLING était de concevoir un moteur moins dangereux que les machines à vapeur traditionnelles qui se multipliaient à cette époque. La Figure 2.17 montre l'un des premiers moteurs Stirling réalisé par R. STIRLING lui-même et son frère en 1816. Ce moteur fut utilisé pour pomper l'eau d'une mine et avait une puissance mécanique de 1.5 kW.

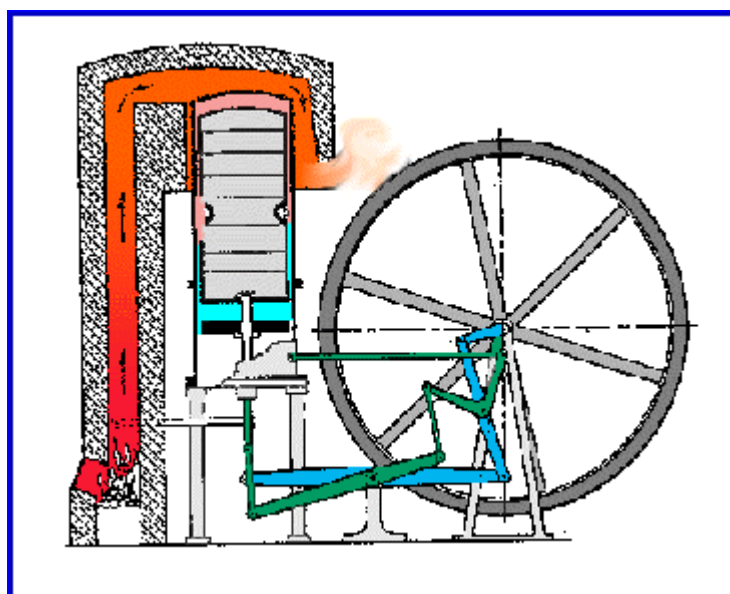


Figure 2.17 : Moteur Stirling de 1816

Le moteur Stirling connut un succès commercial très important jusqu'au début du XX^e siècle. Il constituait avec la machine à vapeur la seule possibilité de convertir l'énergie thermique en énergie mécanique. Les machines à vapeur étant plutôt réservées aux grandes puissances, le moteur Stirling régnait dans la gamme des basses puissances. Il fut cependant détrôné, au tournant du siècle par les moteurs à combustion interne et les moteurs électriques, qui ne souffraient pas des mêmes difficultés technologiques, essentiellement liées à la nature fermée du cycle des moteurs Stirling (tenue thermomécanique des matériaux, étanchéité).

Il fallut attendre les années 30, pour que le moteur Stirling soit redécouvert grâce à l'industriel Philips. Un travail sur un petit moteur a débuté dans le but d'alimenter des radios se situant dans des zones ne disposant pas du réseau électrique. De brillantes recherches furent effectuées et une cinquantaine de moteurs fut fabriquée et utilisée dans les années 50. Cependant l'invention du transistor et le développement des batteries ont supprimé le besoin d'origine.

De nombreux laboratoires dans le monde s'intéressèrent à ces résultats et entreprirent à leur tour des recherches. C'est ainsi que Philips céda certaines licences à Général Motors et à la Ford Company. L'objectif de ces industries était de développer un moteur Stirling adapté à la traction automobile. D'importantes recherches furent entreprises avec pour principal objectif de permettre une variation rapide de la charge du moteur. En effet, le moteur Stirling étant à apport de chaleur externe, il n'est pas possible de faire varier directement la quantité de combustible et il faut recourir à d'autres méthodes. En 1975, une Ford fut équipée d'un moteur Stirling de 127 kW qui donna satisfaction au prix cependant d'un système devenu complexe et encombrant. Les travaux de Ford et GM restèrent sans suite commerciale.

2.5.4.2 Les avantages et les applications du moteur Stirling

L'histoire du moteur Stirling est marquée par des échecs commerciaux dus non pas à des problèmes technologiques, mais au choix de mauvais créneaux. Aujourd'hui, il paraît peu probable que le moteur Stirling supplante les moteurs traditionnels dans les domaines où ils sont rois comme l'automobile. Cependant, dans certains créneaux, comme la production d'électricité décentralisée, les avantages du moteur Stirling devraient lui permettre de renouer avec le succès. Les caractéristiques principales du moteur Stirling sont les suivantes :

- La plus importante, la possibilité d'utiliser les sources d'énergie thermique les plus diverses, notamment le rayonnement solaire.
- Un faible niveau de bruit du à l'absence d'explosion, de la régularité du couple produit.
- Une durée de vie élevée.
- Le faible niveau de pollution en cas de combustion à la source chaude. Une combustion continue se maîtrise bien mieux que la combustion dans les moteurs à combustion interne.
- Des performances énergétiques excellentes avec des rendements approchant les 45 %.
- Une maintenance plus faible que pour les moteurs à combustion interne, due à la simplicité de la conception. On note cependant une usure des composants sollicités thermiquement, notamment les joints d'étanchéité.

Aujourd'hui, les applications du moteur Stirling les plus étudiées sont les suivantes :

- La production d'électricité à partir d'énergie solaire pour application spatiale, très étudiée aux Etats-Unis et au Japon.
- La propulsion des navires et des sous-marins. Plusieurs sous-marins actuellement en service, tant civils que militaires, sont propulsés par des moteurs Stirling cinématiques.
- La production d'électricité à basse puissance à partir de combustible fossile pour besoins locaux ; campings, bâtiments isolés, marchés, travaux publics, bateaux de plaisance...
- La production d'électricité en zone rurale. Il y a actuellement un créneau important pour la conversion énergétique de combustibles peu nobles dans un domaine de puissance de l'ordre de $0,5 \text{ kW}_e$ à 1 MW_e à partir de charbon, de combustibles industriels, de déchets commerciaux et agricoles ainsi que de la biomasse (bois ou carburant d'origine végétale).
- La cogénération dans le secteur tertiaire et résidentiel ; les qualités de propreté, de fiabilité, de maintenance réduite mais surtout de silence autorisent l'utilisation du moteur Stirling comme élément de cogénération à l'échelle de l'habitat individuel, ce qui n'est pas possible avec les moteurs à combustion interne. Plusieurs systèmes comme ceux des industriels Whispergen en Nouvelle Zélande ou Sunmachine en Allemagne fonctionnant au gaz ou à la biomasse sont actuellement sur le marché.
- Et bien entendu, la production d'électricité par voie solaire concentrée, qui peut être couplée à l'application précédente.

2.5.4.3 Le cycle de Stirling théorique

Le cycle de Stirling théorique de la Figure 2.18 est un cycle fermé basé sur le processus de régénération à volume constant et sur des transformations de compression et de détente isothermes.

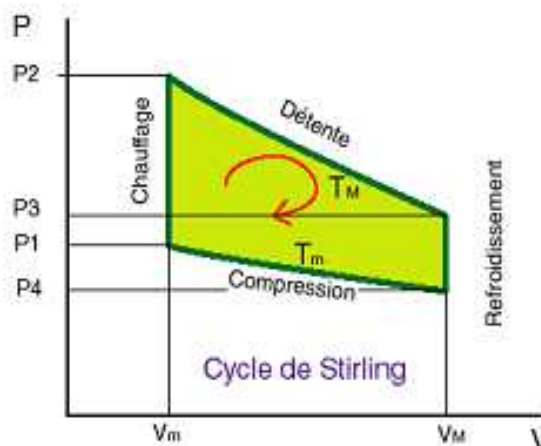


Figure 2.18 : Cycle de Stirling théorique

Au début du cycle, la position des pistons est celle que l'on a représentée sur la Figure 2.19, 1-2. Le piston F (froid) du cylindre froid est au sommet de sa course ascendante, tandis que le piston C (chaud) du cylindre chaud est au milieu de sa course descendante. Le piston C descend, alors que le piston F reste immobile. C'est un temps moteur ; la source chaude fournit au gaz l'énergie thermique et le piston C entraîne le vilebrequin. Sur la Figure 2.18, ce temps correspond à la détente du gaz. Comme le volume du gaz augmente et que sa température est constante, la pression du gaz dans le cylindre chaud diminue. Ensuite, le couplage mécanique entre les deux pistons est tel que le piston F commence à descendre tandis que le piston C remonte. Lors de ce double mouvement, le gaz étant chaud, il cède sa chaleur au régénérateur et le gaz se refroidit en passant d'un cylindre à l'autre. Comme son volume reste constant, sa pression diminue. Ce temps est représenté par le refroidissement sur la Figure 2.18 et par la séquence 2-3 sur la Figure 2.19. Le couplage ingénieux entre les pistons permet que le piston C soit immobile pendant que le piston F remonte. Le gaz est comprimé (Figure 2.18), mais sa température n'augmente pas car il se situe du côté de la source froide. De l'énergie est rejetée vers la source froide et la compression est isotherme. C'est le temps 3 sur la Figure 2.19. Le dernier temps achève le cycle et nous ramène à l'état initial. Le piston C descend et le piston F remonte, ce qui transfère le gaz du côté chaud, sans changer son volume. En passant dans le régénérateur, le gaz récupère la chaleur qui s'y trouvait stockée, et du même coup redonne à cet élément sa température initiale. Cette transformation correspond au chauffage sur la Figure 2.18 et au temps 4 sur la Figure 2.19.

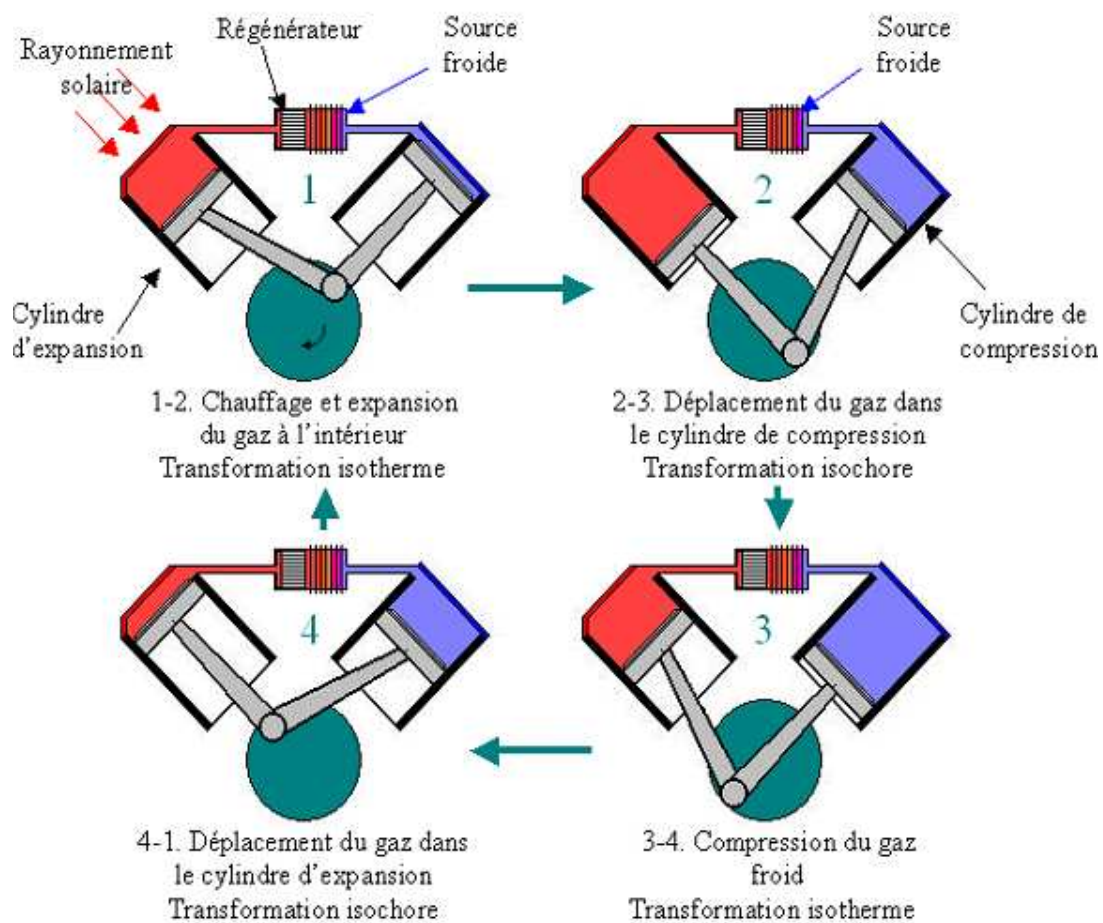


Figure 2.19 : Les 4 temps du moteur Stirling

Pour résumer, le cycle est donc décomposé en 4 séquences (Figure 2.18 et Figure 2.19) :

- 1-2 : détente isotherme, c'est le temps moteur, transfert de chaleur de la source chaude au gaz de travail.
- 2-3 : détente isochore, transfert de chaleur du gaz de travail vers le régénérateur.
- 3-4 : compression isotherme, transfert de chaleur du gaz de travail vers la source froide.
- 4-1 : compression isochore, transfert de chaleur du régénérateur vers le gaz de travail.

Si les séquences sont parfaitement et rigoureusement effectuées et le régénérateur parfait, c'est à dire que la chaleur fournie et récupérée pendant les processus 2-3 et 4-1 est la même, alors le rendement théorique du cycle de Stirling est le rendement du cycle de Carnot donné par :

$$\eta = 1 - \frac{T_{Min}}{T_{Max}} \quad \text{Eq.2.1}$$

Où T_{Min} et T_{Max} sont les températures de la source froide et de la source chaude.

Bien entendu, en pratique, il est impossible d'obtenir ce rendement. La Figure 2.20 présente l'allure du cycle réel par rapport au cycle parfait. Parmi les principales causes qui font différer le cycle réel du cycle théorique, on peut noter :

- L'imperfection des échangeurs de chaleur.
- Les mauvaises performances du régénérateur.
- L'existence d'espaces morts, c'est à dire non balayés par les pistons.
- L'imperfection de la synchronisation des pistons ; le mouvement théorique des pistons est discontinu avec des phases de mouvement et de repos. En pratique, ce mouvement est continu et sinusoïdal.

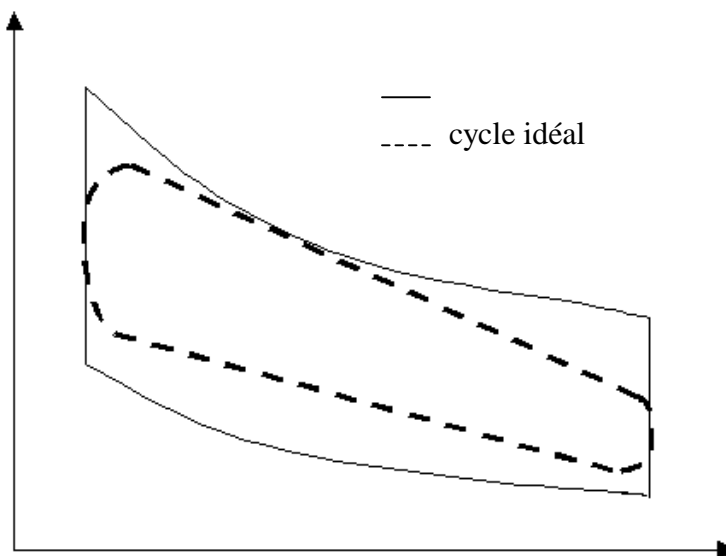


Figure 2.20 : Diagramme P, V d'un cycle Stirling idéal et réel

2.5.4.4 La classification des moteurs Stirling

Si l'on regarde la définition du cycle Stirling adoptée par la communauté scientifique internationale, on s'aperçoit qu'il n'y a aucune référence au cycle Stirling classique composé des deux isothermes et des deux isochores [22] :

“A STIRLING CYCLE is defined as that process which occurs in any closed space containing a working fluid in which volume variations induce cyclic pressure changes in the fluid and displacement of the fluid within the closed space induces cyclic temperature changes in the fluid”.

Aucun cycle précis n'est mentionné dans cette définition. Ceci est dû à la forte non-uniformité de l'état thermodynamique du gaz de travail dans l'espace du moteur Stirling. La notion de cycle thermodynamique de référence est peu pertinente dans le cas du cycle Stirling. Cette définition ouvre donc un spectre très large de technologies qui peuvent toutes revendiquer l'appellation moteur Stirling. En général, on classe le moteur Stirling selon trois niveaux :

- Le mode de fonctionnement.
- L'agencement des cylindres.
- Le couplage des pistons.

A ces trois niveaux de base, on peut également ajouter la différence de températures entre source froide et source chaude, la source énergétique et la manière dont celle-ci est fournie (caloduc, échangeur tubulaire...).

Pour le mode fonctionnement, on peut distinguer trois types indépendants. Un moteur Stirling peut fonctionner :

- En simple ou double effets. Double effets est un terme général désignant un piston travaillant sur ses deux faces (Figure 2.21).
- Mono ou multiphasique. Se réfère à l'état thermodynamique du fluide de travail.
- Résonnant ou non résonnant. Cette distinction n'est pertinente que pour les moteurs à piston libre. Ces moteurs peuvent fonctionner à la fréquence de résonance du système ou non (bang bang operation).

L'agencement des cylindres correspond à la première classification mise en place pour les moteurs Stirling. On distingue trois types de configuration (Figure 2.21) :

- Les moteurs de type alpha possèdent deux cylindres séparés, dans chacun desquels se trouve un piston hermétique. Les variations des volumes chaud et froid sont créés séparément par les mouvements de pistons distincts.
- Le terme bêta désigne un arrangement à un seul cylindre. Le piston déplaceur et le piston de travail sont en tandem et les volumes variables chaud et froid sont formés par l'action conjuguée des deux pistons.
- Le type gamma est en quelque sorte un hybride des deux précédents. On y trouve deux cylindres comme dans le couplage alpha mais les volumes variables chaud et froid sont créés de la même façon que dans la configuration bêta.

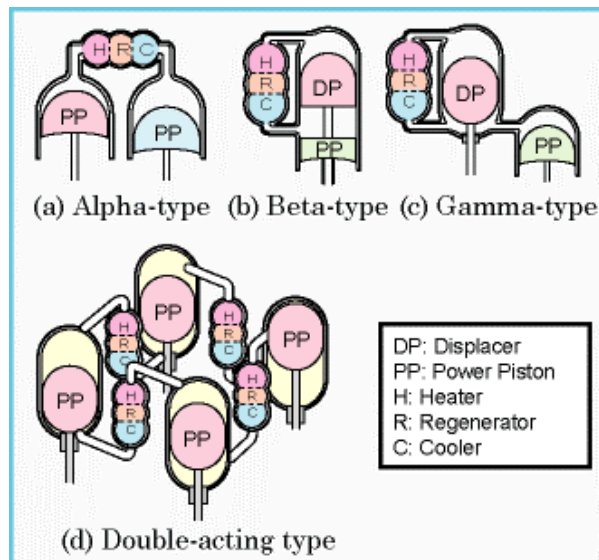


Figure 2.21 : Les 3 agencements du moteur Stirling et moteur Stirling type alpha à double effets

On distingue trois types différents de couplage des pistons dans les moteurs Stirling :

- Le couplage rigide. Les moteurs à couplage rigide, dit cinématique, utilisent un lien mécanique pour relier les pistons entre eux. Différents mécanismes ont été développés comme le système bielle-manivelle, le plateau oscillant ou rhombique pour les plus connus.
- Le couplage gazeux. Dans ces machines, le mouvement d'au moins un des deux pistons résulte de l'effet des forces de pression du gaz plutôt que de liens mécaniques. On parle de moteur à piston libre. Il existe de nombreuses configurations de ce type de moteur parmi lesquels :
 - Les moteurs à deux pistons libres.
 - Les moteurs à déplaceur libre et piston cinématique dites de Ringbom.
 - Les moteurs à piston libre et déplaceur cinématique dites de Martini.
- Le couplage liquide. Dans ce cas, les pistons sont connectés par un liquide et dans la plupart des cas les pistons sont eux-mêmes liquides. C'est le moteur dit fluidyne qui est utilisé pour le pompage d'eau.

2.5.4.5 Présentation de quelques moteurs Stirling avec application solaire

Quatre moteurs Stirling ont été utilisés jusqu'à présent dans le développement des systèmes Parabole/Stirling. Les trois premiers ont été conçus pour d'autres applications, en particulier pour la micro-cogénération, seul le moteur CFIC a été développé expressément pour un module Parabole/Stirling [7] :

- Le plus « simple », est le moteur alpha à deux pistons, deux cylindres configurés en V avec un couplage cinématique à bielle-vilebrequin. C'est le Solo 161 d'une puissance de 10 kW_e. Actuellement, il est connecté à un récepteur tubulaire (Figure 2.22) mais des essais ont été effectués avec un récepteur caloduc hybride. Ce moteur a été développé par l'industrie allemande Solo sur les bases du moteur V160 qui date des années 80. Ce moteur est utilisé par les systèmes Parabole/Stirling DISTAL, EURODISH et WGA.

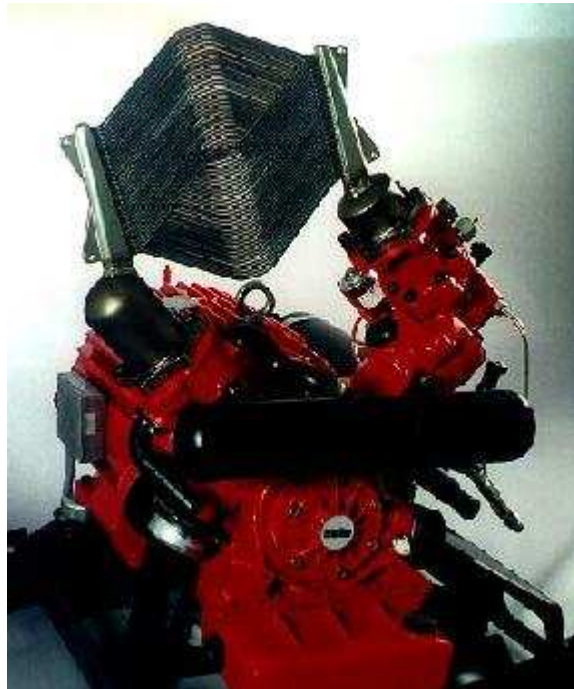


Figure 2.22 : Le moteur Stirling Solo 161 avec récepteur solaire tubulaire

- Le second type de moteur est un Stirling type alpha à 4 pistons à double effets configurés en carré. 2 moteurs de ce type sont encore utilisés aujourd'hui, le 4-95 de United Stirling (USAB, Kockums) et le 4-120 de STM, les deux d'une puissance de 25 kW_e. Le système de couplage est par contre différent. Pour le 4-95 (Figure 2.23), on a un système à bielle-vilebrequin couplé à l'arbre de transmission et pour le 4-120, un système à plateau oscillant. Les récepteurs de ces deux moteurs sont tubulaires. Le moteur 4-120 STM est utilisé par le système Sundish et le 4-95 de USAB, Kockums par les systèmes Vanguard et Suncatcher. Une seconde version du moteur 4-95 plus puissante, le moteur 4-275 d'une puissance de 50 kW_e a été utilisée par les systèmes de SBP à Riyadh.

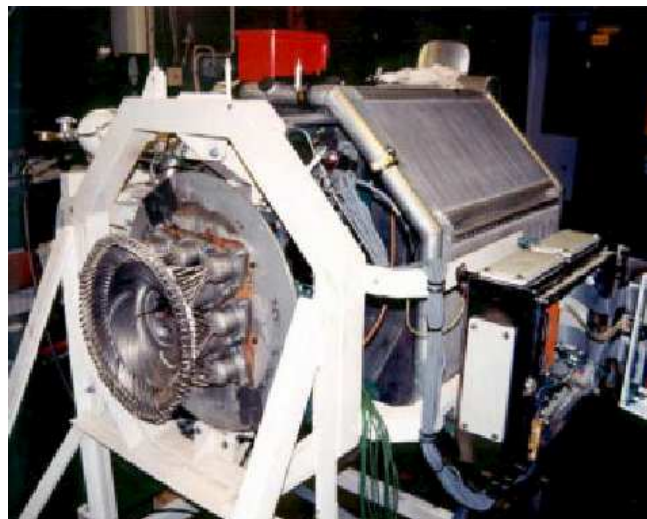


Figure 2.23 : Le moteur Stirling 4-95 de USAB, Kockums

- Le dernier type de moteur Stirling couplé à une parabole est particulièrement original. Il a été spécialement conçu, à la différence des autres moteurs vus

précédemment pour être solarisé. C'est un moteur à piston et déplaceur libre, couplé à une génératrice linéaire (Figure 2.24). Ce moteur utilisait un récepteur caloduc au sodium et développait une puissance d'environ 5-6 kW_e. Lors des phases de tests, des problèmes ont été rencontrés et il n'y pas eu de suite à ce projet. D'autres moteurs de ce type, développés à l'origine pour des applications spatiales ou de cogénération sont actuellement utilisés dans le cadre d'un projet d'un système Parabole/Stirling de l'industriel américain InfiniaCorp [23]. Ce moteur a une puissance de 3 kW_e idéale pour le secteur résidentiel.

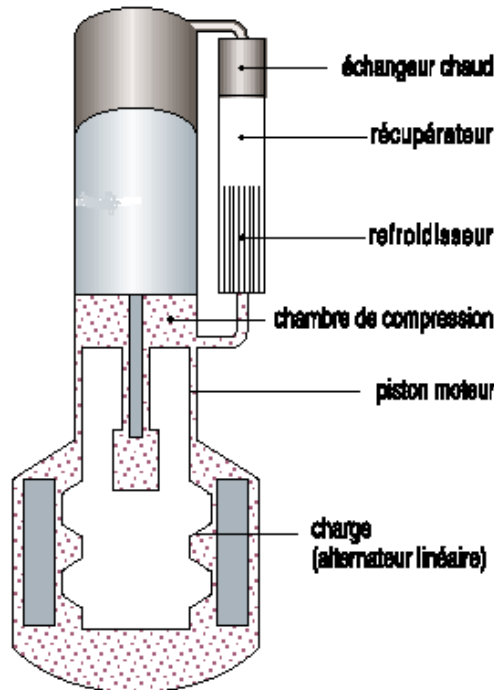


Figure 2.24 : Moteur Stirling type bêta à piston et déplaceur libre et alternateur linéaire

2.5.5 Historique du système Parabole/Stirling

Nous venons de voir au cours des paragraphes précédents les principaux composants de modules Parabole/Stirling qui ont été développés depuis les années 80. Cette liste n'est pas exhaustive, d'autres réalisations ayant certainement vu le jour. Il faut également souligner que des paraboles ont également été utilisées avec d'autres types de cycles thermodynamiques que le Stirling, notamment Brayton (turbine à gaz) ou chimique (cycle ammoniac).

Nous allons maintenant faire un état de l'art des différents systèmes Parabole/Stirling qui ont vu le jour et dont la conception et parfois les performances ont été rapportées dans la littérature. Le Tableau 2.1 et le Tableau 2.2 en fin de chapitre indiquent sous forme synthétique les principales caractéristiques de ces systèmes.

2.5.5.1 Les expériences pionnières

Le premier système Parabole/Stirling est le Vanguard I construit en 1982 par Advanco Corporation en Californie. Ce système de 25 kW_e représenté sur la Figure 2.25 utilisait le moteur Stirling cinématique à 4 pistons 4-95 de USAB, Kockums (§2.5.4.5), couplé à une parabole de 10.5 m de diamètre composée de 366 facettes unitaires. Il a accumulé 2000 h de fonctionnement avec un rendement instantané maximum solaire-électrique de 29.4 %. Le projet a été arrêté en 1985 en raison de problèmes majeurs survenus sur le bloc moteur. Ces problèmes n'ont cependant pas été rapportés en détail par les expérimentateurs.[13, 24, 25].

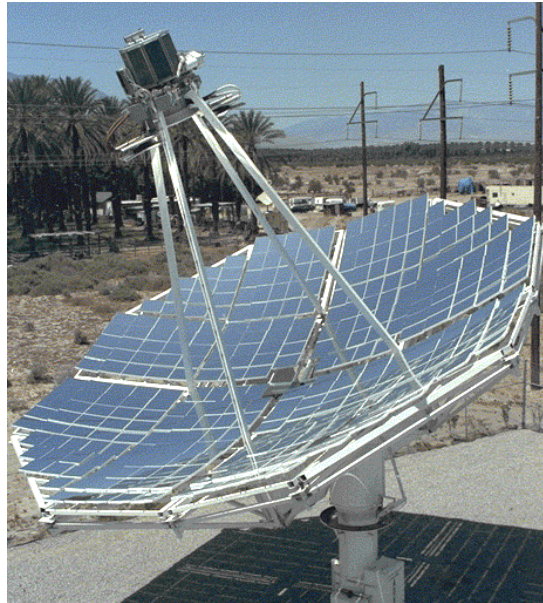


Figure 2.25 : Le système Vanguard par Advanco Corporation de 25 kW_e

En 1984, l'industriel allemand SBP, associé à la DLR, construit et installe à Riyadh en Arabie Saoudite deux unités de 50 kW_e constituées d'une parabole « stretched membrane » de 17 m de diamètre et du moteur Stirling 4-275 distribué par USAB, Kockums (Figure 2.26). Le rendement instantané de ce système, le plus puissant ayant été installé, a atteint 23 % [26].

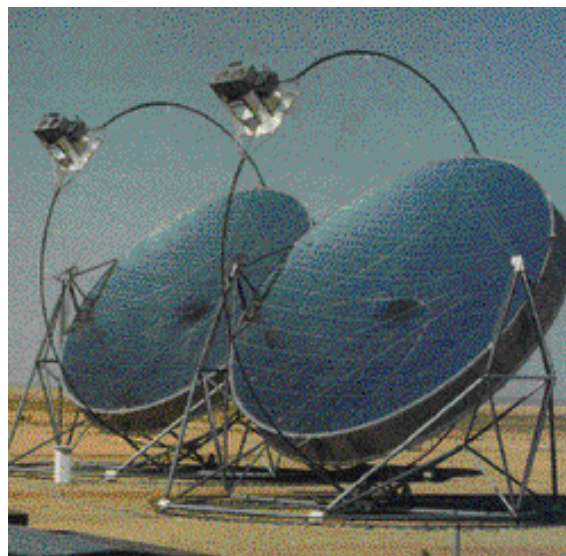


Figure 2.26 : Les deux systèmes Parabole/Stirling de 50 kW_e installés en 1984 à Riyadh

La même année 1984, MDAC développe un système Parabole/Stirling de 88 m² constituée de 82 miroirs élémentaires et du moteur Stirling cinématique de 25 kW_e à 4 pistons 4-95 de USAB, kockums. MDAC abandonne le projet en 1986. SCE rachète les droits et poursuit l'expérimentation jusqu'en 1988, accumulant 13852 heures de production. Le rendement instantané solaire-électricité a atteint 29 %. 6 unités sont installées pendant 3 ans aux Etats Unis (4 en Californie, 1 en Georgie, 1 au Nevada), elles sont exploitées jusqu'en 1996, date à laquelle la compagnie Stirling Energy System rachète les droits.

En 1992, SBP relance son programme Parabole/Stirling et développe le système DISTAL I constitué d'une parabole « stretched membrane » de 7.5 m sur une monture équatoriale et d'un moteur Solo V160 de 9 kW_e conçu à l'origine par USAB. Avec le concours de la DLR, SBP installe et exploite trois unités DISTAL I à Almeria, accumulant plus de 30000 h de fonctionnement. Le rendement instantané de conversion solaire-électricité est de l'ordre de 20 %. Par la suite, trois autres unités DISTAL I furent implantées en Allemagne, une à Pforzheim et deux à l'université de Stuttgart.



Figure 2.27 : Le système DISTAL I de 9 kW_e par SBP installé à Pforzheim en Allemagne

Entre 1991 et 1996, l'industriel américain CPG a développé avec le soutien du ministère américain de l'énergie (DOE), un système Parabole/Stirling d'une puissance de 7 kW_e (Figure 2.28). Le concentrateur est constitué de 24 facettes « stretched membrane » de diamètre unitaire de 1.2 m. Le récepteur est de type caloduc. Schématisé sur la Figure 2.24, le moteur Stirling à piston libre a été développé par CFIC. Ce système n'a pu fonctionner qu'à partir de 1995, avec un rendement de 22 % et une puissance réduite à 5 kW_e. Après ce demi-échec, CPG développe en collaboration avec un concepteur japonais, Aisin Seiki, un système connecté au réseau, équipé d'un récepteur à caloduc et d'un moteur Stirling à 4 cylindres de puissance nominale 23 kW_e. Ce système a fonctionné pendant très peu de temps au printemps 1996 sur l'île japonaise Miyako Island.



Figure 2.28 : Le système Parabole/Stirling par CPG de 7 kW_e

En 1997, SBP conçoit le DISTAL II, évolution du DISTAL I, doté d'un système de poursuite altazimutal et équipé du moteur Solo 161 de 10 kW_e illustré sur la Figure 2.22. Ce moteur est à l'origine conçu pour la cogénération et pour fonctionner avec une chaudière à gaz. La parabole « stretched membrane » du DISTAL II a un diamètre de 8.5 m. SBP construit 3 unités DISTAL II et les installe à la PSA à Almeria (Figure 2.29).



Figure 2.29 : Le système DISTAL II par SBP de 10 kW_e à Almería

Ces expériences pionnières fondées sur des prototypes ont abouti à la mise au point de modules pré-commerciaux. Quatre systèmes principaux sont proposés aujourd'hui :

- Le premier est celui de l'industriel SES qui a racheté les droits du système développé par MDAC déjà présenté.
- Le second est l'œuvre des industriels SAIC et STM.
- Le troisième a été conçu dans le cadre du projet américain ADDS .
- Et le dernier, le système EURODISH est celui développé par SBP et la DLR dans le cadre du projet EnviroDish qui s'appuie largement sur l'expérience DISTAL I et II. Celui-ci est présenté de façon détaillée dans le chapitre 3 de cette thèse qui lui est entièrement dédié.

2.5.5.2 Le système Suncatcher

SES a été fondé en 1996 pour commercialiser le système Parabole/Stirling développé par MDAC (aujourd'hui BOEING) et USAB (Kockums). C'est en 1998, en partenariat avec le ministère américain de l'énergie qu'a démarré le projet DECC. Ce projet est divisé en trois grandes phases ; la première doit permettre de vérifier les performances du bloc de conversion énergétique solaire-électrique comprenant le récepteur solaire et le moteur Stirling couplé à sa génératrice électrique. La seconde est la construction et le test de deux systèmes complets sur les sites de BOEING en Californie. Cette phase a débuté en octobre 2000 et s'est terminée en 2002. La troisième est la commercialisation du système [27].

En 2003, un système a été installé à Albuquerque, au NSTTF du laboratoire SANDIA suivi en 2005, de 5 autres systèmes. Cette centrale expérimentale (Figure 2.30) est le premier pas vers les deux projets en Californie, confirmés en avril 2008 au congrès SolarPACES à Las Vegas [28], de centrales de 500 MW_e extensibles à 850 MW_e et de 300 MW_e extensibles à 900 MW_e. Ces 2 centrales seraient alors composées de 32000 à 70000 unités de 25 kW_e! Le coût du Watt installé est annoncé à 2 \$ [28] (aujourd'hui estimé dans une fourchette comprise entre 6 et 8 \$). La taille de ces installations, le nombre d'unités à construire, et les prix très faibles annoncés sont un énorme challenge mais offrent également une forte opportunité pour SES de devenir un des leaders mondiaux dans le domaine du solaire thermodynamique.

Le système Suncatcher utilise le moteur Stirling 4-95 développé par USAB, Kockums (Figure 2.23) du type cinématique, à 4 pistons double effets disposés en carré. Le gaz de travail utilisé est de l'hydrogène et la température de source chaude est de 720 °C. La source froide est un radiateur à air. La puissance du moteur est contrôlée en faisant varier la pression de l'hydrogène entre 40 bars (pour 200 W.m⁻²) et 160 bars (pour 1000 W.m⁻²). Le récepteur solaire est un récepteur à tubes dans lesquels circule directement l'hydrogène. Le concentrateur est sensiblement identique au système originel de MDAC. L'ensemble Concentrateur/Moteur est monté sur un mât équipé à son sommet d'un système de suivi du soleil altazimutal contrôlé par un système à boucle ouverte.



Figure 2.30 : Centrale solaire expérimentale de 6 Parabole/Stirling SES à Albuquerque

Pendant les phases de tests (I et II), le système, accumulant les heures de fonctionnement sous rayonnement solaire ou sur banc d'essais, a montré de très hautes performances. Le rendement maximal observé a été de 28.8 % sous un ensoleillement de 986 W.m^{-2} pour une puissance de 24.9 kW_e . Au congrès SolarPACES d'avril 2008 [28], un nouveau pic de rendement net solaire-électrique à plus de 31 % a été annoncé. La puissance électrique produite par le système est proportionnelle au rayonnement solaire direct (DNI) et le système commence à produire à partir d'un ensoleillement de 200 W.m^{-2} (Figure 2.31).

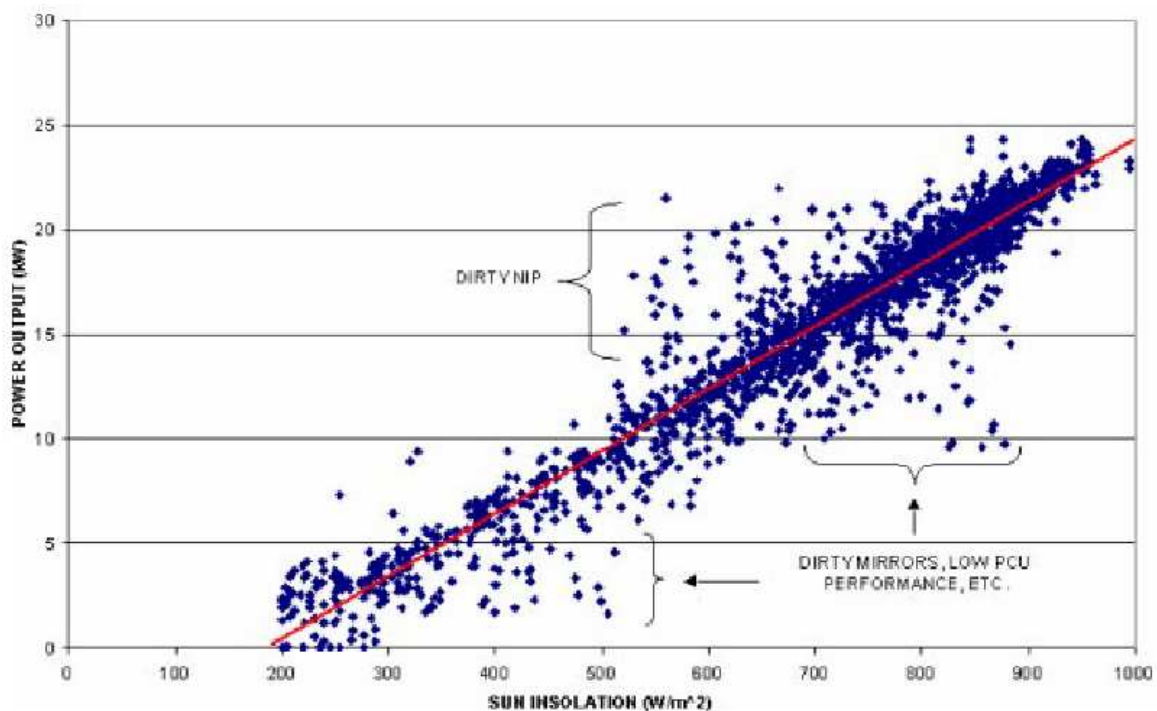


Figure 2.31 : Puissance électrique en fonction du DNI pour le système SES [24]

2.5.5.3 Le système Sundish

Les équipes d'ingénieurs des industries SAIC et STM et de chercheurs du laboratoire SANDIA ont commencé à travailler sur un premier prototype Parabole/Stirling à partir de 1993 dans le cadre du programme Solar Thermal Utility-Scale Joint Venture Program [29]. Le premier prototype a été installé en 1995 à Golden dans le Colorado au NREL. Cette unité a fonctionné pendant 300 h (de juin 1995 à juin 1996) et a surtout été utilisée pour tester les différents composants. Après ce premier essai, quatre autres unités, avec de légères modifications ont été installées entre janvier 1998 et août 1999 (Figure 2.32). Les modifications concernaient principalement le concentrateur (augmentation du diamètre des facettes, facettes sur deux plans), le système informatique de suivi du soleil et le récepteur solaire qui a été hybridé (gaz naturel, hydrogène).



Figure 2.32 : Seconde génération du système Sundish à Tempe en Arizona

Le concentrateur utilisé est composé de 16 facettes concentratrices de 3.2 m de diamètre du type « stretched membrane ». L'ensemble est monté sur une structure en toile d'araignée. Pour éviter la prise au vent, les facettes sont montées sur deux plans. Ce type de concentrateur permet d'obtenir un flux homogène sur le récepteur mais de nombreux problèmes mécaniques sont apparus ce qui a ralenti les tests. Le suivi du soleil est altazimutal. Le bloc moteur est composé du moteur 4-120 développé par STM, d'un récepteur tubulaire hybride et d'un radiateur. Le moteur est du même type que le 4-95 mais diffère par le système de couplage des pistons. La cavité a une ouverture de 38 cm et est fermée par une fenêtre en quartz pour limiter les échanges convectifs. Le récepteur solaire placé dans cette cavité a une forme conique et est directement éclairé par le flux solaire concentré. La chambre de combustion, pour le fonctionnement hybride est placée directement à l'arrière des tubes. Le moteur travaille à 720 °C avec de l'hydrogène comme fluide de travail. La puissance est régulée en modifiant le système de couplage des 4 pistons ce qui modifie le volume de travail du moteur. Les problèmes principaux rencontrés lors du fonctionnement de ce bloc moteur sont les fuites d'hydrogène dues à des problèmes d'étanchéité au niveau des pistons du moteur.

Au cours des tests, le rendement solaire-électricité maximal a été de 20 % pour une puissance de 22.9 kW_e. En 2003, les différents systèmes avaient fourni 63574 kWh au réseau électrique et accumulaient 5800 h de fonctionnement dont 600 h en mode hybride. La Figure 2.33 montre que le système commence à produire à partir d'un ensoleillement direct de 350 W.m⁻².

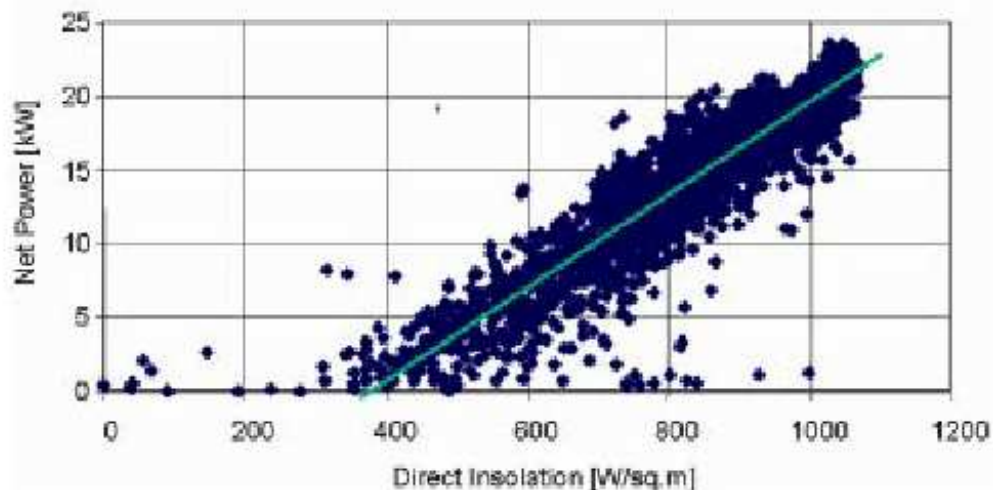


Figure 2.33: Puissance électrique en fonction de la DNI pour le système Sundish [24]

2.5.5.4 Le système du programme ADDS

Le programme ADDS est le résultat d'une première expérience réalisée en Arizona dans le cadre du projet Rolling Thunder de SANDIA dont l'objectif était de coupler la Parabole CPG-460 au moteur Solo 161 utilisé par SBP sur le système DISTAL II. Le projet ADDS a démarré en 1998 avec pour objectifs d'étendre les possibilités du système Parabole/Stirling et d'être innovant sur les composants employés ; utilisation en mode non connecté au réseau, utilisation d'une paraboles à facettes, d'un récepteur caloduc, d'un système de commande très avancé. En 1999, le premier système, connecté au réseau (mode 1) a été installé à Albuquerque au Nouveau Mexique. Il a été suivi en 2000, par un second système dans une configuration non connectée au réseau (mode 2) incluant un système de pompage d'eau.

Le système ADDS associe la parabole, la WGA-500 et son système de contrôle, développée par l'industrie WGAssociates qui avait déjà travaillé pour CPG sur son système de 25 kW_e (§2.5.5.1) et le moteur Solo 161. Les deux systèmes sont visibles sur la Figure 2.34. Le concentrateur du système « mode 1 » est composé de 32 facettes trapézoïdales formant une parabole de 42.9 m². L'ensemble forme deux anneaux de 16 facettes montées sur une structure en toile d'araignée. Le système « mode 2 » a une parabole de même diamètre mais formée par un anneau de 24 facettes de plus grandes tailles. L'ensemble est monté sur un mât et le suivi du soleil est altazimutal contrôlé par un système hybride à boucle ouverte/fermée ; dans un premier temps, un algorithme positionne la parabole dans la direction du soleil. Ensuite, une correction est apportée en utilisant les données de 4 thermocouples placés sur l'absorbeur solaire. Après une journée de régulation en boucle fermée, un second algorithme calcule, à partir des corrections apportées, les positions de la parabole pour les autres jours. On passe donc à nouveau a une régulation en boucle ouverte.

Le système « mode 1 » a montré de très hautes performances durant l'année 2002 en terme de rendement et de disponibilité. Dans un premier temps, le gaz de travail utilisé était de l'hélium, mais pour augmenter les performances du moteur Stirling, celui ci a été remplacé par de l'hydrogène. Sous un ensoleillement de 1000 W.m⁻², on est alors passé d'une puissance de 9 à 9.5 kW_e, soit une augmentation de 5 %. Pendant l'année 2002, le système a eu une disponibilité de 91.4 % et a fourni 17000 kWh en 2630 h. Le rendement maximal a été de 24.5 % pour un rendement annuel de 18.9 % [24].



Figure 2.34 : Les systèmes mode 1 et 2 du programme ADDS

2.5.6 Potentiel de la filière Parabole/Stirling

Aujourd'hui, les systèmes Parabole/Stirling souffrent principalement d'un coût d'investissement important compris entre 8 € et 14€ par Watt installé. De plus, le manque de retour d'expérience de ces systèmes en centrales pré-commerciales rend difficile l'évaluation des coûts associés à la maintenance. Le système actuellement le plus proche de la commercialisation est celui de SES, le système Suncatcher d'une puissance de 25 kW_e. Les deux projets de centrales solaires de 500 MW_e et 300 MW_e entraînant la fabrication de 32000 modules devrait permettre de faire diminuer drastiquement les coûts d'investissements à 2 \$ par Watt installé (8 \$ actuellement). De plus, la centrale expérimentale de 6 modules installés en 2005 sur le site du laboratoire SANDIA à Albuquerque a permis d'améliorer des composants clefs (circuit gazeux, concentrateur) et ainsi augmenter la disponibilité de la centrale expérimentale et le rendement de conversion solaire-électricité (record à 31.25 %) [28]. Grâce au projet européen EnviroDish, démarré en 2002 et terminé en 2005, dont fait parti le système EUROIDISH installé à Odeillo (Chapitre 3), des composants ont été améliorés, en particulier au niveau de l'absorbeur permettant d'augmenter le rendement du système. Cette expérience a motivé le constructeur de la centrale PS10, Abengoa, qui a installé en 2007, une centrale de 80 kW_e de 8 unités Parabole/Stirling [30] sur le site de Solucar (projet AZ-TH). Ces unités de 10 kW_e (Figure 2.35) sont composées d'une parabole à facettes paraboliques et du bloc moteur Solo 161 qui a prouvé son efficacité pendant le projet EnviroDish. L'objectif est de montrer que la technologie Parabole/Stirling est viable pour à moyen terme installer des centrales commerciales de grande puissance.

	Vanguard	MDAC/SCE	SBP/Riyadh	DISTAL I	DISTAL II	CPG 7.5 kW
Concentrateur						
Type	Parabole à facettes	Parabole à facettes	Parabole Stretch Membrane	Parabole Stretch Membrane	Parabole Stretch Membrane	Approximative Stretch Membrane
N° facettes	336(L=0.4m)	82 (L=1m)	1	1	1	24 (D=1.52m)
Surface Projetée	87m ²	88m ²	227m ²	44m ²	56m ²	44m ²
Reflectivité	93%	91%	92%	94%	94%	85%
Diamètre ~	10.5m	10.5m	17	7.5m	8.5m	9.6m
Régulation	altazimutal	altazimutal ouverte	altazimutal ouverte	polaire	altazimutal ouverte	polaire
Distance focale	6m~	7.45m	13.6m	4.5m	4.5m	5.38m
Concentration Max	-	7500	-	12000	12000	5500
PCU						
Recepteur	DIR	DIR	DIR	DIR	DIR	Caloduc
D ouverture	20cm	20cm	70cm	13cm	19cm	18cm
Stirling	4-95 kockums	4-95 kockums	4-275 kockums	V160 solo	V161 solo	CPG-sunpower
Type	4 pistons, alpha cinématique	4 pistons, alpha cinématique	4 pistons, alpha cinématique	2 pistons, alpha cinématique	3 pistons, alpha cinématique	beta à piston libre génér linéaire
Fluide de travail	hydrogène	hydrogène	hydrogène	hélium	hélium	helium
Température	720°C	720°C	620°C	630°C	650°C	630°C
Vitesse rotation	1800	1800	1500	1500	1500	-
Régulation puissance	pression	pression	pression	pression	pression	-
Informations						
Constructeur	Avanco	MDAC	SBP	SBP	SBP	CPG
N° systèmes	1	6	2	6	3	3
année	1984	1984	1984	1991	1996	1992
Lieux	Californie	Californie (4) Géorgie (1) Nevada (1)	Riyadh (2)	Almería (3) Allemagne (3)	Almería (3)	Californie(1) Texas(1) Pennsylvanie(1)
P électrique max	25 kW	25 kW	50 kW	9 kW	10 kW	7 kW
Rendement Sol-Elec max	29%	29%	23%	20.30%	~21%	~19%

Tableau 2.1 : Les systèmes pionniers Parabole/Stirling [1984-1996]

	Sundish	SunCatcher	WGA mod 1	WGA mod 2	Eurodish	AZ-TH	InfiniaCorp	Sunmachine
Concentrateur								
Type	Approximative Stretch Membrane	Parabole à facettes	Parabole	Parabole	Parabole	Parabole à facettes	Parabole	Parabole
N° facettes	16 (D=3.2m)	82 (L=1m)	32	24	12	30	6	10
Surface Projetée	113m ²	88m ²	41m ²	41m ²	57m ²	56 m ²	14.7 m ²	~15-17 m ²
Reflectivité	95%	91%	94%	94%	94%	94%	--	--
Diamètre ~	15m	10.5m	8.8m	8.8m	8.5	--	4.2	~4-5
Régulation	altazimutal ouverte/fermée	altazimutal ouverte	altazimutal ouverte/fermée	altazimutal ouverte/fermée	altazimutal ouverte	altazimutal ouverte	altazimutal	altazimutal
Distance focale	12m	7.45m	5.45m	5.45m	4.5m	5	--	--
Concentration Max	2500	7500	11000	11000	12700	--	--	--
PCU (bloc moteur)								
Recepteur	DIR hybride	DIR	DIR	DIR	DIR	DIR	DIR	DIR hybride
D ouverture	38cm	20cm	19cm	19cm	19cm	19cm	--	--
Stirling	STM 4-120	4-95 kockums	V161 solo	V161 solo	V161 solo	V161 solo	InfiniaCorp	Sunmachine
Type	4 pistons, alpha cinématique	4 pistons, alpha cinématique	2 pistons, alpha cinématique	2 pistons, alpha cinématique	2 pistons, alpha cinématique	2 pistons, alpha cinématique	pistons libres gén linéaire	2 pistons, alpha cinématique
Fluide de travail	hydrogène	hydrogène	hélium/hydrogène	hélium/hydrogène	hélium/hydrogène	hélium/hydrogène	--	azote
Température	720°C	720°C	650°C	650°C	650°C	650°C	--	--
Vitesse rotation (tr/min)	1800	1800	1500	1500	1500	1500	--	1000
Régulation puissance	plateau oscillant	pression	pression	pression	pression	pression	--	--
Informations								
Constructeur	SAIC	SES	WGA	WGA	SBP	Abengoa	InfiniaCorp	Sunmachine
N° systèmes	5	9	1	1	7	8	2	1 ou 2
année	1999	1998	1999	2000	2001	2007	2007	2007
Lieux	Arizona (5)	Albuquerque, NM (6) Af du Sud (1) CA (1), NV (1)	Albuquerque, NM (1)	Albuquerque, NM (1)	Esp (3), All (1) Ital (1), Fran (1) Inde (1)	Solúcar, Esp (2)	Kennewick, Oregon (1)	Allemagne (1, 2?)
P électrique max	22 kW	25 kW	11 kW	8 kW	11.2 kW	11 kW	3kW	3 kW
Rendement Sol-Elec max	23%	29%	24%	22%	23%	23%	24%	~20-25%

Tableau 2.2 : Les systèmes Parabole/Stirling pré-commerciaux

2.6 Bibliographie du chapitre 2

- [1] Y. ZONG, A. FERRIERE, *State of art of concentrating solar power systems*, rapport interne, PROMES/CNRS, Odeillo, France, février 2008
- [2] *extresol-1*, disponible sur www.estelasolar.com
- [3] P. GARCIA, *Outils d'évaluation technico-économique et d'aide à la conception des centrales solaires thermodynamiques du futur*, Thèse de doctorat, université de Perpignan, 2007
- [4] S. PINCEMIN, X. PY, R. OLIVES, M. CHRIST, O. OETTINGER, *Elaboration of conductive thermal storage composites made of phase change materials and graphite for solar plant*, Proceeding of the 13th SolarPACES International Symposium, Séville, Espagne, Avril 2006
- [5] E. ZARZA, M. ESTHER ROJAS, L. GONZALES, J.M. CABALLERO, F. RUEDA, *INDITEP, The first pre-commercial DSG solar power plant*, Solar Energy 80, 1270-1276, 2006
- [6] R.G. MORGAN, D.R. MILLS, *Carrizo plain 177 MW project*, Proceeding of the 14th SolarPACES International Symposium, Las Vegas, USA, Mars 2008
- [7] J. DERSCH, M. GEYER, U. HERRMANN, S. A. JONES, B. KELLY, R. KISTNER, W. ORTMANN, R. PITZ-PAAL, H. PRICE, *Trough integration into power plants - a study on the performance and economy of integrated solar combined cycle systems*, Energy 29, 947-959, 2004
- [8] www.abengoasolar.com
- [9] R. PITZ-PAAL, J. DERSCH, B. MILOW, *ECOSTAR Roadmap Document*, Ed DLR, SES6-CT-2003-502578, 2005, <ftp://ftp.dlr.de/ecostar/>
- [10] A. FERRIERE, *Les centrales solaires thermodynamiques*, PROMES/CNRS, Odeillo, France 2006
- [11] P. GARCIA, A. FERRIERE, J.J. BEZIAN, 2007, *Codes for solar flux calculation dedicated to central receiver system applications: A comparative review*, Solar Energy 82-3, 189-197, 2008
- [12] K. LOVEGROVE, *Paraboloidal dish solar concentrators for multi megawatt power generation*, ISES Solar World Conference, Goteborg, Suède, 2003
- [13] W. STINE, R. DIVER, *A compendium of solar Dish/Stirling Technology*, SAND 93-7026, Sandia National Laboratory, Albuquerque, NM, USA, 1994
- [14] *Introduction to WG Associates and solar Dish/Stirling Power systems*, WGA030601.DOC, www.energylan.sandia.gov/sunlab/PDFs/WGA.pdf

- [15] C. ANDRAKA, *Solar heat-pipe modelling receiver wick modelling*, SAND98-2836C, Sandia National Laboratory, Albuquerque, NM, USA, 1998
- [16] D. R. ADKINS, C. ANDRAKA, *Heat pipe solar receiver development activities at Sandia National Laboratory*, SAND99-0056C, Sandia National Laboratory, Albuquerque, NM, USA, 1999
- [17] J. MORENO, *Dish/Stirling hybrid heat-pipe receiver and test results*, 37th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, IECEC, Washington, USA, 2002
- [18] C. ANDRAKA, *Solar heat pipe testing of the Stirling thermal motors 4-120 Stirling engine*, SAND96-1424C, Sandia National Laboratory, Albuquerque, NM, USA, 1996
- [19] P. HELLER, W. REINALTER, *Status of development of the Dish/Stirling systems at Plataforma Solar de Almeria*, Proceeding of 10th International Stirling Engine Conference, Osnabrück, Allemagne, 2001
- [20] P. STOUFFS, *Machines thermiques non conventionnelles : état de l'art, applications, problèmes à résoudre*, Journée d'études organisée par la section thermodynamique de la SFT, Paris, France, 1999
- [21] P. STOUFFS, *Les moteurs à air chaud*, Actes du colloque M2E 'Métiers de l'énergie et environnement, Marseille, France, 2004, <http://www.univ-pau.fr/latep/membres/pstouffs.html>
- [22] H. LEMRANI, *Modélisation énergétique des moteurs Stirling*, Thèse de doctorat, école des mines de Nantes, 1995
- [23] www.infiniacorp.com
- [24] T. MANCINI, P. HELLER, *Dish-Stirling Systems: An overview of development and status*, Journal of solar energy engineering 125, 135-150, 2003
- [25] T. MANCINI, *Solar electric Dish/Stirling System development*, European Stirling forum, Osnabrück, Allemagne, 1998
- [26] G. W. NOYES, *The effect of component efficiency and operating conditions on the 50-kW Dish-Stirling System in Riyadh, Saudia Arabia*, Journal of solar energy engineering 112-4, 244-246, 1990
- [27] K. W. STONE, *Performance of the SES Stirling Dish*, Proceeding of the 10th SolarPACES International Symposium: 'Solar Thermal 2000', 39-44, Sydney, Australie, 2000
- [28] C.E. ANDRAKA, *Dish Stirling development for utility-scale commercialisation*, Proceeding of the 14th SolarPACES International Symposium, Las Vegas, USA, Mars 2008
- [29] *Solar Thermal Utility-Scale Joint Venture Program (USJVP) Final Report*, SAND2001-1081, Sandia National Laboratory, Albuquerque, NM, USA, 2001

[30] R. OSUNA, J. ENRILE, M. SANCHEZ, V. FERNANDEZ-QUERO, J. BARRAGAN, V. RUIZ, M. SILVA, F. BAS, G. LOPEZ-LARA, F. FERNANDEZ-LLEBRE, *AZ-TH, 80 kWe solar dish-STIRLING facility*, Proceeding of the 13th SolarPACES International Symposium, Séville, Espagne, Avril 2006

[31] www.sunmachine.com

Chapitre 3 :

*Retour d'expérience sur le système
Parabole/Stirling EURODISH
installé à Odeillo*

3.1 Introduction

En juin 2004, le laboratoire PROMES a installé un module Parabole/Stirling EURODISH d'une puissance de 10 kW_e dans le cadre du projet « Concentrateur solaire parabolique couplé à un convertisseur Stirling ». Aujourd'hui, ce module Parabole/Stirling EURODISH installé à Odeillo est la seule unité de production d'électricité à partir du rayonnement solaire concentré fonctionnant en France. L'installation de ce système à Odeillo s'inscrit dans le cadre du projet européen EnviroDish dont le but est d'implanter sur plusieurs sites de pays différents (« Country Reference Unit ») des unités Parabole/Stirling EURODISH et de mener une campagne de comparaison des performances (maintenance, coûts, production, rendement) de ces unités. L'objectif est de définir les éléments clés pour la réduction des coûts (installation, maintenance, exploitation) et d'identifier les différents problèmes techniques pouvant réduire la disponibilité du système. Le projet EnviroDish est financé par le ministère allemand de l'environnement auquel participe un consortium d'industriels allemands (SBP, Solo...) et le centre de recherche allemand, la DLR. Actuellement 7 unités EURODISH sont installées dans 5 pays ; 3 en Espagne (2 à Almeria et 1 à Séville), 1 en Allemagne à Würzburg, 1 en Italie à Milan et la dernière en France à Odeillo. La 7^e est installée dans une université en Inde et n'est pas exploitée de manière suivie. Les premières unités ont été installées en 2001-2002 à Almería, à Milan et en Inde, et les trois dernières en 2004 à Séville, à Odeillo et à Würzburg. Quatre de ces installations sont visibles sur la Figure 3.1.

Le projet EnviroDish s'est achevé en 2005. En pratique, l'inter-comparaison des performances des sept systèmes installés n'a pas été effectuée. Chaque équipe exploitante a conduit sa propre étude et produit ses propres bilans et aucun document de synthèse ne rassemble les observations et les difficultés rencontrées pendant l'exploitation des systèmes. Au final, la richesse de cette expérimentation distribuée sur plusieurs sites et plusieurs équipes n'a pas été exploitée. A notre connaissance, ce chapitre est à ce jour le retour d'expérience le plus complet sur l'exploitation d'un module EURODISH et a pour but de présenter et de décrire de façon détaillée son fonctionnement puis, grâce à la mise en commun de plusieurs bases données (ressource solaire, fonctionnement du système fiabilité et maintenance) ses performances globales sur les quatre années d'exploitation.

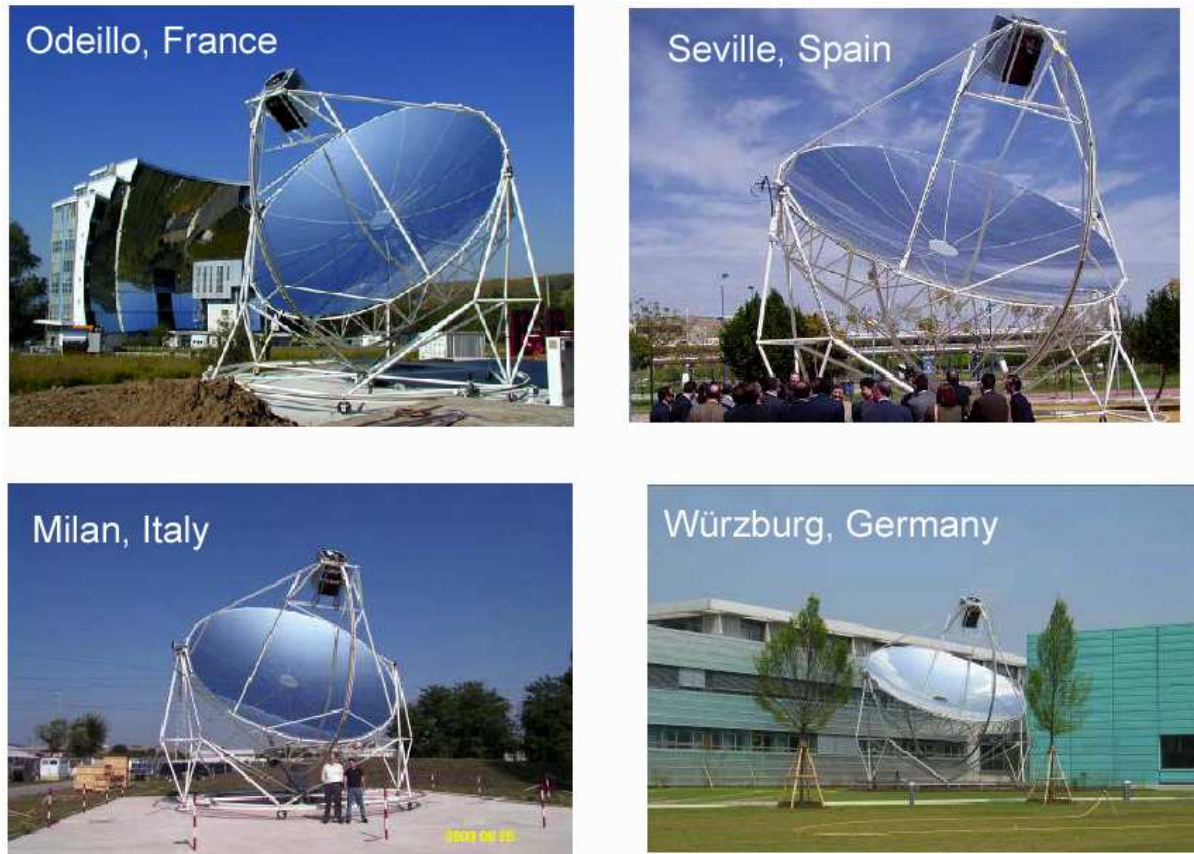


Figure 3.1 : Systèmes Parabole/Stirling EURODISH du projet EnviroDish

3.2 Description du système EURODISH

Le système EURODISH (Figure 3.1), développé en 2001 s'appuie sur l'expérience acquise par SBP sur les projets de Riyadh, DISTAL et DISLTAL II (chapitre 2). L'évolution principale par rapport au système DISTAL II se situe au niveau du concentrateur. La technique « stretched membrane » a été abandonnée au profit d'une parabole en fibre de verre présentée dans le paragraphe §2.4.2.2. Le suivi du soleil est altazimutal et est commandé par une régulation en boucle ouverte. Le bloc moteur utilisé est le Solo 161 (Figure 2.22) avec un absorbeur solaire composé de 78 tubes en inconel (Figure 2.15) de 3 mm de diamètre externe. Celui-ci est placé au fond d'une cavité en céramique d'une profondeur de 12 cm et d'un diamètre d'ouverture de 19 cm. Un ventilateur de sécurité est localisé à l'arrière de l'absorbeur pour évacuer par convection forcée le surplus d'énergie quand l'ensoleillement direct est supérieur à 1000 W.m^{-2} . Le gaz de travail utilisé par le moteur Stirling à Odeillo est de l'hydrogène. La source froide est un circuit fermé à eau équipé d'un échangeur refroidi par l'air extérieur grâce à un ventilateur de 350 W_e . Les principales caractéristiques du système EURODISH sont récapitulées dans le Tableau 3.1.

<u>Concentrateur</u>	
Type	parabole 12 segments, structure au sol
Diamètre	8.5 m
Surface projetée	56.7 m ²
Surface utile	53 m ²
Distance focale	4.52 m (design)
Concentration moyenne	1500 (Réf : Surface d' ouverture cavité)
Concentration maximale	9300
Réfectivité (valeur SBP)	94 %
Réfectivité (mesurée Odeillo)	92.5 %
<u>Suivi du soleil</u>	
Type	altazimutal
Régulation	boucle ouverte
Motorisation	2 servomoteurs (60°.min ⁻¹)
Vent maximal	60 km.h ⁻¹
Seuil minimal d'enseulement	250 W.m ⁻² (Réf : 53 m ² , 92.5 %)
<u>Bloc moteur Stirling</u>	
Absorbeur	78 tubes de 3 mm de diamètre
Température absorbeur	780-800 °C
<u>Moteur</u>	type alpha cinématique 2 cylindres (160 cm ³) simple effet en V
Puissance électrique maximale	10 kW _e
Vitesse de rotation	1500 tr.min ⁻¹
Régulation	pression (20-150 bar)
Gaz de travail	hydrogène
Température gaz chaud	635 °C
Refroidissement	radiateur eau/air
Génératrice électrique, courant	asynchrone, AC, triphasé 50 Hz

Tableau 3.1 : Caractéristiques techniques du système EURODISH à Odeillo

3.3 Fonctionnement du système EURODISH

Le système de contrôle-commande doit permettre au module Parabole/Stirling de convertir l'énergie solaire en électricité avec une efficacité maximale. Pour se faire, il a pour rôle :

- D'effectuer le suivi du soleil pour concentrer le rayonnement solaire au niveau de l'absorbeur, source chaude du moteur Stirling.
- De réguler la pression d'hydrogène dans le moteur pour convertir le rayonnement solaire concentré en travail puis en électricité avec un rendement élevé.
- De gérer les arrêts/démarrages du moteur et des auxiliaires et la mise en sécurité du système.
- De sauvegarder les données journalières de fonctionnement du système (puissances, températures...).

Il est principalement constitué des composants suivants qui communiquent entre eux via le bus de terrain INTERBUS (Figure 3.2 et Figure 3.3) :

- D'un ordinateur relié à une horloge GPS et placé dans le local de commande. Il est le lien entre l'opérateur et le système physique de contrôle-commande. Un logiciel permet de rentrer les différentes consignes de sécurité, d'arrêts/démarrages, et de régulation du suivi du soleil et de la pression dans le moteur Stirling. Il est également assigné à la sauvegarde des données journalières de fonctionnement du module EURODISH.
- D'un contrôleur central (« motion controller », MC) qui gère via deux servo-variateurs le suivi du soleil, et la mise en sécurité du système (vent, pannes...). Il est localisé dans une cabine placée au nord des fondations du module EURODISH.
- D'un contrôleur embarqué placé au niveau du moteur Stirling (« Stirling controller »). Son rôle est de gérer les arrêts/démarrages du moteur et la pression d'hydrogène en fonction des consignes définies par l'opérateur dans le logiciel de commande et des mesures de températures (gaz et absorbeur) et de pression.

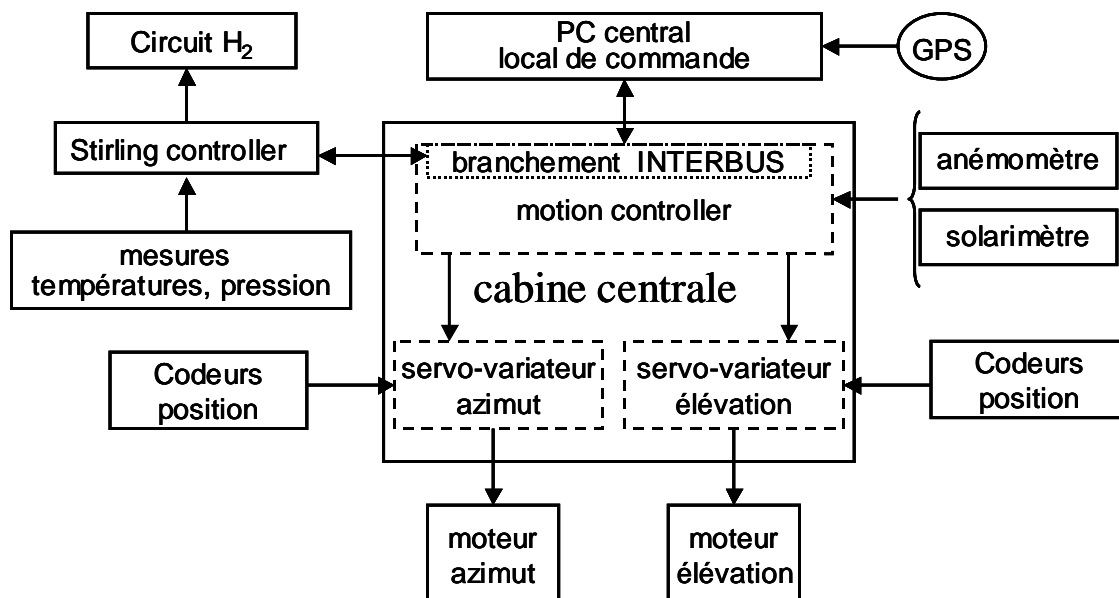


Figure 3.2 : Schéma simplifié du système de contrôle-commande du module EURODISH

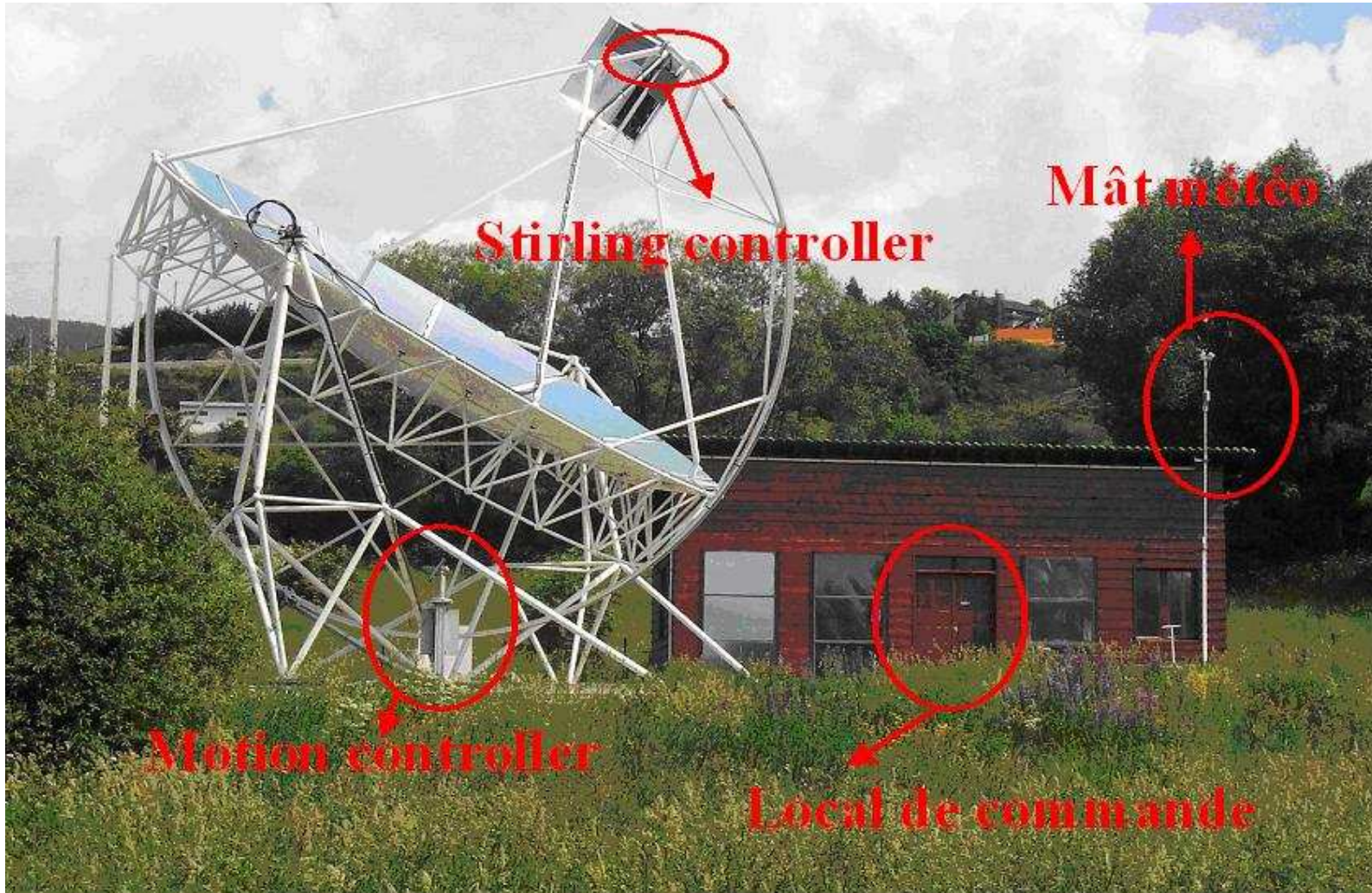


Figure 3.3 : Système Parabole/Stirling EURODISH à Odeillo

La stratégie d'arrêts/démarrages du système est entièrement automatisée. Le matin, si l'ensoleillement mesuré par le solarimètre (2 cellules PV à 45°) placé sur un mât météo (Figure 3.3) est supérieur à une valeur de consigne (100 W.m⁻²), le système va suivre le soleil. Puis, si l'ensoleillement direct mesuré par un capteur embarqué placé à l'arrière du bloc moteur est suffisamment élevé (supérieur à 250 W.m⁻²), la génératrice électrique est utilisée pour lancer à sa vitesse nominale de 1500 tr.min⁻¹, le moteur Stirling qui va progressivement monter en pression en se chargeant d'hydrogène. Le système s'arrête quand la limite basse de pression moteur (20-25 bar) est atteinte, c'est à dire quand l'ensoleillement est insuffisant pour fournir de la chaleur à une température acceptable (~400 °C) au gaz de travail du cycle Stirling. Il est remis en position de repos quand l'ensoleillement mesuré par le solarimètre redescend sous sa valeur de consigne.

La sécurité du module EURODISH est gérée par le « motion controller ». Une erreur, détectée soit par le PC central, les servo-variateurs du suivi du soleil ou encore le « Stirling controller », ou le dépassement d'une consigne de sécurité (pression, températures, vent, ensoleillement) entraîne automatiquement une mise en sécurité du système qui se traduit par un dépointage sur l'axe d'élévation. Suite à une mise en sécurité, le système doit être redémarré par un opérateur.

Le suivi du soleil du module EURODISH est assuré par une boucle d'asservissement qui dirige deux servomoteurs placés sur les axes d'élévation et d'azimut. Le moteur de l'axe d'azimut entraîne une chaîne fixée sur un rail roulant directement sur le sol (Figure 3.4). Le mouvement d'élévation est réalisé par bascule (Figure 3.3) autour d'un axe horizontal et est également entraîné par un système servomoteur/chaîne/rail.



Figure 3.4 : Système de déplacement servomoteur/chaîne/rail sur l'axe d'azimut

Le système de suivi du soleil est composé d'une horloge GPS couplée à un logiciel qui calcule grâce aux coordonnées géographiques du site, la position précise du soleil dans le ciel puis le mouvement du module EURODISH au cours de la journée. Le déplacement précis du système est ensuite assuré par deux servo-variateurs qui commandent les deux servomoteurs. Des codeurs de position d'une précision inférieure au centième de degré placés sur les axes d'azimut et d'élévation permettent de connaître en chaque instant la position du module et deux autres de moindre précision (degré) sont placés sur les axes des deux moteurs pour mesurer leurs vitesses et leurs positionnements. Les données de ces quatre encodeurs sont traitées par les servo-variateurs pour boucler l'asservissement du mouvement du module EURODISH (Figure 3.5).

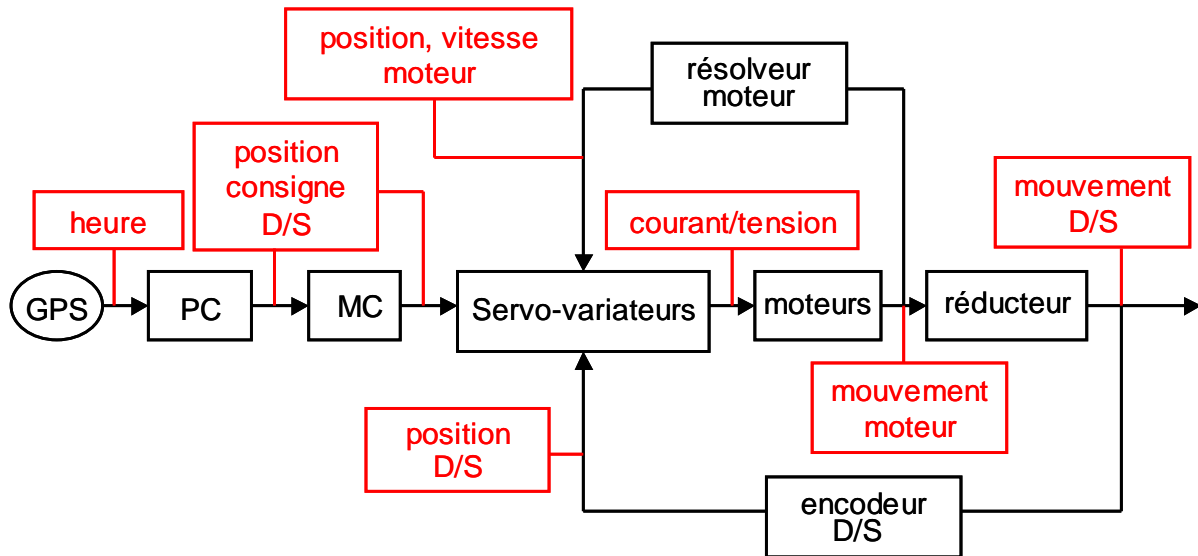


Figure 3.5 : Boucle d'asservissement du suivi du soleil

La régulation de la pression dans le moteur Stirling est complexe et il convient de distinguer les phases de démarrage au fonctionnement du moteur en régime nominal. Dans un premier temps, pendant une phase de démarrage, la pression moteur est gardée constante à une valeur proche de 30 bar pour que l'absorbeur puisse rapidement monter en température jusqu'à 600 °C. Dans un deuxième temps, le moteur est monté en pression par palier de 3 bars (pour chaque augmentation de 5 °C de la température absorbeur) jusqu'à une valeur de consigne Pr_{cl} dépendant de l'ensoleillement direct mesuré par le pyrhéliomètre. Une fois cette consigne atteinte, la régulation en fonctionnement nominal prend le relais. Celle-ci est schématisée sur la Figure 3.6. La pression est régulée en fonction de la température maximale de l'absorbeur par rapport à sa consigne et en fonction de la valeur de l'ensoleillement direct donnée par le capteur embarqué. Un système de vannes permet ensuite d'augmenter ou de diminuer la masse d'hydrogène dans le moteur à partir de 2 bouteilles embarquées de 20 L en fonction de la consigne en pression. La consigne sur la température de l'absorbeur est dépendante de la température de l'hydrogène dans le cylindre chaud du moteur ; si celle-ci est inférieure à 635 °C, la température de consigne de l'absorbeur va être augmentée ce qui entraînera une diminution de la pression dans le moteur. Et inversement, si la température est supérieure à 635 °C, la température de consigne de l'absorbeur sera diminuée et la pression dans le moteur augmentera. A noter que de nombreuses consignes de sécurité sont intégrées dans la régulation, le dépassement d'une de ces consignes sur une période trop longue entraîne un dépointage de la parabole et une vidange du moteur Stirling.

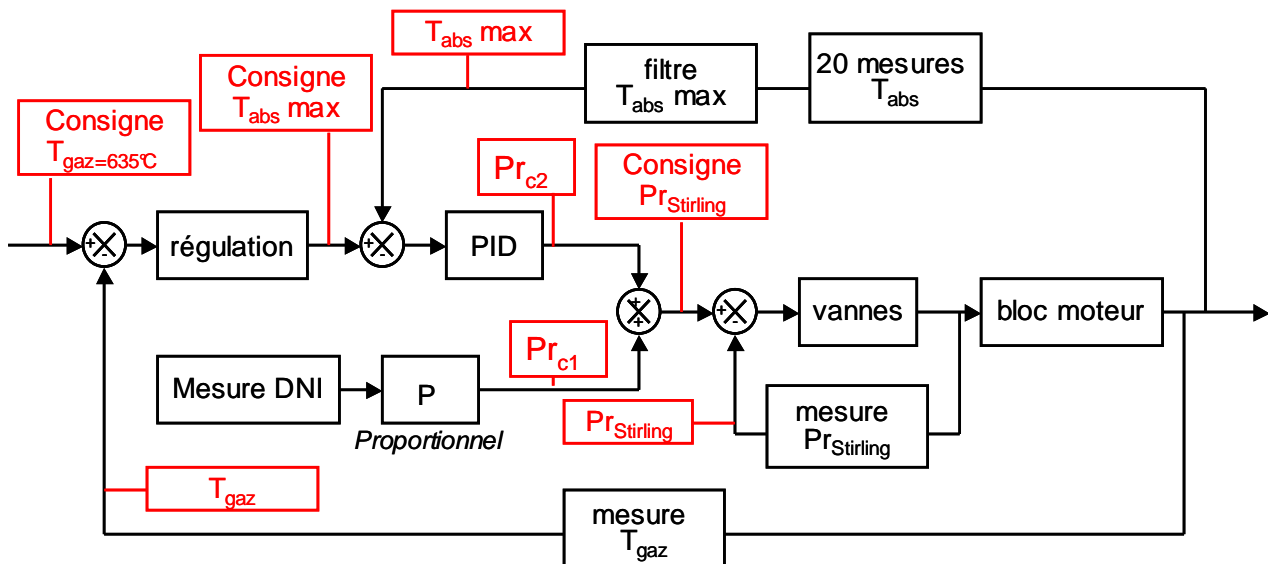


Figure 3.6 : Système de régulation de la pression dans le moteur Stirling

Le graphe de la Figure 3.7 montre la phase de démarrage du système sur la journée du 21 janvier 2008. On remarque que le système atteint rapidement son fonctionnement en régime nominal. En 300 s (5 min), l'hydrogène a atteint sa valeur de consigne de 635 °C. Sur des journées nuageuses, ce démarrage rapide permet au système d'exploiter au mieux la ressource solaire disponible avec un rendement solaire-électrique journalier élevé. Vers 450 s, on note également des sauts de pression dus à la régulation sur la température d'absorbeur qui dépasse sa limite maximale de consigne, ici de 780 °C.

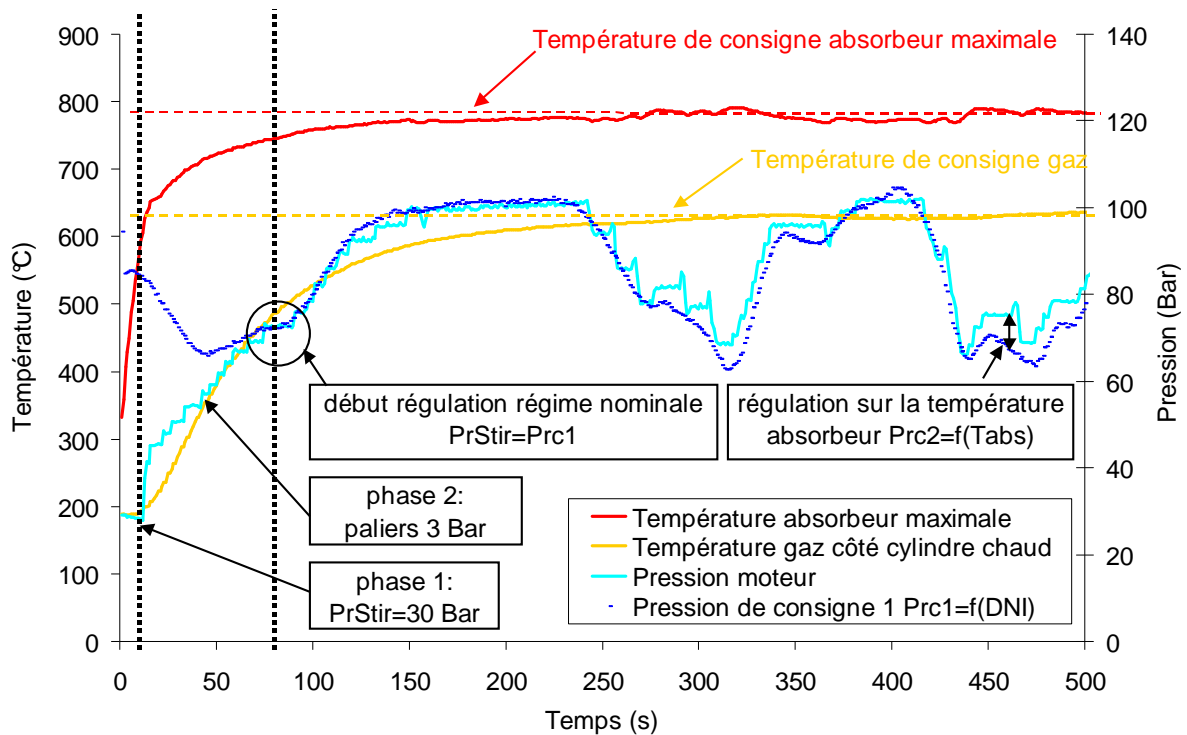


Figure 3.7 : Phase de démarrage du système EURODISH à Odeillo le 21-01-2008

3.4 L'instrumentation du système EURODISH

Chaque jour à minuit, une base de données ACCESS est générée par le PC central. Un ensemble de capteurs recueille les informations utiles pour analyser les performances et contrôler le fonctionnement du système. Les signaux issus des différents instruments de mesure sont numérisés puis enregistrés avec une période d'une seconde. Ce sont, d'une part les grandeurs thermiques nécessaires à la régulation de la pression (températures absorbeur et hydrogène, pression..) et d'autre part les grandeurs énergétiques qui reflètent les performances du système au cours de la journée (DNI, puissance électrique produite, consommation des auxiliaires). La Figure 3.8 montre l'instrumentation sur le système EURODISH à Odeillo. Comme on peut le voir, la mesure de la puissance électrique brute prend en compte la consommation (350 W_e) du ventilateur du circuit de refroidissement du moteur Stirling. La différence avec la puissance nette mesurée est alors faible et est juste due à la consommation de la pompe du circuit de refroidissement et aux moteurs du système de suivi du soleil.

En plus de cette instrumentation, le laboratoire PROMES dispose d'une station météo équipée d'un pyréliomètre et de deux pyranomètres mesurant avec une fréquence d'acquisition de 0.8 s le rayonnement direct normal (DNI), diffus et global (GHI). Ces mesures permettent d'avoir une seconde source de données sur l'ensoleillement direct lors des pannes fréquentes du système EURODISH.

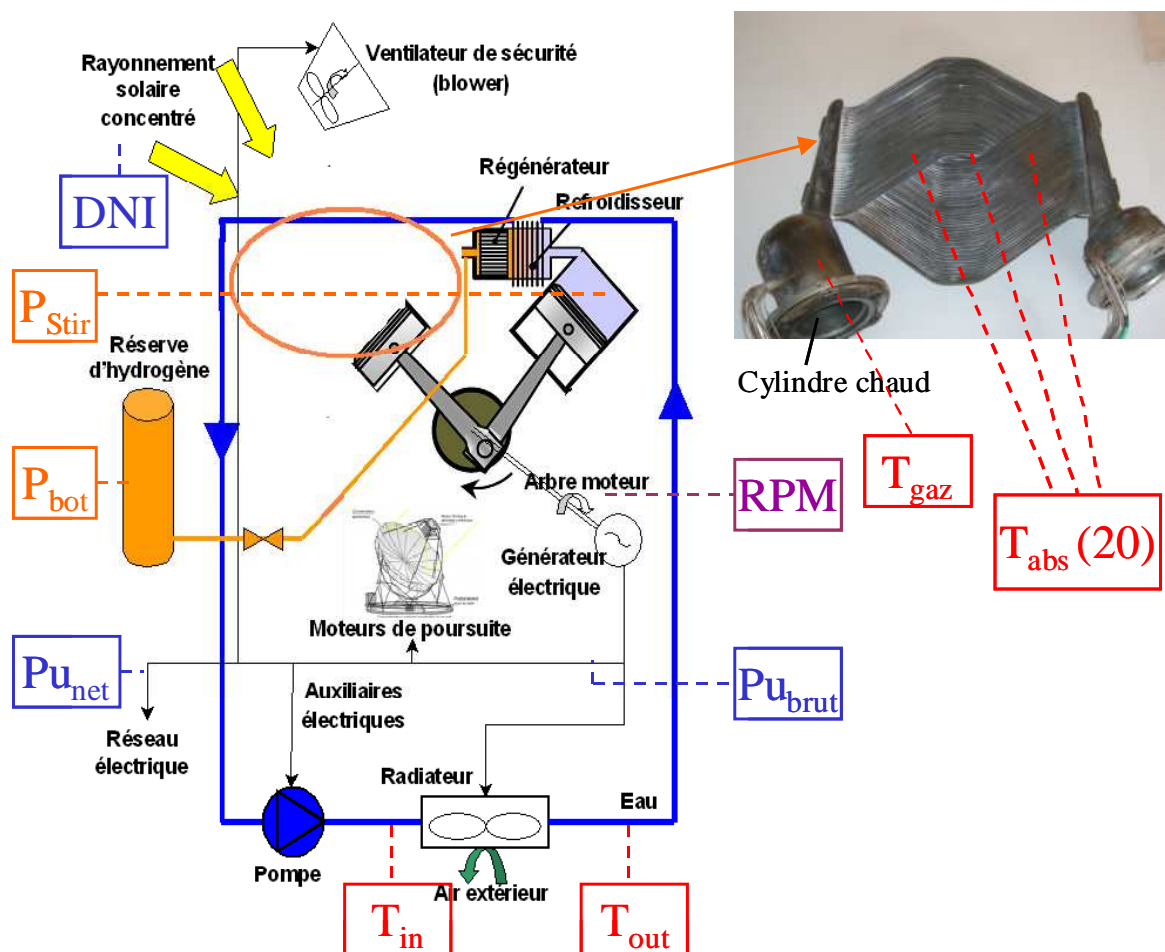


Figure 3.8 : Instrumentation du système EURODISH

3.5 Performances instantanées et journalières du système

3.5.1 Données de fonctionnement

La période de sauvegarde de 1 s entraîne des bases de données délicates à traiter sous un tableur type Excel (plus de 50000 pas de temps pour 68 données sur une journée). Un programme élaboré sous l'environnement MATLAB a été écrit pour sélectionner, moyennier et synchroniser les données du système EURODISH et de la station météo avec un pas de temps d'une minute. Ces données (Figure 3.8 et Tableau 3.2) sont ensuite exportées puis sauvegardées dans un fichier journalier sous un tableur Excel.

<i>Donnée</i>	<i>Unité</i>	<i>Description</i>
date	--	date de sauvegarde des données
heure	--	heure de fonctionnement du système
$P_{r_{bot}}$	bar	pression d'hydrogène dans les bouteilles de réserve
$P_{r_{Stir}}$	bar	pression d'hydrogène dans le moteur Stirling
$T_{abs\ max}$	°C	température maximale de l'absorbeur
$T_{abs\ [1-20]}$	°C	température d'absorbeur (20 mesures)
T_{gaz}	°C	température de l'hydrogène à l'interface absorbeur/cylindre chaud
T_{in}	°C	température de l'eau en entrée du refroidisseur
T_{out}	°C	température de l'eau en sortie du refroidisseur
DNI_1	$W.m^{-2}$	ensoleillement direct normal mesuré par le capteur du système EURODISH
DNI_2	$W.m^{-2}$	ensoleillement direct normal mesuré par le pyrhéliomètre de la station météo
P_{brut}	W_e	puissance électrique brute fournie par le système
P_{net}	W_e	puissance électrique fournie au réseau
RPM	$tr.min^{-1}$	vitesse de rotation du moteur Stirling

Tableau 3.2 : Données brutes sélectionnées et sauvegardées avec une période d'une minute

A partir de ces données brutes, un ensemble de paramètres pertinents de notre point de vue sont calculés afin de caractériser le fonctionnement instantané du système. Les performances journalières sont calculées à partir des paramètres instantanés. Ces grandeurs significatives des performances du système sont indiquées dans le Tableau 3.3. Dans celui-ci, une des grandeurs calculées, appelée $E_{sol_{utile}}$, fait intervenir un seuil d'ensoleillement direct de $250\ W.m^{-2}$. Il a été choisi après observation des performances du système et correspond à la valeur minimale d'ensoleillement direct nécessaire pour que le module puisse fournir de l'électricité au réseau. Cette valeur seuil de $250\ W.m^{-2}$ est observée quand la surface utile de la parabole est de $53\ m^2$ pour une réflectivité de 92.5 % (miroirs propres).

Chapitre 3 : Retour d'expérience

<i>Donnée</i>	<i>Unité</i>	<i>Description</i>
paramètres instantanés calculés du fonctionnement du système		
Témoin _{prod}	logique	témoin de production, =1 si RPM>1400 tr.min ⁻¹ , sinon =0
Témoin ₁₂₀	logique	témoin de l'énergie solaire disponible, =1 si DNI ₂ >120 W.m ⁻² , sinon =0
Témoin _{seuil}	logique	témoin de l'énergie solaire utilisable par le système, =1 si DNI ₂ >250 W.m ⁻² , sinon =0
Esol _{disp}	kWh	=Surface parabole x DNI ₂ x période, si Témoin ₁₂₀ =1
Esol _{utile}	kWh	=Surface parabole x DNI ₂ x période, si Témoin _{seuil} =1
Esol _{col}	kWh	=Surface parabole x DNI ₂ x période, si Témoin _{prod} =1
Eelec _{brut}	kWh _e	énergie électrique produite, =P _{brut} x periode
Eelec _{net}	kWh _e	énergie électrique fournie au réseau, =P _{net} x periode
η _{brut, inst}	%	rendement brut de conversion solaire-électrique instantané, =P _{brut} /(DNI ₂ x Surface parabole) si P _{brut} >0
paramètres journaliers calculés du fonctionnement du système		
Cumul ₁₂₀	h	cumul horaire journalier DNI ₂ >120 W.m ⁻²
Cumul _{seuil}	h	cumul horaire journalier DNI ₂ >250 W.m ⁻²
Cumul _{prod}	h	cumul horaire journalier de production électrique
Esol _{disp} journalière	kWh	énergie solaire disponible sur la journée étudiée
Esol _{utile} journalière	kWh	énergie solaire utile sur la journée étudiée
Esol _{col} journalière	kWh	énergie solaire collectée sur la journée étudiée
Eelec _{brut} journalière	kWh _e	énergie électrique produite sur la journée étudiée
Eelec _{net} journalière	kWh _e	énergie électrique fournie au réseau sur la journée étudiée
F _{utile} journalière	%	fraction de l'énergie solaire journalière utilisable par le système, =Esol _{utile} journalière/ Esol _{disp} journalière
F _{col} journalière	%	fraction de l'énergie solaire utile journalière collectée= Esol _{col} journalière/ Esol _{utile} journalière
η _{brut} journalier	%	rendement journalier de conversion solaire-électricité brut= Eelec _{brut} journalière/ Esol _{col} journalière
η _{brut, inst} max	%	rendement brut maximal instantané
η _{net} journalier	%	rendement journalier de conversion solaire-électricité net= Eelec _{net} journalière/ Esol _{col} journalière
η _{net,utile} journalier	%	rendement journalier utile de production nette, = η _{net} x η _{col}
F _{cap} journalier	%	facteur de capacité, =Eelec _{net} journalière/(puissance nominale x 24)

Tableau 3.3 : Grandeurs calculées significatives des performances journalières du système EURODISH à Odeillo

3.5.2 Etude du fonctionnement du module sur 2 journées types

En février 2005, le système a subi une importante modification au niveau de la cavité. Celle d'origine était équipée d'un refroidissement à eau entraînant de fortes pertes thermiques. Cette cavité a été entièrement repensée par les développeurs du système (SBP, DLR) et remplacée par celle encore en service actuellement et rapidement présentée dans le paragraphe §3.2 et en annexe A1 (Figure A1.3). On ne s'intéresse dans ce paragraphe qu'au système équipé de la seconde cavité. L'accroissement remarquable des performances de celle-ci (meilleur captage du rayonnement solaire concentré, pertes thermiques plus faibles) nous a conduit à réduire la surface collectrice de la parabole de 53 m² à 42.7 m² puis à 45.6 m² en masquant une partie de celle-ci avec des bandes blanches et opaques (Figure 3.9) de façon à maintenir la puissance thermique transmise au cycle Stirling dans une gamme acceptable lorsque l'ensoleillement direct normal atteint ou dépasse 1000 W.m⁻². Ces modifications de surface diminuent légèrement les performances journalières du système ; le seuil minimal d'ensoleillement direct nécessaire à une production électrique augmente légèrement (310 W.m⁻² pour une surface utile de 45.6 m² et une réflectivité de 92.5 %).

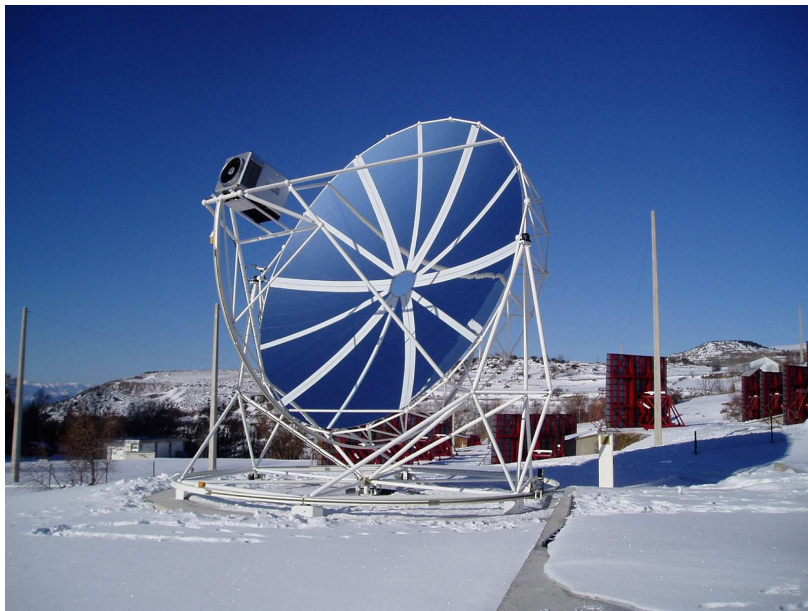


Figure 3.9 : Réduction de la surface de la parabole à 42.7 m² en février 2005

On s'intéresse à 2 journées représentatives du fonctionnement du système, la première avec une ressource solaire excellente tout au long de la journée, la seconde avec des passages nuageux entraînant des arrêts/démarrages du moteur Stirling. Les résultats d'exploitation sont présentés sous forme de 2 graphes et de 1 tableau :

- Graphe horaire des principales grandeurs mesurées (ensoleillement, pression moteur, température maximale de l'absorbeur, température du gaz, production électrique brute).
- Graphe de la production électrique brute et du rendement de conversion brut solaire-électricité en fonction de l'ensoleillement. Ce graphique est la courbe caractéristique d'un système Parabole/Stirling souvent présenté dans les publications ; il ne sera présenté que pour la première journée étudiée.
- Tableau des performances journalières du système.

La première journée à laquelle on s'intéresse est celle du 9 mars 2005 où le rendement brut maximal de conversion solaire-électricité a été observé sur les 4 ans de fonctionnement du système. Sur cette journée, la surface utile de la parabole était de 42.7 m² et les miroirs étaient particulièrement propres suite à une chute de neige. La Figure 3.10 présente le premier type de graphe d'exploitation du système. Tout d'abord, on remarque un excellent ensoleillement direct normal, supérieur au seuil minimal de fonctionnement du module EURODISH (310 W.m⁻², pour une surface propre de 42.7 m²) et avec une évolution typique en cloche au cours de la journée. L'ensoleillement est maximal (1050 W.m⁻²) quand le soleil est haut dans le ciel vers 13 h. On observe également (valable en règle générale) que l'installation démarre environ 30 minutes après que la mesure du pyréliomètre soit largement positive (DNI > 120 W.m⁻²). En réalité, le pointage de la parabole est plus précoce et le démarrage a lieu lorsque la hauteur du soleil sur l'horizon dépasse environ 5° et que l'ensoleillement est suffisant. Le pyréliomètre, installé sur une terrasse au 8^{ème} étage du bâtiment du four solaire, se trouve à une altitude supérieure d'environ 40 m à celle de la parabole. L'appareil de mesure « voit » donc le soleil se lever avant le module EURODISH. A noter également que la régulation de la pression fonctionne bien, la température de l'hydrogène est maintenue constante à une température de consigne de 640 °C (actuellement à 635 °C). La température maximale d'absorbeur est également stabilisée à une valeur de consigne élevée de l'ordre de 800 °C (aujourd'hui la consigne maximale est de 780 °C). La diminution de la surface de la parabole permet de garder une pression inférieure au seuil maximal acceptable par le moteur (150 bar) malgré les flux solaires élevés.

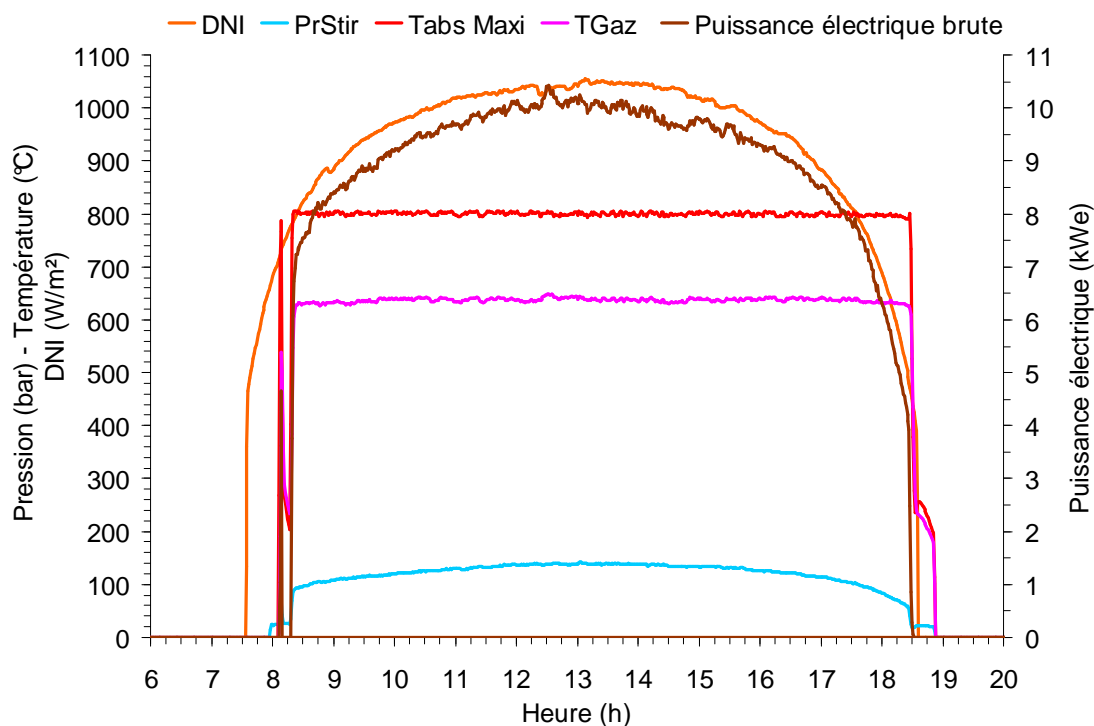


Figure 3.10 : Grandeurs de fonctionnement du système EURODISH à Odeillo sur la journée du 9 Mars 2005

On observe sur la Figure 3.11 que le rendement brut de conversion solaire-électricité augmente pour un ensoleillement compris entre 250 et 800 W.m⁻² puis se stabilise pour des flux solaires supérieurs à 800 W.m⁻². Cela montre tout l'intérêt de fonctionner avec un ensoleillement intense ; le système convertit avec un meilleur rendement la puissance solaire lorsqu'elle est fournie à haut niveau de flux. A Odeillo, la majorité de la puissance solaire est

fournie à flux élevé (la Figure 3.10 est typique en hiver), le système fonctionne donc la plupart du temps dans des conditions où le rendement est élevé. De plus, les températures hautes de consigne à cette période de fonctionnement du système (640 °C pour la température de gaz) ont permis d'atteindre un rendement brut instantané record sur l'ensemble des systèmes EURODISH installés en Europe de 23.6 %. Ce record a été observé à 12h30 sous un ensoleillement direct de 1032 W.m⁻² et une température d'eau en entrée du refroidisseur du moteur Stirling de 19 °C ce qui correspond à une température extérieure de l'ordre de 5-10 °C. On observe aussi un rendement légèrement différent le matin et l'après-midi à cause d'une température extérieure variable au cours de la journée. L'évolution de la production électrique est proportionnelle à la valeur de l'ensoleillement direct. C'est une caractéristique typique d'un système Parabole/Stirling.

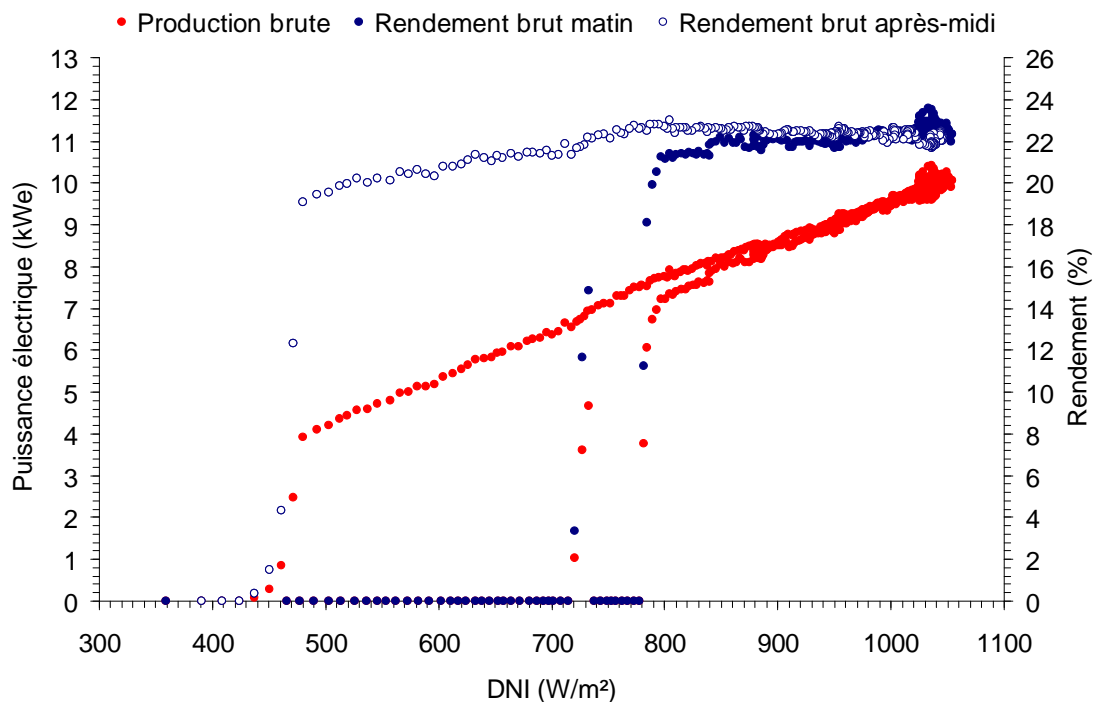


Figure 3.11 : Courbe de fonctionnement du système EURODISH sur la journée du 9 Mars 2005

Le Tableau 3.4 donne les performances du module EURODISH au cours de cette journée du 9 mars 2005. Celles-ci sont excellentes, 95.6 % de l'énergie solaire utile (DNI supérieur au seuil de 310 W.m⁻²) a été exploité par le système pour produire de l'électricité avec un rendement de conversion de 22.1 % sur la journée (le maximum observé est de 22.6 % au cours des 4 ans de fonctionnement). Les 4.4 % d'énergie utile non-exploitée proviennent intégralement de l'erreur de calcul due à la différence d'altitude entre le pyréliomètre et le module EURODISH. En réalité, le système a exploité l'intégralité de la ressource solaire disponible sur cette journée. Il a produit 92.2 kWh_e et fournit au réseau 90 kWh_e en 10.3 h (10 heures et 20 minutes) soit une puissance électrique nette moyenne de 8.7 kW_e pour un rendement journalier net de 21.6 %.

<i>Donnée</i>	<i>Unité</i>	<i>Valeur</i>
Cumul ₁₂₀	h	11.0
Cumul _{seuil}	h	11
Cumul _{prod}	h	10.3
Esol _{disp} journalière	kWh	436
Esol _{utile} journalière	kWh	435.7
Esol _{col} journalière	kWh	416.5
Eelec _{brut} journalière	kWh _e	92.2
Eelec _{net} journalière	kWh _e	90.0
F _{utile} journalière	%	99.9
F _{col} journalière	%	95.6
η_{brut} journalier	%	22.1
$\eta_{brut, inst, max}$	%	23.6
η_{net} journalier	%	21.6
$\eta_{net, utile}$ journalier	%	20.7
F _{cap} journalier	%	37.5

Tableau 3.4 : Performances du système EURODISH sur la journée du 9 Mars 2005

La deuxième journée choisie est celle du 7 janvier 2008 environ deux ans après la première étudiée. La surface de la parabole était de 45.6 m² et les miroirs propres. Cette journée a pour caractéristique un ensoleillement direct moins régulier dû à des passages nuageux (Figure 3.12). Il est intéressant d'observer la bonne gestion de la pression moteur en particulier entre 11 h et 14 h ; la température de l'hydrogène est gardée constante à sa valeur de consigne de 635 °C malgré d'importantes variations du DNI. La température maximale d'absorbeur est également bien régulée (consigne maximale acceptable diminuée à 780 °C).

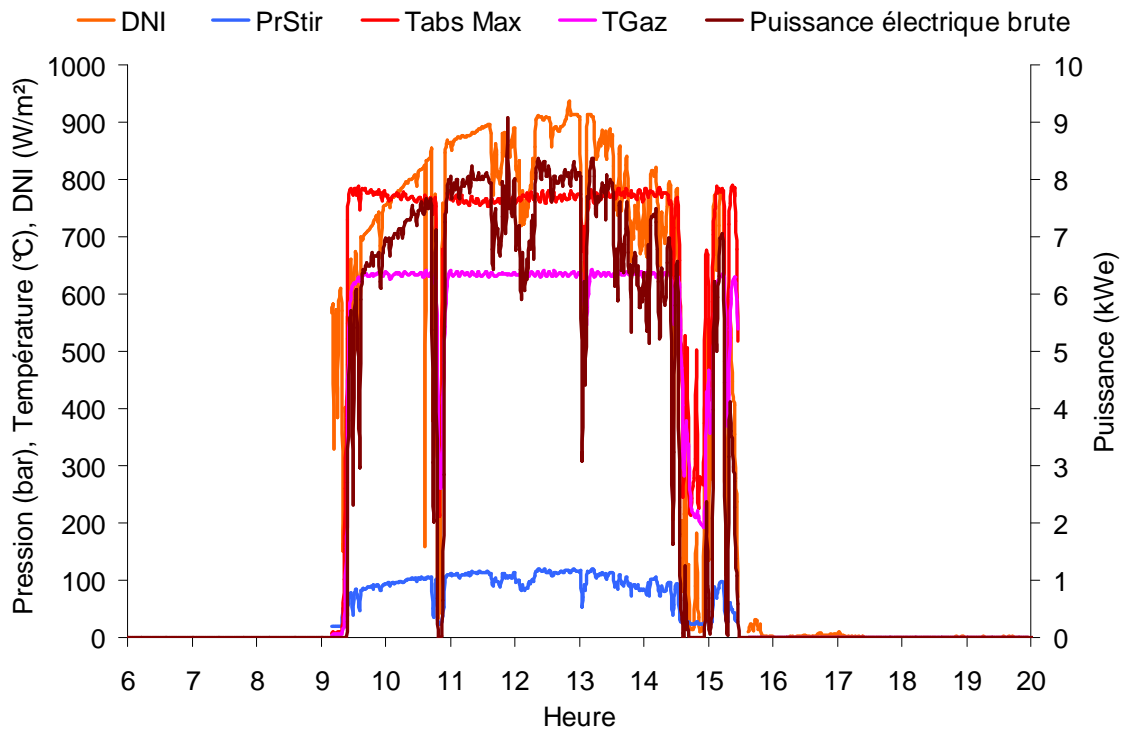


Figure 3.12 : Grandeurs de fonctionnement du système EURODISH à Odeillo sur la journée du 7 janvier 2008

L'évolution perturbée de l'ensoleillement direct au cours de cette journée ne permet pas d'étudier de façon convenable la courbe de fonctionnement du système, présentée sur la Figure 3.11 pour la journée du 9 mars 2005. Le système fonctionne la plupart du temps en régime dynamique et non en régime nominal et les passages nuageux ne sont pas vécus simultanément par le pyréliomètre en haut du four solaire et par la parabole, du fait de la distance d'environ 250 m qui les sépare. Le calcul du rendement brut instantané est donc faussé. Le calcul des performances journalières présentées dans le Tableau 3.5 reste fiable. Le seuil minimal de fonctionnement pour une surface utile de parabole 45.6 m² est de 290 W.m⁻². Malgré un ensoleillement très perturbé, le système exploite parfaitement la ressource solaire disponible. 99 % de l'énergie utile est collectée pour produire de l'électricité. Le rendement brut journalier de conversion solaire-électricité est évalué à 18.7 % ; cette valeur est faible par rapport à celle du 9 mars 2005 car le système n'a fonctionné en régime nominal que sur des périodes très courtes (entre 9 h et 11 h).

<i>Donnée</i>	<i>Unité</i>	<i>Valeur</i>
Cumul ₁₂₀	h	6
Cumul _{seuil}	h	5.7
Cumul _{prod}	h	5.7
Esol _{disp} journalière	kWh	204
Esol _{utile} journalière	kWh	201
Esol _{col} journalière	kWh	199
Eelec _{brut} journalière	kWh	37.2
Eelec _{net} journalière	kWh	35.9
F _{utile} journalière	%	98.5
F _{col} journalière	%	98.9
η _{brut} journalier	%	18.7
η _{brut, inst, max}	%	--
η _{net =} journalier	%	18.1
η _{net,utile} journalier	%	17.9
F _{cap} journalier	%	15

Tableau 3.5 : Performances du système EURODISH sur la journée du 7 janvier 2008

En conclusion, le système a montré des performances remarquables sur les journées où des arrêts intempestifs dus à des pannes n'ont pas perturbé sa production. Les conditions météorologiques à Odeillo, c'est à dire des flux d'ensoleillement direct normal excellents couplés à de faibles températures extérieures permettent à ce module d'être le plus performant des 6 installés en Europe. D'après [1] les unités EURODISH installés à Almería et Séville ont des rendements bruts journaliers maximums de conversion solaire-électricité de l'ordre de 19 % contre 22 % à Odeillo. Le rendement brut maximal instantané de 23.6 % a également été observé à Odeillo. Le problème majeur du système EURODISH est, comme nous allons l'étudier, son manque de fiabilité qui grève énormément sa disponibilité et sa capacité à fournir de l'électricité au réseau.

3.6 Etude de la fiabilité et des performances mensuelles du système EURODISH à Odeillo

Depuis son installation en juin 2004, les opérations de maintenance effectuées par l'équipe technique du laboratoire PROMES sur le système et leurs conséquences ont été consignées ; dans un premier temps dans un simple cahier, puis dans un second temps dans une base de données ACCESS/EXCEL permettant une analyse statistique de la fiabilité du système. Le type de panne, l'heure de la panne, sa durée, les temps de réparation et les coûts matériels et de mains d'œuvre ont été systématiquement référencés, souvent de façon précise, parfois de façon grossière. Cette base de données et l'étude qui en découle permettent d'avoir une première idée des coûts de maintenance sur le système Parabole/Stirling EURODISH dans le cadre d'une exploitation par un centre de recherche (prè-commerciale) et des améliorations à effectuer pour diminuer ces coûts dans l'objectif d'une commercialisation. Dans le cadre du projet EnviroDish, cette étude est unique ; seules les pannes de longue durée ont été consignées sur les autres systèmes exploités en Europe et aucune étude statistique n'a donc été réalisée. Sur les quatre années d'exploitation (juin 2004-février 2008), le système a montré un manque de fiabilité constant ; plus de 1000 arrêts du système non-volontaires ont été recensés, la plupart de courte durée sans danger pour le système et n'entraînant aucun coût de maintenance. D'autres problèmes plus graves sont apparus entraînant des arrêts du système allant parfois jusqu'à un an (période juillet 2006-juillet 2007). La Figure 3.13 donne la chronologie des incidents et pannes importantes (temps d'arrêt du système supérieur à 100 h) sur les 4 ans de fonctionnement. La description précise de ces pannes est fournie en annexe A1.

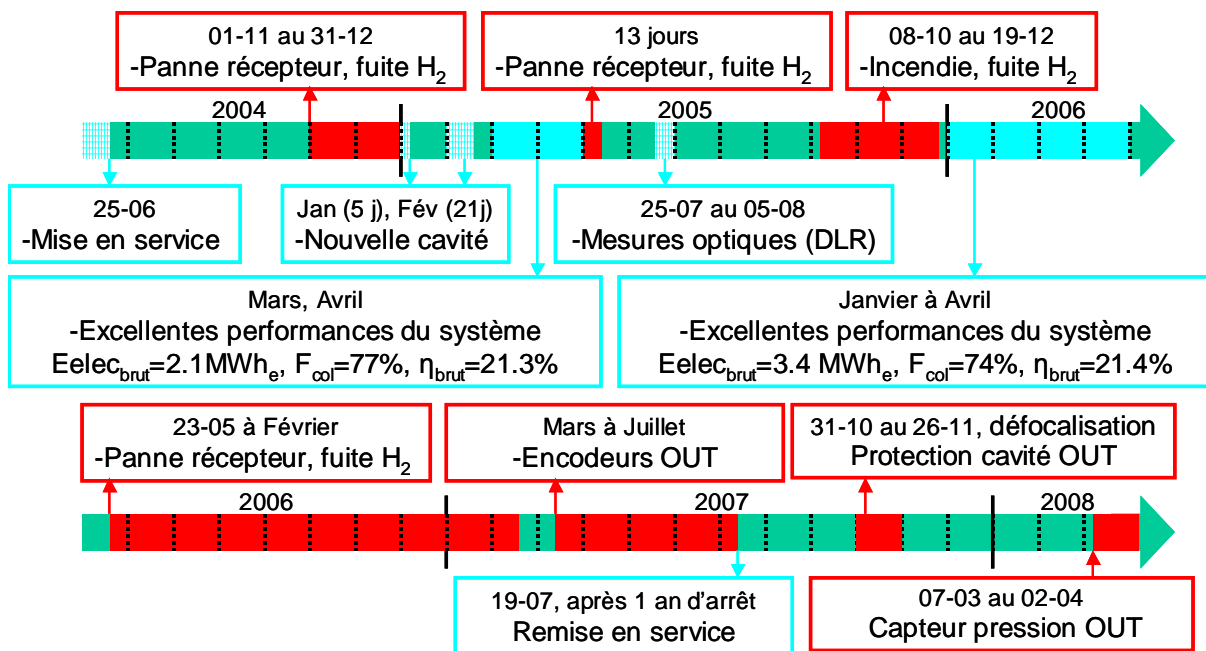


Figure 3.13 : Chronologie des événements du système EURODISH à Odeillo

3.6.1 Méthodologie

L'étude des performances globales du système EURODISH à Odeillo (fiabilité, production, rendement) est basée sur le regroupement de 3 bases de données :

- Fichiers de sauvegarde journaliers des données brutes du fonctionnement du module EURODISH.
- Fichiers de sauvegarde journaliers des mesures d'ensoleillement (direct, diffus, global) de la station météo du laboratoire PROMES.
- Base de données ACCESS sur la fiabilité et la maintenance du système EURODISH.

Un programme développé sous l'environnement MATLAB regroupe les données de ces trois sources avec un pas de temps de l'heure. Entre juin 2004 et février 2008, le détail du fonctionnement du système heure par heure est étudié ; l'ensoleillement, la production électrique, les pannes (et les composants incriminés) et les temps de fonctionnement et d'arrêts intempestifs dans l'heure sont recensés. L'objectif est d'analyser les pannes ayant entraîné une non-production électrique, c'est à dire quand l'ensoleillement direct normal est supérieur au seuil minimal de fonctionnement du module EURODISH. Cette base de données est ensuite utilisée pour étudier les performances mensuelles du système à partir d'un ensemble de paramètres significatifs, la plupart déjà présentés dans le Tableau 3.3 mais calculés sur une base mensuelle, d'autres définis ci dessous. A noter que plusieurs fichiers journaliers du fonctionnement du module ont été corrompus lors de leurs sauvegardes et sont inutilisables. Ces journées sont ignorées dans les calculs des paramètres mensuels. La base mensuelle est un bon compromis permettant d'étudier les performances du système avec un nombre d'heure de fonctionnement significatif tout en pouvant étudier l'influence sur le système des paramètres météorologiques fortement variables d'un mois à l'autre (saisons) :

- $Cumul_{seuil, pannes}$, nombre d'heures dans le mois où le système est en arrêt non-volontaire avec un ensoleillement supérieur au seuil de fonctionnement du module.
- $Cumul_{seuil, volont}$, nombre d'heures dans le mois où le système est en arrêt volontaire (tests, week-end, vacances) avec un ensoleillement supérieur au seuil de fonctionnement du module.
- $Cumul_{seuil, prod}$, nombre d'heures dans le mois où le système est en production avec un ensoleillement supérieur au seuil de fonctionnement du module. Logiquement, ce paramètre devrait être équivalent au nombre d'heures de production, $Cumul_{prod}$ mais les effets de moyenne horaire sur l'ensoleillement perturbent les calculs, principalement sur les journées nuageuses.
- $Cumul_{seuil, non-prod}$, nombre d'heures dans le mois où le système n'est ni en arrêt (volontaire ou pas), et n'est pas en production avec un ensoleillement supérieur au seuil de fonctionnement du module. Les incertitudes élevées sur les durées des pannes, la baisse de réflectivité de la parabole (qui augmente le seuil de fonctionnement du module), et les effets de moyenne sur l'ensoleillement sont à l'origine de ce terme.
- N_{pannes} , nombre d'arrêts non-volontaires dans le mois (Référence : début de l'arrêt) dus à un défaut de fonctionnement. Le composant à l'origine de la panne est également référencé.

- $MTBF_{seuil}$, Mean Time Between Failure. Si $E_{elec_{brut}} > 200 \text{ kWh}_e$, le temps moyen entre 2 défaillances est calculé par l'équation Eq.3.1. La référence horaire est le nombre d'heures d'ensoleillement supérieur au seuil de fonctionnement du module diminué du nombre d'heures d'arrêts volontaires.

$$MTBF_{seuil} = MDT_{seuil} + MUT_{seuil} \quad \text{Eq.3.1}$$

- MDT_{seuil} , Mean Down Time. Si $E_{elec_{brut}} > 200 \text{ kWh}_e$, le temps moyen d'une panne avec un ensoleillement supérieur au seuil de fonctionnement du module est calculé :

$$MDT_{seuil} = \frac{Cumul_{seuil, panne}}{N_{panne}} \quad \text{Eq.3.2}$$

- MUT_{seuil} , Mean Up Time. Si $E_{elec_{brut}} > 200 \text{ kWh}_e$, le temps moyen de bon fonctionnement du système est calculé :

$$MUT_{seuil} = \frac{Cumul_{seuil, non-prod} + Cumul_{seuil, prod}}{N_{panne}} \quad \text{Eq.3.3}$$

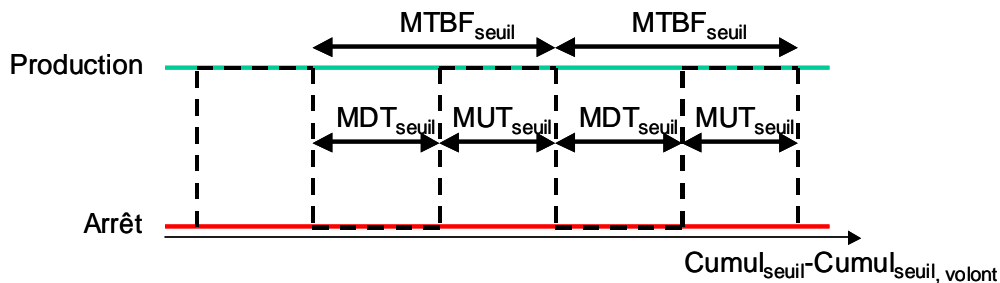


Figure 3.14 : MUT, MDT et MTBF

3.6.2 Performances mensuelles du système EURODISH à Odeillo

La Figure 3.15 permet d'étudier la capacité du système à exploiter la ressource solaire directe utilisable. Les mois où le système ne subit pas de défaillances graves, plus de 70 % des heures où le rayonnement solaire est supérieur au seuil minimal de fonctionnement du module est exploité avec en septembre 2004, un pic à 81 % (182 h de production). Sur ces bons mois de fonctionnement, le système est entre 5 à 10 % des heures exploitables en arrêt non-volontaire. On remarque également les trois périodes où le système a très peu produit ; de novembre à décembre 2004 (fuite récepteur), de septembre à décembre 2005 (incendie circuit hydrogène) et de juillet 2006 à juillet 2007 (fuite récepteur et changement encodeur). En février 2005 le changement de la cavité a entraîné une longue période d'arrêt volontaire, tout comme en juillet-août 2005 où une campagne de mesures optiques sur le concentrateur a été menée par une équipe de chercheurs DLR-PROMES. De plus, depuis juillet 2007 le système est mis en arrêt volontaire les jours où aucun opérateur n'est présent au laboratoire.

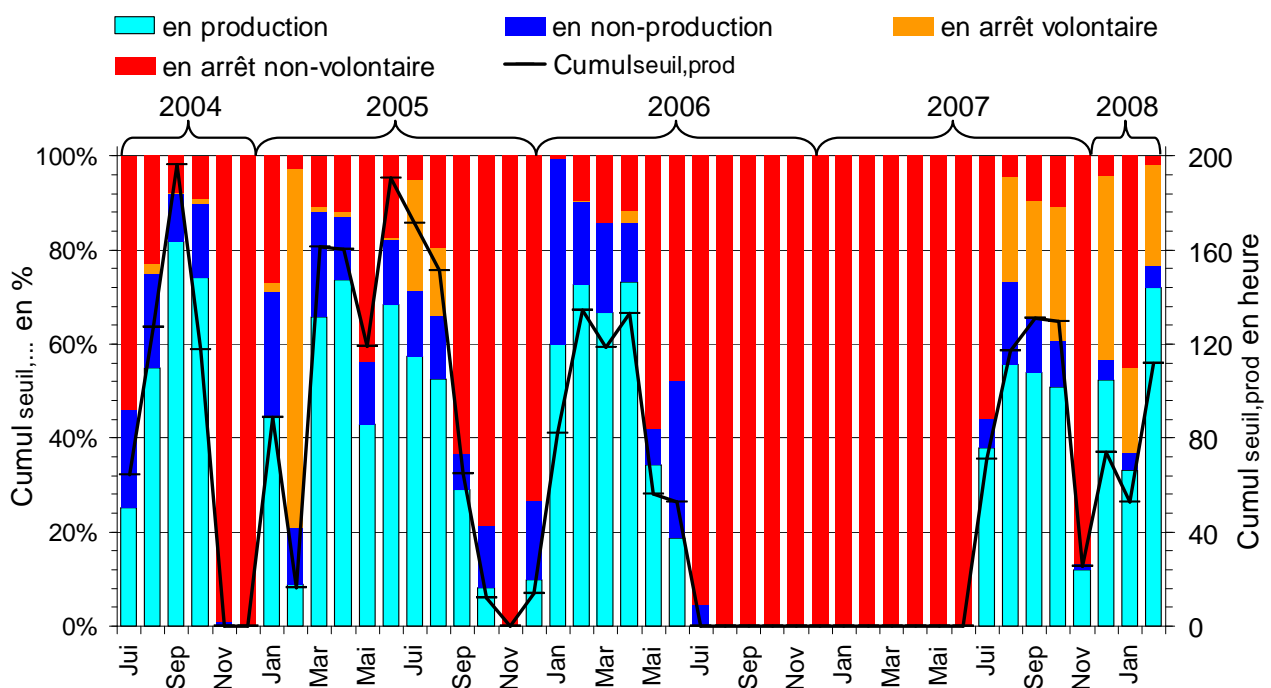


Figure 3.15 : Fonctionnement du système EURODISH de juin 2004 à février 2008

Le cumul horaire de production est en moyenne de 61.5 h sur les 44 mois de fonctionnement du système. Si on ne prend pas en compte dans les calculs la période de non-fonctionnement entre juillet 2006 et juin 2007 (12 mois), cette moyenne atteint 84.5 h de production par mois. Il est plus significatif d'examiner la distribution de ce cumul horaire de production (Figure 3.16). Cette valeur est à comparer au cumul horaire de l'énergie solaire utile (> seuil de fonctionnement du module) qui se situe dans une fourchette entre 180 et 200 h par mois selon les années. En moyenne, à Odeillo, sans tenir compte des 19 mois où le système n'a pas produit (<30 h), elle se situe majoritairement entre 90 et 150 h par mois (13 mois), avec des écarts de distribution très importants de 30 à plus de 180 h. Le cumul horaire d'arrêt non-volontaire est en moyenne de 95 h par mois. Sans tenir compte de la période juillet 2006-juin 2007, cette valeur chute à 63 h par mois avec une distribution également très large allant de 5 h (février 2005) à plus de 200 h les mois où le système ne fonctionne pas.

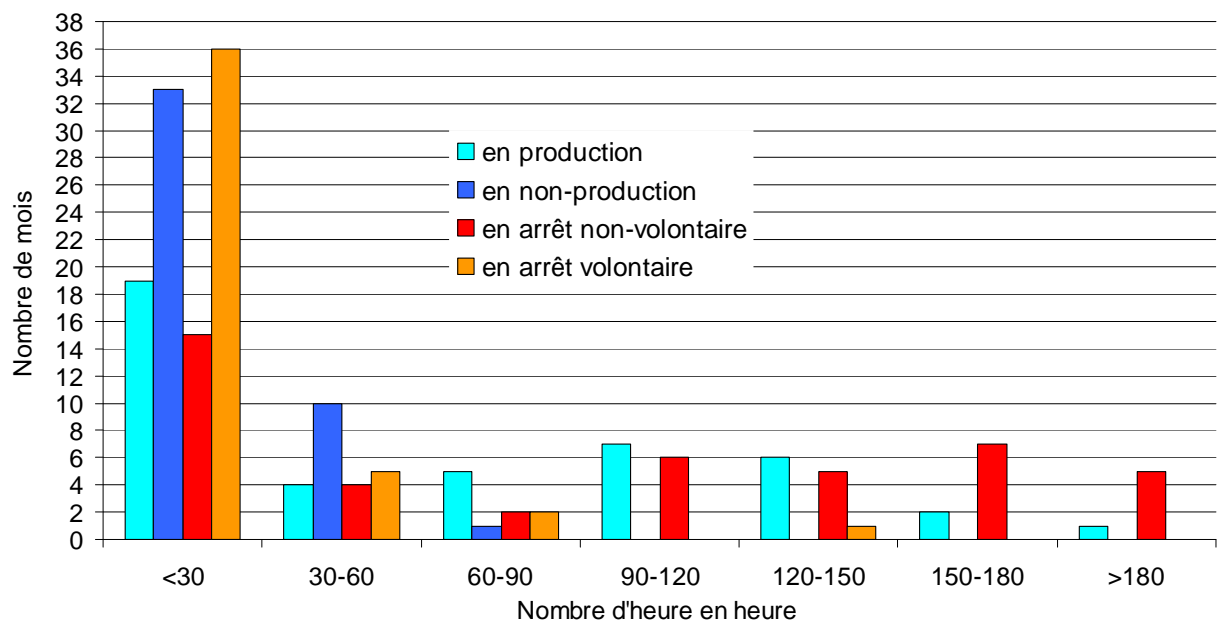


Figure 3.16 : Distribution des durées mensuelles de fonctionnement

La Figure 3.17 donne les performances mensuelles du système EURODISH à Odeillo. Sur les périodes les plus productives en électricité (début 2005 et début 2006), la parabole collecte plus de 70 % de l'énergie solaire utile (pics à 87 % en septembre 2004 et 83 % en avril 2005). Cette énergie captée est ensuite convertie en électricité avec des rendements bruts mensuels supérieurs à 21 %. Les mois de mars 2005 et février 2006 sont particulièrement remarquables ; en mars 2005, le système a exploité 74 % de la ressource solaire utile et a produit 1178 kWh_e en 161 heures de fonctionnement avec un rendement électrique brut de 21.9 % et en février 2006, 77 % de la ressource solaire utile a été captée et convertie en 1080 kWh_e, avec un rendement de 22 %. Ces rendements mensuels élevés sont dus à des températures extérieures faibles (proche de 0 °C) et à des niveaux de flux d'ensoleillement direct très élevés la plupart du temps (70 % de la ressource solaire a été fournie à un flux supérieur à 800 W.m⁻² en février 2006). De plus, à cette période de l'année, les miroirs de la parabole sont lavés naturellement par les chutes de neige. A partir de mars, des pluies chargées de sable dégradent fortement la réflectivité de la parabole ce qui grève le rendement électrique jusqu'aux mois de juin-juillet. Entre février et juillet 2006, le rendement brut mensuel a chuté de façon progressive de 22 % à 18 % ce qui correspond approximativement à une diminution de la réflectivité de 92.5 % à 75 %. En été, les orages violents lavent à nouveau la parabole. On remarque également sur ce graphe la progression spectaculaire du rendement due à l'installation d'une nouvelle cavité en février 2005 ; le rendement brut mensuel est alors passé de 15.5 % à 22 % soit une amélioration de plus de 40 %.

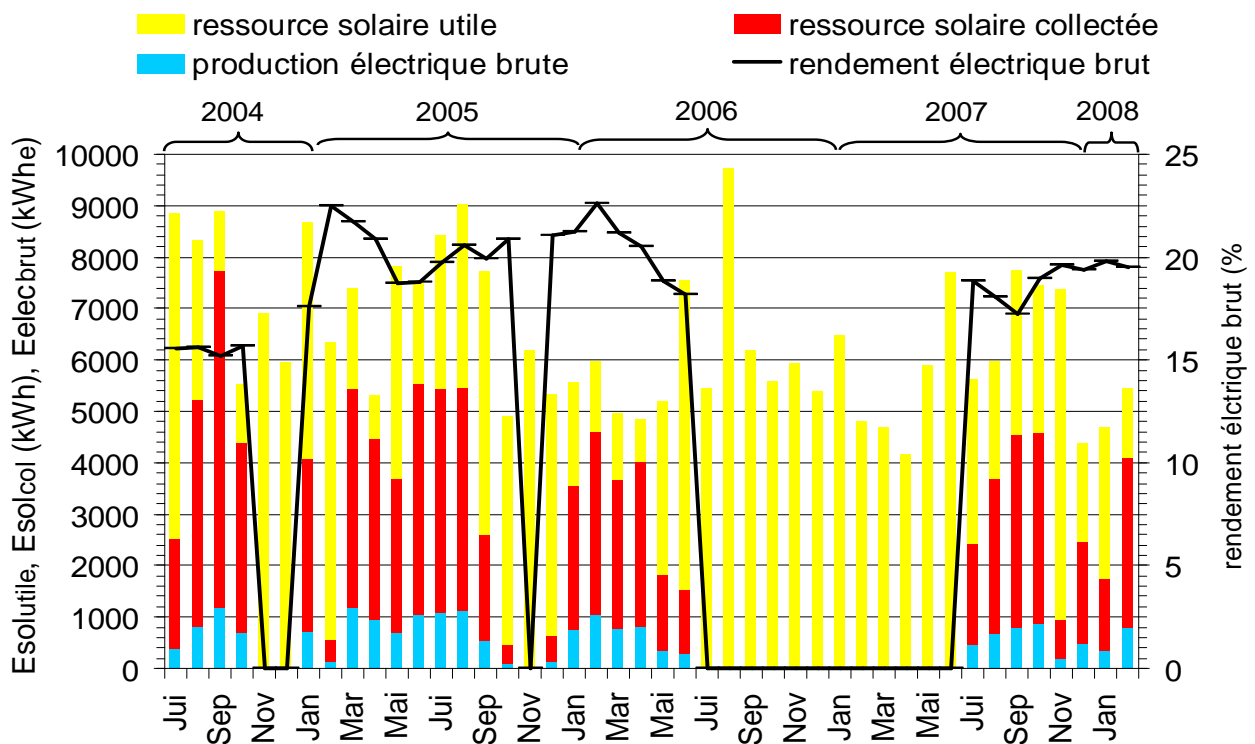


Figure 3.17 : Performances du système EURODISH de juin 2004 à février 2008

La Figure 3.18 donne la distribution de la production électrique brute mensuelle et de la fraction collectée de l'énergie solaire utile. En moyenne, sans prendre en compte les mois où le système a peu produit (<200 kWh_e par mois), la production est de 750 kWh_e par mois, avec une forte variation dans une fourchette de 200 kWh_e à plus de 1200 kWh_e. La fraction collectée de l'énergie solaire utile se situe majoritairement entre 60 et 90 % quand le système a produit de façon significative; la valeur maximale est de 87 % en septembre 2004.

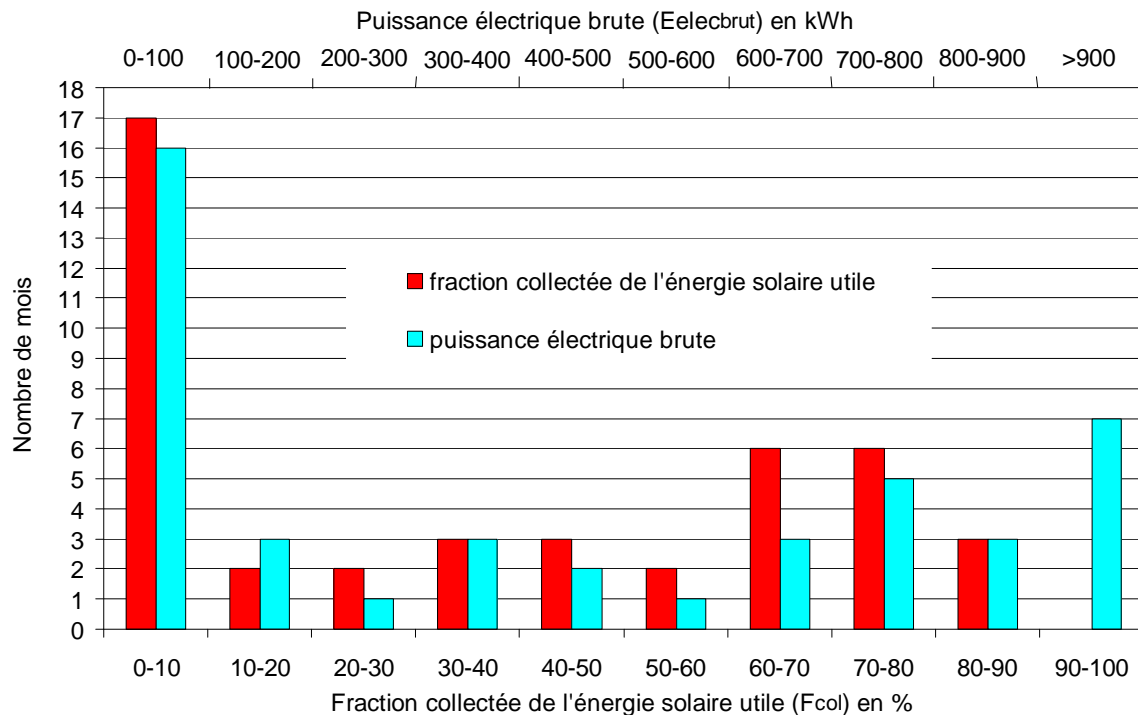


Figure 3.18 : Distribution de la production électrique mensuelle et de la fraction collectée d'énergie solaire utile

3.6.3 Fiabilité du système EURODISH à Odeillo

Les bons mois, le module EURODISH à Odeillo atteint des performances remarquables en terme d'utilisation de la ressource solaire et de rendement de conversion solaire-électricité. Cependant, les graphes des Figure 3.15 et Figure 3.17 montrent également une faible disponibilité due à un manque criant de fiabilité. La Figure 3.19 donne la répartition des défaillances par composant en nombre (N_{pannes}) et en heure de non-production ($Cumul_{seuil,pannes}$). Des erreurs de communication entre le « Stirling controller » et le PC central sont à l'origine de 539 pannes soit plus de 50 % du nombre total de défaillances. Cependant elles n'ont entraîné que 9 % du temps de non-production du module (376 h). Mais, chacune d'elle met le système en sécurité par dépointage sur l'axe d'élévation et oblige une remise en service du module par un opérateur. Le fonctionnement autonome est loin d'être atteint, une surveillance permanente est nécessaire afin de redémarrer le système après chacune de ces mises en sécurité intempestives. L'autre point sensible du système est le récepteur solaire ; l'absorbeur est soumis à de hauts gradients de température et des fuites d'hydrogène sont apparues à plusieurs reprises (9). Les temps de non-production du système qui en découlent ont été parfois très longs. Sur les 4 ans de fonctionnement, l'absorbeur est à l'origine de 50 % des heures de non-production (2075 h). La régulation de la pression d'hydrogène et la boucle d'asservissement du suivi du soleil sont également à l'origine de défaillances critiques pour le système ; en octobre 2005 (Figure 3.13), un incendie s'est déclaré sur le circuit d'hydrogène

entraînant 2 mois de non-fonctionnement, et en février 2007, les encodeurs de position (Figure 3.5) ont du être remplacés ; la période d'arrêt du système fut de 6 mois (921 h de non-production). La grande satisfaction est le moteur Stirling qui a montré une bonne fiabilité avec un nombre de défaillances faibles ; les 225 heures d'arrêt sont dues à une fuite d'hydrogène au niveau du cylindre chaud, apparue dès la mise en service du module (juillet 2004) et à une maintenance préventive faible. La génératrice électrique et plus particulièrement le couplage de la génératrice au réseau électrique posent problème lors des violents orages réguliers à Odeillo sur la période mai-août mais n'entraînent qu'une très faible non-production (23 h).

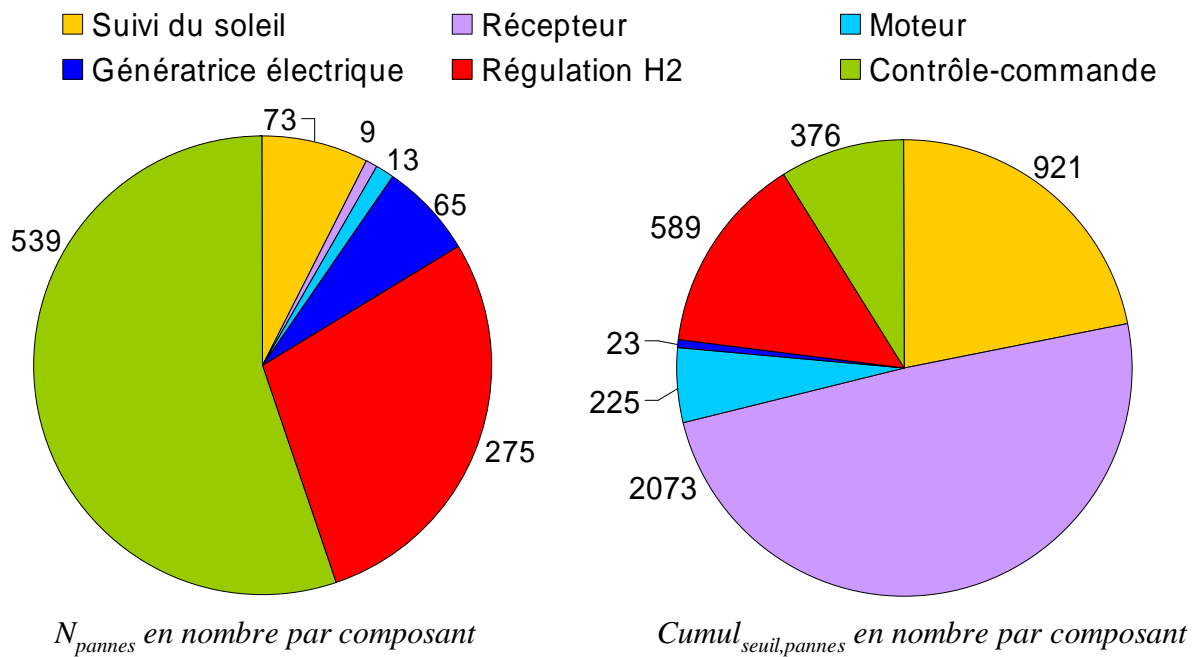


Figure 3.19 : Répartition des défaillances du système EURODISH par composant

La Figure 3.20 donne en % l'origine des arrêts non-volontaires du module au cours des 4 années de fonctionnement. Les mois où le système fonctionne correctement ($Cumul_{seuil, pannes} < 50$ h), la régulation de la pression d'hydrogène et surtout le logiciel de contrôle commande sont à l'origine des arrêts non-volontaires ; sur ces périodes de forte production, les erreurs de communication INTERBUS sont très fréquentes (Figure 3.21) mais de courtes durées et les bouteilles de réserve d'hydrogène doivent être rechargées régulièrement (1 à 2 fois par mois). L'absorbeur solaire et la boucle d'asservissement du suivi du soleil sont quant à eux, à l'origine de très longues périodes de non-production du module (1 an d'arrêt entre juillet 2006 et juillet 2007). Ces temps de non-fonctionnement sont dus, non pas à des temps de réparation mais à un manque de pièces de rechange et à des temps de commande très longs auprès des fournisseurs (plus de 6 mois pour un absorbeur). Depuis le remplacement de l'absorbeur en mars 2007, celui-ci n'a subi aucune défaillance. Les pannes sur la régulation d'hydrogène ont été régulières sur les 4 ans de fonctionnement, la plupart concernent les capteurs (température, pression, ensoleillement...) sans oublier les trois mois d'arrêt (octobre-décembre 2005) dus à un incendie dont l'origine est un défaut de fabrication d'une sécurité sur les bouteilles de réserve d'hydrogène. A partir de 2005, le moteur couplé à sa génératrice électrique est à l'origine de peu d'arrêts non-volontaires.

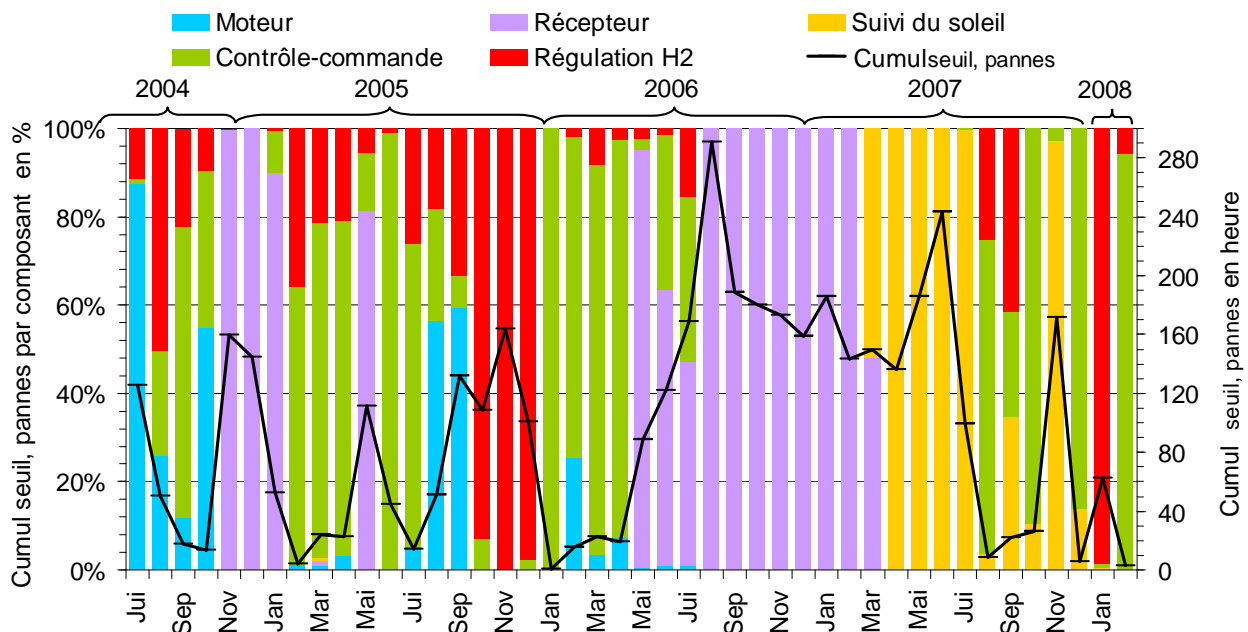


Figure 3.20 : Répartition mensuelle des heures d'arrêt non-volontaires par composant

L'un des indicateurs de la fiabilité d'un système le plus couramment utilisé en industrie est le MTBF (§3.6.1). Il caractérise le temps moyen entre 2 pannes consécutives. La Figure 3.21 donne pour les mois où la production électrique est significative (supérieure à 200 kWh_e), le MDT_{seuil} (temps moyen de non-fonctionnement), le MUT_{seuil} (temps moyen de fonctionnement) et le $MTBF_{seuil}$. Les mois où le système a le plus produit (>700 kWh_e), le $MTBF_{seuil}$ varie entre 3 et 5 h mais avec un MDT_{seuil} faible (<30 min). Le nombre de pannes d'origine INTERBUS (60 au mois de juin 2005) dégrade énormément le fonctionnement du module. Sur l'ensemble des 4 années de fonctionnement, le $MTBF_{seuil}$ est de 7.9 h pour un MDT_{seuil} de 4.3 h et un MUT_{seuil} de 3.6 h. La période de non-fonctionnement d'un an entre juillet 2006 et juillet 2007, due principalement à des temps très longs de commande de composants auprès du fournisseur Solo, augmente fortement le MDT_{seuil} , supérieur au MUT_{seuil} . Sans prendre en compte cet arrêt dans les calculs, on obtient alors des chiffres plus

réalistes du fonctionnement du système de 5.9 h, 2.1 h et 3.8 h pour respectivement le $MTBF_{seuil}$, le MDT_{seuil} et le MUT_{seuil} . En comparaison, d'après [2] pour une centrale photovoltaïque de faible puissance (~10 kW_e), le MTBF varie de 1 à 3 ans pour un MDT de quelques jours, pour un groupe électrogène classique (moteur diesel) le MTBF est d'environ 700 h pour un MDT de 10 h et pour une pile à combustible, le MTBF serait de 2000 h pour un MDT de 300 h.

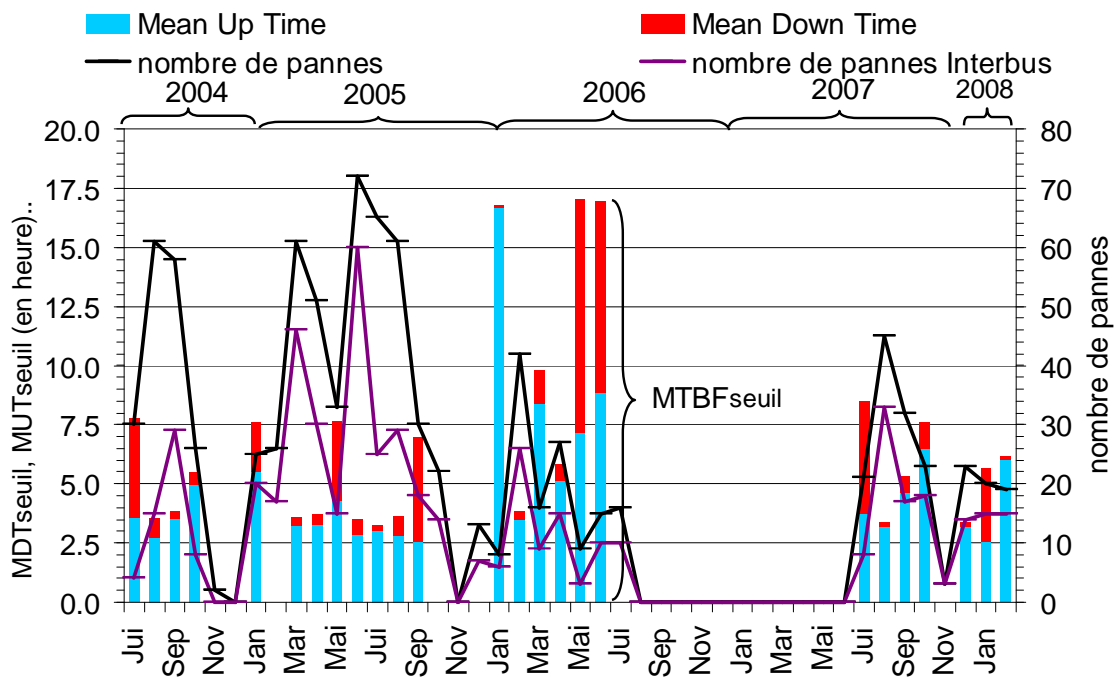


Figure 3.21 : MDT, MUT et MTBF mensuel du système EURODISH à Odeillo

Le Tableau 3.6 indique, sur toute la période d'exploitation, le nombre de pannes par composant ainsi que la durée d'intervention humaine. La réparation des 963 pannes ou besoin de maintenance recensées a nécessité un total de 576 heures d'intervention (1078 homme-heure). La plupart des interventions dure moins d'une heure, sauf sur le récepteur solaire (3 sur 10). Une seule intervention sur le circuit d'hydrogène a duré plus de 100 h. Il s'agit de la très longue intervention (200 heures d'intervention, plus de 400 h homme-heure) pour effectuer les réparations après l'incendie survenu en octobre 2005. Les interventions sur le système électronique et le logiciel de contrôle-commande ont été les plus nombreuses (538 dont 534 de moins d'une heure), mais elles ne représentent que 83 h d'intervention. La durée moyenne d'une intervention est de 9 minutes pour ce composant. Inversement, le récepteur solaire n'a entraîné que 10 arrêts, mais la durée cumulée d'intervention sur ce composant est de 85 h nécessitant plusieurs personnes (253 homme-heure).

Le Tableau 3.6 indique également les coûts de réparation exprimés d'une part en homme-heure d'intervention et d'autre part en coût de matériels. On observe que les interventions sur le récepteur nécessitent 3 personnes dont une très qualifiée (soudure complexe). Les interventions sur le moteur, sur le circuit d'hydrogène et sur l'asservissement du suivi du soleil nécessitent la plupart du temps 2 personnes. Une seule personne suffit pour effectuer les interventions sur l'électronique. Le coût en matériel pour les opérations de réparation et de maintenance se monte à 7100 € sur la période d'exploitation, dont plus de la moitié (4200 €) représente le coût de l'absorbeur équipé de ses 20 thermocouples. La plupart des interventions est à coût nul en matériel (954 sur 963).

Composant	Nombre d'arrêts du système	Distribution par durée de réparation/maintenance				Durée cumulée d'intervention (h)	Coût de réparation et maintenance				
		<1h	[1h-10h[[10h-100h[>100h		Personnels (homme-heure)	Matériels (€ HT)	Distribution par coûts		
									nul	[10€ -100€[>100€
Suivi du soleil	69	65	3	1	0	61	113	1 960 €	67	0	2
Récepteur	11	3	4	4	0	85	253	4 170 €	9	0	1
Circuit H2	272	256	15	0	1	287	503	759 €	269	1	2
Moteur	73	67	4	2	0	60	122	112 €	73	1	0
Electronique	538	534	4	0	0	83	87	126 €	536	1	1
Total	963	925	30	7	1	576	1078	7 127 €	954	3	6

Tableau 3.6 : Bilan des arrêts, durée et coûts d'interventions, par composant

3.7 Conclusion

Le retour d'expérience du fonctionnement du système Parabole/Stirling EURODISH à Odeillo est mitigé. D'un côté, le système a montré sur certains mois d'exploitation des performances remarquables, et d'un autre côté le module a souffert d'un manque criant de fiabilité pour un système pré-commercial. Sur la période d'exploitation de 44 mois, le système a produit 19.3 MWh_e et a fourni 18.1 MWh_e au réseau en 2950 h. Les bons mois, le système exploite plus de 75 % de l'énergie solaire utile disponible à Odeillo. Sur l'ensemble de la période de fonctionnement, les nombreuses défaillances grèvent cette valeur à 37 % (Tableau 3.7). Le rendement maximal de conversion brut solaire-électricité a atteint des records de 23.6 % en instantané et de 22 % en mensuel. En moyenne, il est de 18.9 %. Le système a subi 963 interventions de réparation et de maintenance ; la plupart sans gravité (pannes INTERBUS), d'autres plus importantes entraînant des coûts de réparation (humain et matériel) importants. Le MTBF (référence : heure où l'ensoleillement est supérieur au seuil de fonctionnement) est calculé à 7.9 h pour un MDT de 4.3 h.

En conclusion, l'exploitation du système EURODISH à Odeillo a permis d'identifier les principales forces et faiblesses de ce système. Les points faibles sont :

- Des coûts d'investissement et d'installation élevés. Cette opération a coûté 200000 € dont 140000 € pour l'achat et le transport du module, 40000 € pour les travaux d'installation et 15000 € pour les équipements et instruments complémentaires. Le coût du module chuterait à 60000 € pour une production annuelle d'une centaine d'unité.
- Une fiabilité très médiocre du système de contrôle-commande et en particulier du système de communication INTERBUS (539 défauts) entraînant des mises en sécurité intempestives et un redémarrage du système par une opération humaine.
- Un coût d'exploitation exorbitant, lié aux fréquentes interventions humaines (1078 homme-heure de réparation et de maintenance) pour maintenir le système disponible, et à un coût matériel de réparation et de maintenance élevé (7100 €).

Les points forts sont :

- Un rendement de conversion solaire-électricité élevé.
- Un seuil minimum d'ensoleillement exploitable plus faible que celui annoncé par les constructeurs (250 W.m⁻²).
- Une régulation en température très efficace, avec un calcul fiable de la pression d'hydrogène en fonction de l'ensoleillement et des niveaux de température sur

l'absorbeur. Le système peut ainsi exploiter de manière optimale l'ensoleillement direct disponible.

- Une grande stabilité au sol et résistance au vent, grâce au système de roulement sur piste. Une bonne robustesse de la mécanique du suivi du soleil (moteur, chaîne, réducteur..).
- Une bonne fiabilité du bloc moteur Stirling couplé à sa génératrice et un rendement de cycle Stirling élevé (~38 %).

<u>Donnée</u>	<u>Unité</u>	<u>Valeur</u>
$E_{sol_{disp}}$	kWh	295 201
$E_{sol_{utile}}$	kWh	273 868
$E_{sol_{col}}$	kWh	101 575
$E_{elec_{brut}}$	kWh _e	19 232
$E_{elec_{net}}$	kWh _e	18 124
F_{utile}	%	92.8
F_{col}	%	37.1
η_{brut}	%	18.9
$\eta_{brut, inst, max}$	%	23.6
η_{net}	%	17.8
$\eta_{net, utile}$	%	6.6
$Cumul_{120}$	h	9815
$Cumul_{seuil}$	h	8194
$Cumul_{prod}$	h	2946
$Cumul_{seuil, prod}$	h	2705
$Cumul_{seuil, non-prod}$	h	837
$Cumul_{seuil, pannes}$	h	4211
$Cumul_{seuil, volon}$	h	521
N_{pannes}	--	963
MUT_{seuil}	h	3.6
MDT_{seuil}	h	4.3
$MTBF_{seuil}$	h	7.9
Nombre d'heures de réparation	h	1078
Coût matériel	€	7100

Tableau 3.7 : Bilan de fonctionnement du système EURODISH à Odeillo sur les 44 mois d'exploitation (juin 2004-février 2008)

3.8 Bibliographie du chapitre 3

[1] T. KECK, P. HELLER, W. REINALTER, *Eurodish-continuous operation, system improvement and reference units*, Proceeding of the 13th SolarPACES International Symposium, Seville, Espagne, 2006

[2] Energy and Environmental Analysis Inc., *Distributed Generation Operational Reliability and Availability Database*. Arlington, USA, 2004.

Chapitre 4 :

Modélisation de la conversion énergétique solaire-électricité du système Parabole/Stirling EURODISH

4.1 Nomenclature

Modélisation du concentrateur parabolique

σ_{slope}	erreur macroscopique	mRad
σ_{spec}	erreur microscopique	mRad
σ_{optique}	erreur totale	mRad
σ_x	erreur de pointage sur l'axe \vec{i}	mRad
σ_y	erreur de pointage sur l'axe \vec{j}	mRad
σ_r	erreur de pointage sur l'axe tangentiel \vec{t}	mRad
σ_t	erreur de pointage sur l'axe radial \vec{r}	mRad
$(\vec{i}, \vec{j}, \vec{k})$	repère orthonormé	
$(\vec{r}, \vec{t}, \vec{k})$	repère cylindrique	
E	élément géométrique sous SOLTRACE	
f	focale de la parabole	m
f_{ANNEAU}	focale d'un anneau de la parabole	m
S	surface élémentaire de la parabole	m ²
(X, Y, Z)	coordonnées dans le repère $(\vec{i}, \vec{j}, \vec{k})$	
\vec{E}_x	erreur de pointage sur l'axe \vec{i}	
\vec{E}_y	erreur de pointage sur l'axe \vec{j}	
\vec{E}_r	erreur de pointage sur l'axe \vec{r}	
\vec{E}_t	erreur de pointage sur l'axe \vec{t}	
\vec{n}_{ideal}	vecteur normal idéal	
\vec{n}_{slope}	vecteur normal entaché de l'erreur σ_{slope}	
$\vec{n}_{\text{slope},x}$	vecteur normal entaché de l'erreur σ_x	
$\vec{n}_{\text{slope},y}$	vecteur normal entaché de l'erreur σ_y	
\vec{r}_e	vecteur directeur d'un rayon réfléchi par la parabole	
\vec{s}	vecteur directeur d'un rayon arrivant su la parabole	

Modélisation du récepteur et du moteur Stirling

A	section de passage	m ²
A _w	surface d'échange côté Stirling	m ²
C _p	chaleur massique à P constant	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹

C_v	chaleur massique à V constant	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
d	diamètre	m
d_m	diamètre d'une maille du régénérateur	m
d_w	diamètre d'un fil du régénérateur	m
Diss	dissipation thermique par frottement visqueux	J
DNI	ensoleillement normal direct	$W.m^{-2}$
e	épaisseur	m
fr	coefficient de frottement visqueux	
F	facteur de forme	
g	constante gravitationnelle	$m.s^{-2}$
h	coefficient de convection	$W.m^{-2}.K^{-1}$
J	radiosité	$W.m^{-2}$
L_m	longueur moyenne	m
m	masse de fluide de travail	kg
\dot{m}	débit massique	$kg.s^{-1}$
\overline{M}	masse molaire	$g.mol^{-1}$
N_t	vitesse de rotation	$rt.min^{-1}$
P	pression	Pa
Por	porosité du régénérateur	
δQ	puissance thermique sur un pas de temps	W
\dot{Q}	puissance thermique sur un cycle	W
R	constantes des gaz parfaits	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
R_t	résistance thermique	$K.W^{-1}$
S	surface	m^2
S_{env}	surface apparente	m^2
T	température	K
t	temps	s
v	vitesse	$m.s^{-1}$
V	volume	m^3
W	travail	J
φ	flux solaire	$W.m^{-2}$
π_T	période du cycle	s
μ	viscosité dynamique	Pa.s
ν	viscosité cinématique	$m^2.s^{-1}$
σ_{SB}	constante de Stefan – Boltzman	$W.m^{-2}.K^{-4}$

λ	longueur d'onde	μm
Θ	échanges thermiques dans le récepteur	W
ϕ	déphasage angulaire	rad
λ_t	conductivité thermique	$\text{W.K}^{-1}.\text{m}^{-1}$
ω	vitesse angulaire	rad.s^{-1}
ρ	réflectivité	
ρ_m	masse volumique	kg.m^{-3}
ΔP	pertes de charge	Pa
β	coefficient de dilatation thermique	T^{-1}
ε	émissivité totale hémisphérique	

Nombres sans dimension

Nu	nombre de Nusselt	$Nu = \frac{hd}{\lambda_t}$
Re	nombre de Reynolds	$Re = \frac{\rho_m v d}{\mu}$
Pr	nombre de Prandtl	$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda_t}$
Va	nombre de Valensi	$Va = \frac{\rho_m \omega d}{\mu}$
Re _{max}	nombre de Reynold maximal	$Re_{\text{max}} = \frac{\rho_m v_{\text{max}} d}{\mu}$
Gr	nombre de Grashof	$Gr = \frac{g \beta \Delta T L^3}{\nu^2}$

Indices

a	air ambiant
C	sous volume de compression
cav	cavité
D	sous volume de détente
eau	liquide de refroidissement du refroidisseur du moteur Stirling
env	enveloppe
ext	externe
H	sous volume absorbeur
K	sous volume refroidisseur
R	sous volume régénérateur
in	entrant
int	interne

inc	absorbeur
m	mort
moy	moyenné sur un cycle du moteur Stirling
par	parabole
ouv	ouverture
out	sortant
w	paroi
cer	céramique

Exposants

BT	bande spectrale basse température
Cv	convection
Cd	conduction
Cdv	conducto-convection
S	bande spectrale du rayonnement solaire
ray	bande spectrale du rayonnement d'un corps noir à 1050 K

Ce chapitre présente une modélisation de la conversion énergétique solaire-électricité du module EUROIDISH. En plus d'aborder les problèmes de la modélisation des différents composants d'un système Parabole/Stirling, l'objectif est d'avoir à disposition un outil performant permettant d'étudier en détail les différentes étapes de la conversion solaire-électricité et les pertes énergétiques associées à chacune de ces étapes. Les résultats des simulations sont comparés à différentes mesures expérimentales faites sur le système installé à Odeillo dans le but de valider le modèle. Il est ensuite utilisé pour étudier le comportement du système en fonction de différents paramètres physiques ou géométriques.

4.2 Méthodologie

La chaîne de la conversion énergétique solaire-électricité peut être divisée en 4 étapes principales. Chacune de ces étapes est le siège de pertes énergétiques :

- 1) La parabole ne réfléchit qu'une partie de l'énergie solaire captée. De plus les imperfections géométriques de celle-ci entraînent un débordement de la tâche solaire en dehors de l'ouverture de la cavité (Figure 4.1).

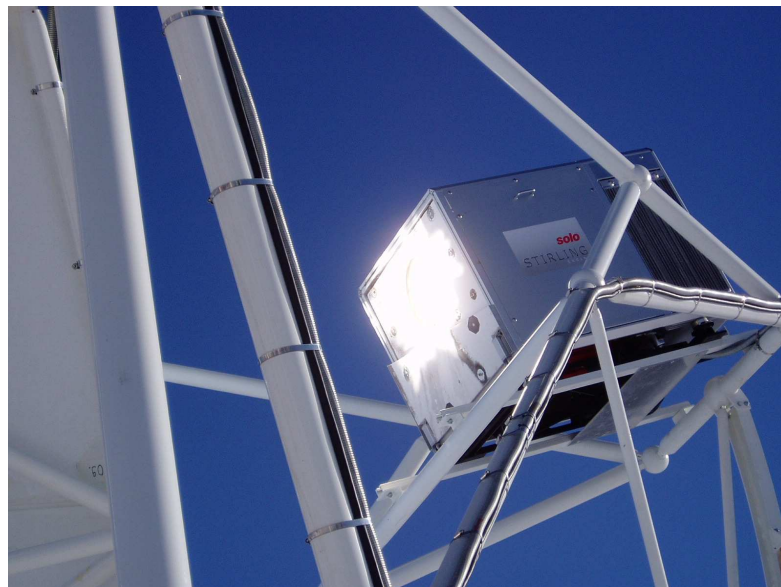


Figure 4.1 : Débordement de la tâche solaire au foyer de la parabole (ouverture de la cavité)

- 2) Seule une partie de l'énergie solaire concentrée entrante dans la cavité est transmise sous forme de chaleur sensible à haute température au fluide de travail du moteur Stirling circulant dans l'absorbeur. L'autre partie est perdue dans l'air ambiant par réflexion, par rayonnement thermique, et par convection (Figure 4.2).
- 3) L'énergie transmise au fluide du moteur Stirling est convertie en travail avec un certain rendement et est évacuée au niveau de la source froide du moteur.
- 4) Une génératrice électrique couplée à l'arbre du moteur Stirling se charge de convertir le travail en électricité avec un rendement élevé. Une partie de cette électricité est auto-consommée par les auxiliaires du module Parabole/Stirling (pompe, moteurs du suivi du soleil, pompe et ventilateur du circuit de refroidissement).

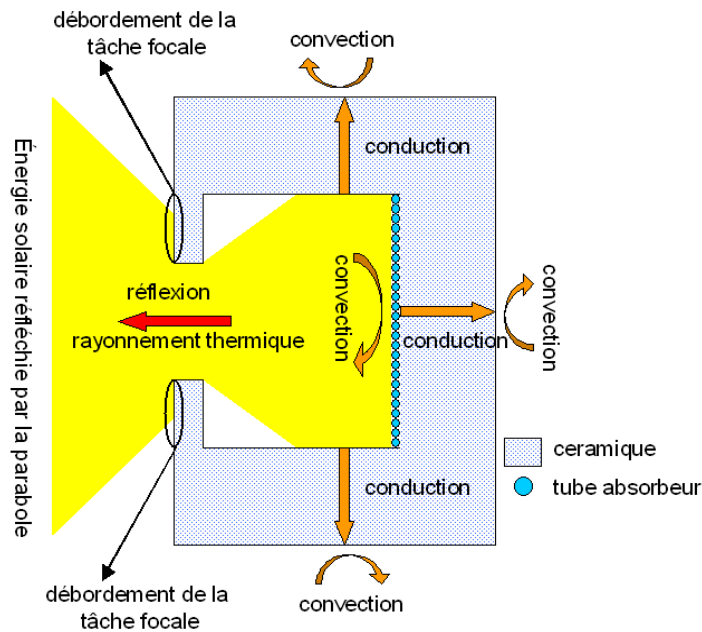


Figure 4.2 : Pertes thermiques dans le récepteur solaire

La modélisation (Figure 4.3) suit les différentes étapes de la conversion solaire-électricité décrite ci dessus. Le concentrateur est modélisé en utilisant le code de lancer de rayons SOLTRACE qui permet de calculer la concentration du flux solaire au niveau du récepteur solaire et d'en déduire les pertes par débordement de la tâche focale et la carte de flux concentré sur l'absorbeur. Afin d'étudier la distribution du flux solaire réfléchi par la parabole vers le récepteur, les erreurs macroscopiques locales (et non globales) du concentrateur sont intégrées dans ce modèle. Dans la plupart des modèles simplifiés utilisés pour le calcul des performances prévisionnelles d'un récepteur d'une centrale à tour, physiquement proche de ceux des systèmes Parabole/Stirling, les pertes par convection et conduction sont négligées et surtout il est posé comme hypothèse principale, une température d'absorbeur uniforme. Vu l'importance de la distribution des températures de l'absorbeur sur les performances d'un système Parabole/Stirling, cette hypothèse est dans notre étude en partie levée. Le récepteur solaire est alors modélisé en utilisant une méthode nodale ; il est divisé en un certain nombre de nœuds, permettant de prendre en compte une non-uniformité des températures, auxquels on applique les lois de la physique (équation du bilan d'énergie, transferts de chaleur par rayonnement, convection et conduction). La modélisation du moteur Stirling s'appuie également sur une méthode nodale décrite par URIELI *et al.* [1] et reprise par LEMRANI [2] et BONNET [3] avec cependant une amélioration au niveau de la modélisation du réchauffeur. L'absorbeur solaire, dans lequel circule le gaz de travail du moteur Stirling et placé au fond de la cavité, est à l'interface entre ces deux parties. Ces deux modèles ont été développés sous MATLAB. Enfin, le rendement de la génératrice électrique est connu ainsi que l'autoconsommation des auxiliaires du module EURODISH.

Chacune de ces étapes de la modélisation nécessite des données d'entrée définies dans la Figure 4.3. La modélisation est utilisée pour simuler un cycle du moteur Stirling de 40 ms ($1500 \text{ tr} \cdot \text{min}^{-1}$) sous une valeur de DNI constante, c'est-à-dire en régime nominal. Les résultats du modèle du concentrateur, développé sous SOLTRACE et indépendant du modèle récepteur solaire-moteur Stirling, sont comparés à des cartes de flux obtenues lors d'une campagne de mesures optiques effectuée en juillet 2005 par des chercheurs de la DLR et de PROMES dans le cadre du programme européen SOLFACE. Puis, les modèles du récepteur solaire et du moteur Stirling sont confrontés à des mesures expérimentales de la puissance

électrique fournie au réseau et de la puissance thermique évacuée au niveau du refroidisseur du moteur, de la pression dans le moteur et de températures au niveau de l'absorbeur.

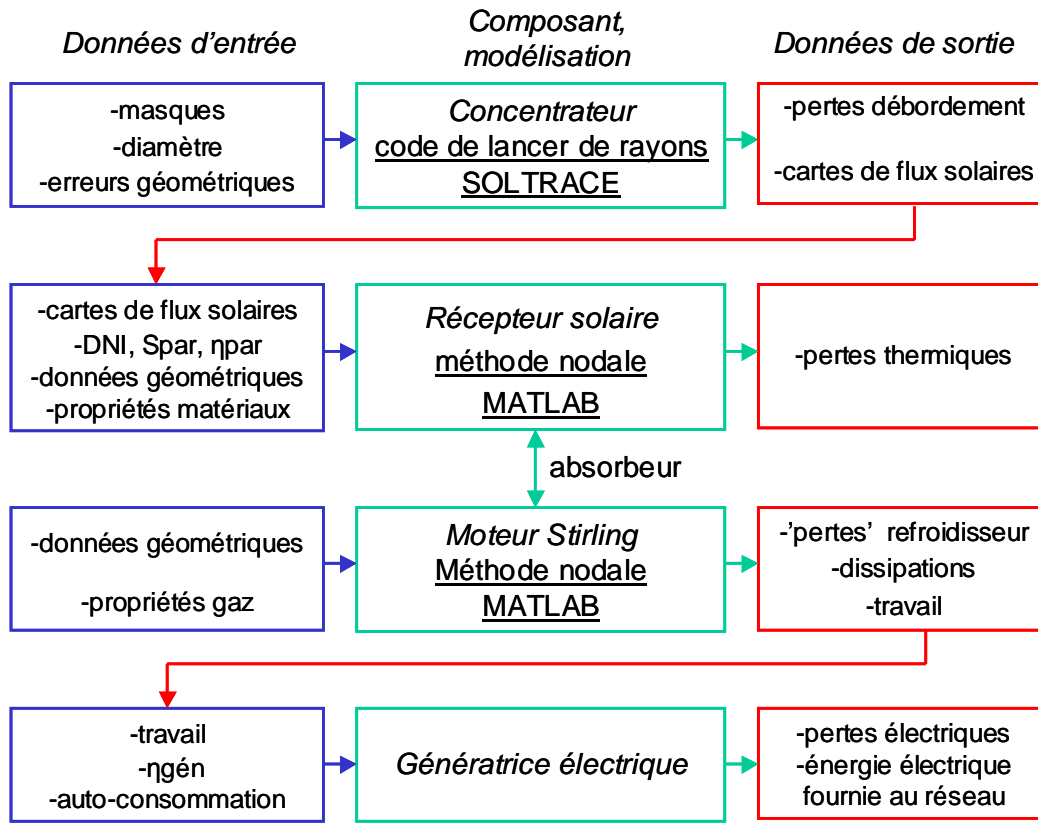


Figure 4.3 : Méthodologie de la modélisation de la conversion solaire-électricité du système Parabole/Stirling EURODISH

4.3 Calcul du flux solaire concentré par la parabole du système EURODISH

4.3.1 Généralités sur les concentrateurs paraboliques

Le concentrateur a une importance capitale dans les performances globales d'un module Parabole/Stirling du type EURODISH. Son rôle est de réfléchir et de concentrer le rayonnement solaire au niveau de l'absorbeur placé au fond d'une cavité. La qualité d'un concentrateur parabolique peut être définie selon trois principaux critères :

- La réflectivité totale de la parabole.
- Les pertes par débordement de la tâche focale ; la forme du soleil et surtout les défauts géométriques de la parabole entraînent une augmentation de la tâche focale en dehors de l'ouverture de la cavité. Les pertes par débordement représentent alors la part de la puissance solaire réfléchi par la parabole et n'entrant pas dans le récepteur solaire.
- La pression du moteur Stirling du module EURODISH est régulée pour maintenir la température maximale de l'absorbeur à une valeur de consigne sous une limite proche de 780 °C. La non-uniformité de la distribution de la température sur l'absorbeur est due à l'inhomogénéité du flux solaire concentré par la parabole.

Des pics de flux solaire sur l'absorbeur entraînent des gradients élevés de température qui, en plus d'augmenter les contraintes thermomécaniques, vont diminuer la température chaude du gaz de travail du moteur Stirling et directement le rendement du système. La distribution du flux solaire sur l'absorbeur peut être qualifiée par trois paramètres ; le flux solaire moyen sur la surface totale de l'absorbeur, le flux solaire maximal et le degré d'uniformité défini comme le rapport entre les flux solaires minimal et maximal sur l'absorbeur.

Les pertes par débordement de la tâche focale et la distribution du flux solaire sur l'absorbeur dépendent de la qualité géométrique de la parabole. Les défauts de fabrication, le vieillissement des miroirs entraînent des déformations ou des aspérités locales par rapport à une forme parabolique idéale. Ces défauts, pour une surface élémentaire sont caractérisés par deux paramètres ; les erreurs macroscopiques et les erreurs microscopiques et sont données en mRadians (Figure 4.4) :

- Les erreurs macroscopiques σ_{slope} sont issues d'erreurs de forme globale de la surface élémentaire et s'appliquent au vecteur normal de la surface. Elles regroupent les déformations des surfaces, les défauts de pointage et de réglage des surfaces.
- Les erreurs microscopiques σ_{spec} concernent les petites aspérités locales et l'état de surface des miroirs. Elles s'appliquent au rayon réfléchi par la surface élémentaire.

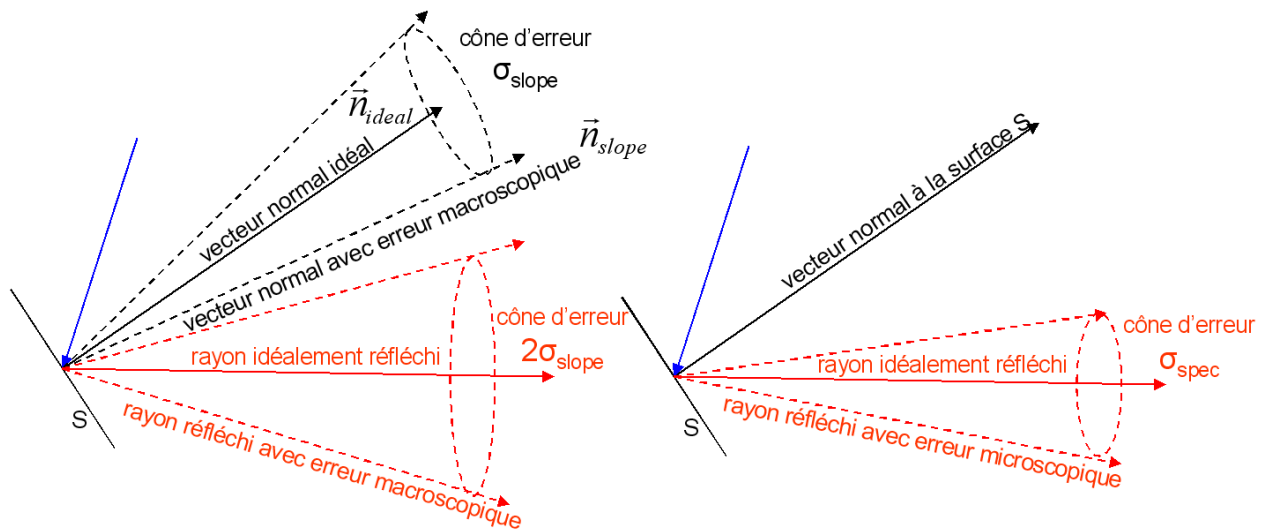


Figure 4.4 : Erreurs macroscopiques (à gauche) et microscopiques (à droite) d'une surface élémentaire S

L'erreur optique de la surface élémentaire S est alors donnée, sous sa forme statistique, par l'équation Eq.4.1. Le vecteur définissant la direction du rayon réfléchi se trouve alors dans un cône tel que l'angle suive une distribution Gaussienne d'écart type $\sigma_{optique}$.

$$\sigma_{optique} = \sqrt{\sigma_{spec}^2 + (2\sigma_{slope})^2} \quad \text{Eq.4.1}$$

A noter que les erreurs microscopiques sont la plupart du temps négligeables par rapport aux erreurs macroscopiques ; l'erreur optique de la surface élémentaire (référence : vecteur réfléchi) est alors égale au double de l'erreur macroscopique (référence : vecteur normal).

En pratique, l'orientation de la surface élémentaire S est déduite de 2 angles (Figure 4.5), calculés expérimentalement dans un repère orthonormé $(\vec{i}, \vec{j}, \vec{k})$ ou dans un repère cylindrique $(\vec{r}, \vec{t}, \vec{k})$. σ_x est l'angle entre le vecteur normal idéal \vec{n}_{ideal} et le vecteur $\vec{n}_{slope,x}$, égal à la somme des vecteurs \vec{n}_{ideal} et \vec{E}_x , où le vecteur \vec{E}_x représente l'erreur de pointage de la surface S dans la direction de l'axe \vec{i} . Pareillement, σ_y est l'angle entre le vecteur \vec{n}_{ideal} et $\vec{n}_{slope,y}$, égal à la somme des vecteurs \vec{n}_{ideal} et \vec{E}_y , où le vecteur \vec{E}_y représente l'erreur de pointage de la surface S dans la direction de l'axe \vec{j} . De la même façon on définit dans un repère cylindrique $(\vec{r}, \vec{t}, \vec{k})$ des vecteurs \vec{E}_r et \vec{E}_t représentant les erreurs de pointage dans les directions radiale et tangentielle.

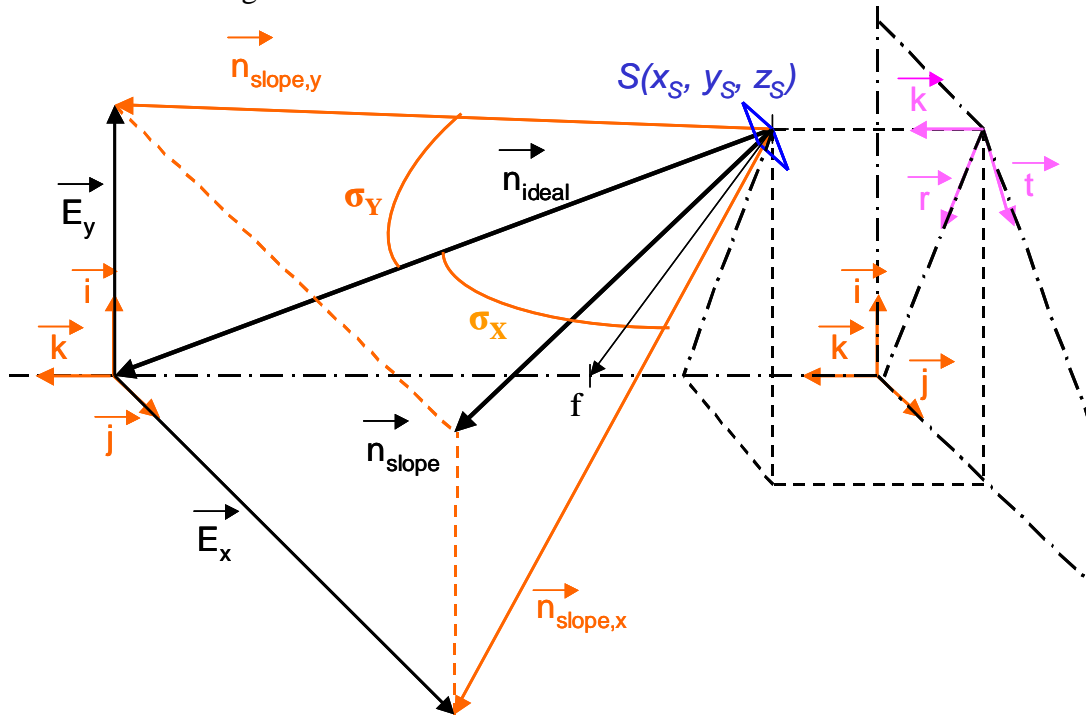


Figure 4.5 : Schématisation des erreurs macroscopiques dans un repère orthonormé

Au final, l'erreur macroscopique σ_{slope} de la surface élémentaire S est alors calculée par l'équation Eq.4.2 :

$$\sigma_{slope} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2} \quad \text{Eq.4.2}$$

En négligeant les erreurs microscopiques, la qualité géométrique du concentrateur parabolique est alors définie par l'équation Eq.4.3 qui représente l'écart type de la distribution des erreurs optiques des n surfaces élémentaires formant la parabole.

$$\sigma_{conc,optique} = \sqrt{\frac{\sum (2\sigma_{slope})^2}{n}} \quad \text{Eq.4.3}$$

4.3.2 Mesures des erreurs macroscopiques du concentrateur parabolique du système EURODISH à Odeillo

Différentes méthodes de mesures expérimentales des erreurs macroscopiques d'un concentrateur parabolique ont été développées ces dernières années. La méthode V-SHOT [4] développée par le laboratoire SANDIA mesure les erreurs des surfaces élémentaires en scannant la surface du concentrateur avec un rayon laser. Les mesures de la direction des rayons réfléchis permettent alors de remonter aux erreurs macroscopiques des surfaces élémentaires. Cette méthode est très coûteuse en temps, dépendant de la résolution spatiale des surfaces élémentaires. La seconde méthode, la photogrammétrie mesure directement la forme du concentrateur à partir des coordonnées en 3 dimensions des surfaces élémentaires déduites de plusieurs photos en haute résolution [5]. Une méthode alternative a été développée par la DLR et validée sur les concentrateurs des systèmes DISTAL et EURODISH [6]. Appelée « color coded target », cette méthode est basée sur le principe de la déflectométrie qui consiste à observer la réflexion d'un schéma régulier placé à la focale de la parabole, une cible constituée de 22 bandes colorées. Un observateur situé dans l'idéal à une distance infinie du concentrateur (minimum de 250 m) prend alors 2 photographies (bandes horizontales puis bandes verticales) de l'image de la cible réfléchi par la parabole. Ensuite, un programme analyse les images et assigne à chaque pixel une position (x, y, z) sur la cible et sur la parabole. Connaissant les coordonnées de chaque vecteur directeur \vec{s} des rayons émis par la cible et \vec{r}_e réfléchi par la parabole, on peut alors en déduire les vecteurs normaux \vec{n}_{slope} de chaque surface élémentaire et directement les erreurs de pointage associées σ_x et σ_y dans les directions \vec{i} et \vec{j} ou σ_r et σ_t dans les directions radiale et tangentielle d'un repère cylindrique. L'intérêt de cette méthode est qu'elle est très rapide à mettre en place comparée aux deux précédentes et la résolution spatiale est élevée avec des surfaces élémentaires de 11.348 x 11.348 mm.

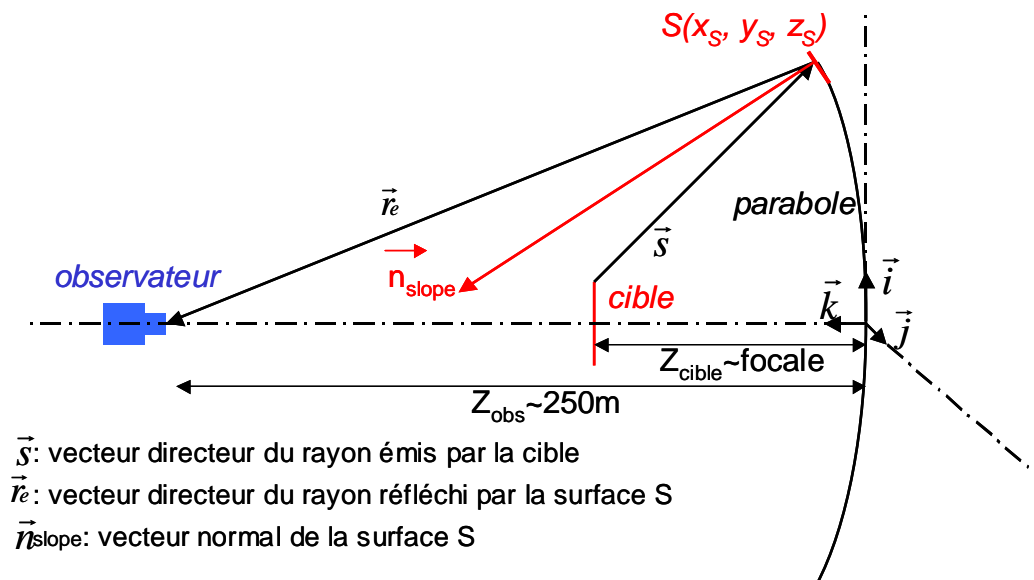


Figure 4.6 : Principe de fonctionnement de la méthode « color coded target » développée par la DLR

Le concentrateur parabolique du système EURODISH de 8.5 m de diamètre et de 4.52 m de distance focale, n'est pas une parabole idéale classique, dont la géométrie est décrite par l'équation Eq.4.4, mais est composé de 10 anneaux 'paraboliques' de focales légèrement

différentes ; chaque anneau ‘parabolique’ est défini par l’équation Eq.4.5. Les coefficients A en m⁻¹ B en m sont donnés dans le Tableau 4.1.

$$Z_s = \frac{(X_s^2 + Y_s^2)}{4f} \quad \text{Eq.4.4}$$

$$Z_s = A(X_s^2 + Y_s^2) + B \quad \text{Eq.4.5}$$

Où X_s, Y_s, Z_s sont les coordonnées dans le repère orthonormé ($\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$) des surfaces élémentaires décrivant la parabole (Figure 4.6).

Anneau	Rayon intérieur	Rayon extérieur	A (m ⁻¹)	B (m)
1	0	1.2991	5.51450314 .10 ⁻²	0
2	1.2991	1.9598	5.53423878 .10 ⁻²	-3.33093007 .10 ⁻⁴
3	1.9598	2.3562	5.53073074 .10 ⁻²	-1.98357778 .10 ⁻⁴
4	2.3562	2.7526	5.52500762 .10 ⁻²	1.19362407 .10 ⁻⁴
5	2.7526	3.0608	5.54939040 .10 ⁻²	-1.72800719 .10 ⁻³
6	3.0608	3.3691	5.53951866 .10 ⁻²	-8.03143645 .10 ⁻⁴
7	3.3691	3.5894	5.52900047 .10 ⁻²	3.90791663 .10 ⁻⁴
8	3.5894	3.8096	5.51635296 .10 ⁻²	2.02023460 10 ⁻³
9	3.8096	4.0738	5.50190269 .10 ⁻²	4.11738116 .10 ⁻³
10	4.0738	4.25	5.49485260 .10 ⁻²	5.28742004 .10 ⁻³

Tableau 4.1 : Description géométrique de la parabole du système EURODISH à Odeillo

La méthode « color coded target » a été utilisée en juillet 2005 lors de la campagne de mesures optiques pour caractériser la qualité géométrique de la parabole du module EURODISH à Odeillo. De plus, la réflectivité totale de la parabole a été mesurée à 92.5 %, valeur légèrement inférieure à celle annoncée par le constructeur (94 %) et la surface utile est donnée à 53 m². La Figure 4.7 montre les deux photographies de l’image de la cible à bandes horizontales puis verticales réfléchi par la parabole. La distance de prise des photographies était trop faible (<250 m) ce qui n’a pas permis de caractériser toute la surface de la parabole (zones blanches aux extrémités). De plus, le contraste faible des deux photographies a également entraîné des surfaces non caractérisées. Au final, 37.9 m² des erreurs de surfaces élémentaires ont pu être évalués soit 71 % des 53 m² de surface utile [7].



Figure 4.7 : Photographie de la cible réfléchi par la parabole ; à gauche avec des bandes horizontales, à droite avec des bandes verticales

La Figure 4.8 donnent les composantes radiales σ_r et tangentielles σ_t des erreurs macroscopiques de la parabole du système EURODISH à Odeillo pour des surfaces élémentaires de 11.348 x 11.348 mm. On remarque que la parabole a une erreur globale dans la direction radiale tendant vers des valeurs négatives ce qui signifie que la distance focale du concentrateur sera légèrement supérieure à sa valeur donnée par le constructeur (4.52 m). On note également deux anneaux caractéristiques, le premier d'un rayon de 2.5 m avec une erreur radiale positive de l'ordre de 5-6 mRad et le second d'un rayon de 3.5 m avec une erreur radiale négative proche de -8 mRad. De plus, on note que deux pétales formant la parabole se distinguent des autres ; le premier, à '1 h', a une erreur radiale fortement positive et le second, à '5 h', a une erreur négative sur ses bords extérieurs proche de -10 mRad. Sur la Figure 4.8, à droite qui représente les composantes tangentielles σ_t , on remarque un schéma répétitif caractéristique d'un défaut de fabrication pour chaque pétale (12) formant la parabole ; on note dans la première moitié une erreur tangentielle fortement positive (6-8 mRad) et dans la seconde une erreur tangentielle négative (-2--4 mRad).

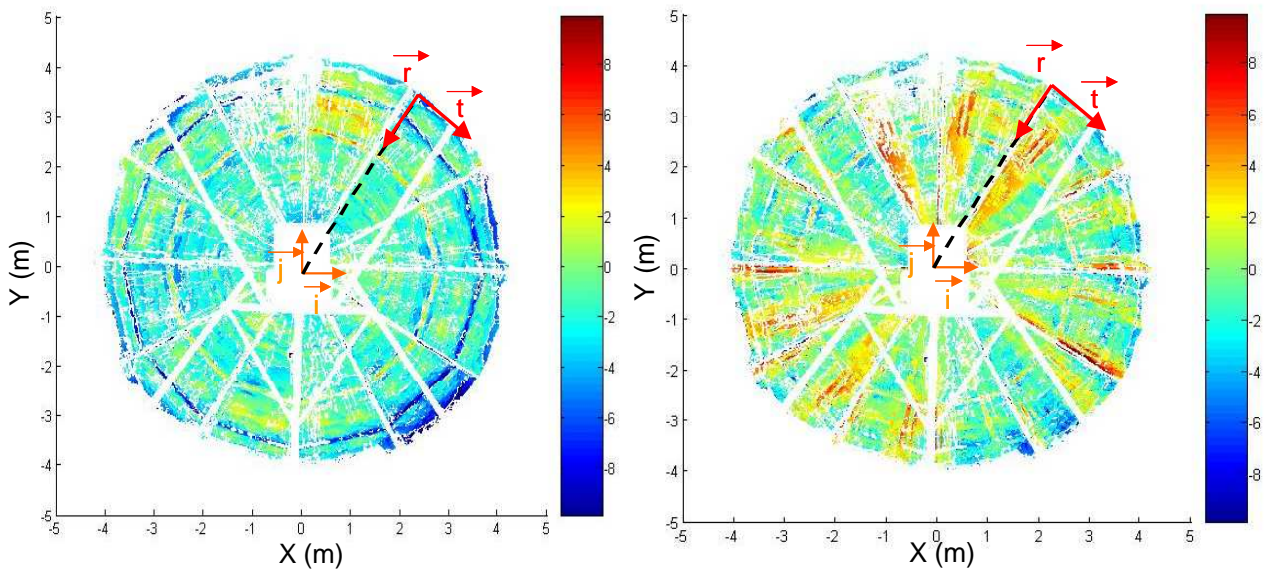


Figure 4.8 : Composantes radiales σ_r à gauche ($\sigma_r > 0$, déviation vers l'intérieur) et tangentielles σ_t à droite ($\sigma_t > 0$, sens des aiguilles d'une montre) en mRad des erreurs macroscopiques de la parabole du système EURODISH à Odeillo

A partir des composantes σ_x et σ_y dans les directions \vec{i} et \vec{j} des erreurs macroscopiques, on peut calculer en utilisant les équations Eq.4.2 et Eq.4.3, l'erreur macroscopique et optique (en négligeant les erreurs microscopiques) caractérisant la qualité géométrique du concentrateur parabolique. Le Tableau 4.2 donne les valeurs de l'erreur optique (le double de l'erreur macroscopique) pour chaque anneau défini dans le Tableau 4.1 et pour la parabole complète.

<u>Anneau</u>	<u>1</u>	<u>2</u>	<u>3</u>	<u>4</u>	<u>5</u>	<u>6</u>	<u>7</u>	<u>8</u>	<u>9</u>	<u>10</u>	<u>parabole</u>
<u>σ_{slope} (mRad)</u>	<u>4.5</u>	<u>3.5</u>	<u>3.5</u>	<u>3.9</u>	<u>4</u>	<u>4.1</u>	<u>5.6</u>	<u>4.6</u>	<u>5.4</u>	<u>6.9</u>	<u>4.427</u>
<u>$\sigma_{optique}$ (mRad)</u>	<u>8.9</u>	<u>7.0</u>	<u>7.0</u>	<u>7.7</u>	<u>8.0</u>	<u>8.2</u>	<u>11.2</u>	<u>9.2</u>	<u>10.8</u>	<u>13.8</u>	<u>8.855</u>

Tableau 4.2 : Erreurs macroscopiques et optiques du concentrateur parabolique du système EURODISH à Odeillo

4.3.3 Modélisation d'un concentrateur parabolique par le code de calculs SOLTRACE

Dans sa thèse, P. GARCIA [8] a établi une étude comparative des différents codes de calculs de flux solaires concentrés existant actuellement et conclut en les classant en deux catégories correspondant aux deux types de problèmes rencontrés dans l'étude d'une centrale solaire à concentration :

- Codes d'optimisation pour concevoir un projet d'installation comme UHC-RCCELL [9], WINDELSOL [10] ou HFLCAL [11].
- Codes d'analyse des performances optiques pour une installation donnée comme FIAT LUX [12], MIRVAL [13] ou SOLTRACE[14].

Dans notre cas où l'on cherche à simuler les performances optiques du concentrateur du système EURODISH à Odeillo, un code appartenant à la seconde catégorie est nécessaire. La venue au laboratoire PROMES en décembre 2005 d'Allan LEWANDOWSKI, à cette époque chercheur au National Renewable Energy Laboratory (NREL) et utilisateur expérimenté de SOLTRACE, nous a permis de prendre rapidement en main ce code, d'appréhender ses difficultés et de mesurer l'étendue de ses possibilités.

4.3.3.1 Généralités sur le code de calculs SOLTRACE

Le but de SOLTRACE, développé au sein du NREL est de modéliser des systèmes optiques de centrales solaires à concentration et d'analyser leurs performances. Le code de calcul utilise la méthode dite « de lancer de rayons ». L'utilisateur sélectionne un nombre donné de rayons à tracer issus du disque solaire. Chaque rayon interagit optiquement avec le système. Le principe de base de cette méthode est de choisir de manière aléatoire une série de rayons issus d'une surface 1, et de déterminer la quantité de rayons de cette série qui arrive sur une surface 2. L'éclairement d'un élément de surface est ainsi déterminé grâce à la proportion de rayons impactant cette surface par rapport au nombre total de rayons lancés. Dans le cas d'un système concentrateur à une réflexion (cas du système Parabole/Stirling), cet algorithme est employé deux fois, la première entre le soleil et la surface réfléchissante, en respectant une distribution énergétique correspondant à la forme du soleil, puis entre le champ solaire et le récepteur, en respectant une loi statistique de distribution d'erreurs correspondant aux imperfections de l'élément réfléchissant (réflectivité, erreurs macroscopiques ou microscopiques). Dans SOLTRACE, un système optique est organisé en étages dans un système de coordonnées globales. Un étage est une section de la géométrie optique qu'un rayon ne pourra à nouveau rencontrer une fois qu'il l'aura quittée. Le but de cette division en étages est d'économiser du temps de calcul et de faciliter le tracé des rayons. Un étage est organisé en éléments. Chaque élément possède ses caractéristiques propres et est décrit dans un système de coordonnées relatif à l'étage. La description complète d'un système optique complexe composé de milliers d'éléments entraîne alors pour l'utilisateur des calculs fastidieux nécessitant l'utilisation d'un tableur EXCEL pour :

- La définition de chaque élément ; sa géométrie, ses propriétés optiques (réflectivité, erreurs macroscopiques et microscopiques...).
- La position et l'orientation en trois dimensions de chaque élément dans le système de coordonnées de l'étage, lui même dépendant d'un système de coordonnées globales.

4.3.3.2 Modélisation d'un concentrateur parabolique sous SOLTRACE

Dans le cas d'un concentrateur parabolique tel que celui utilisé par le système EURODISH, on peut distinguer trois niveaux de modélisation plus ou moins complexes.

Le premier, le plus simple consiste à définir le concentrateur comme un seul élément parabolique (Eq.4.4) d'un diamètre de 8.5 m et d'une distance focale de 4.52 m. Les propriétés optiques de l'élément seront alors la réflectivité du concentrateur et l'erreur optique globale $\sigma_{optique}$ estimée à 8.855 mRad dans le paragraphe §4.3.2 à partir de mesures expérimentales. Cette méthode, très simple à mettre en œuvre, permet d'avoir une première idée des pertes par débordement de la tâche focale. Cependant, ces calculs peuvent s'éloigner fortement de la réalité car la forme réelle du concentrateur (10 anneaux paraboliques) n'est pas prise en compte. De plus, l'erreur optique globale est une valeur statistique (écart-type) assignée à l'ensemble du concentrateur or les erreurs locales des surfaces élémentaires sont très différentes d'un endroit à un autre du concentrateur (Figure 4.8).

La seconde méthode consiste à définir les dix anneaux paraboliques formant le concentrateur. Chaque anneau est modélisé par un élément caractérisé par un diamètre intérieur, un diamètre extérieur et les coefficients A et B donnés dans le Tableau 4.1. Par rapport à la première modélisation, on définit cette fois la géométrie de design du concentrateur. De plus, on peut assigner à chaque anneau parabolique, les erreurs optiques $\sigma_{optique}$ données dans le Tableau 4.2. Cependant, comme pour la première méthodologie, on ne prend pas en compte les erreurs locales responsables des pics de flux au niveau de l'absorbeur. Cette méthode permet tout de même de connaître précisément les distributions de flux solaire concentré du concentrateur réel idéal, c'est à dire sans erreurs optiques.

La dernière méthode, la plus complexe et donc la plus consommatrice en temps de calculs permet, cette fois-ci de modéliser les erreurs locales du concentrateur. Elle consiste à diviser le concentrateur en n surfaces élémentaires planes, chacune modélisée par un élément que l'on oriente selon les composantes σ_x et σ_y des erreurs macroscopiques. La difficulté de cette méthode est que les temps de calculs augmentent de façon exponentielle en fonction du nombre d'éléments. Or si l'on veut faire correspondre chaque élément à une mesure d'erreur macroscopique (résolution de 11.348 x 11.348 mm), le concentrateur doit alors être divisé en plus de 300000 éléments! L'idée est alors de limiter entre 4000 et 8000 (selon la précision des résultats que l'on souhaite et les temps de calculs) le nombre d'éléments composant le concentrateur. Chaque élément, parabolique et non plus plan, sera alors orienté selon des valeurs moyennes des mesures d'erreurs macroscopiques des surfaces élémentaires composant cet élément. Le système optique composé de ces éléments ne forme alors plus le concentrateur réel mais un concentrateur composé de paraboles de faibles dimensions et disposées de façon à suivre la géométrie donnée dans le Tableau 4.1. La Figure 4.9 illustre cette modélisation. Les coordonnées (X_E, Y_E, Z_E) dans le repère orthonormé $(\vec{i}, \vec{j}, \vec{k})$ de l'élément E et celle du vecteur normal idéal \vec{n}_{ideal} sont données par l'équation Eq.4.6.

$$E \begin{pmatrix} X_E \\ Y_E \\ Z_E = A(X_E^2 + Y_E^2) + B \end{pmatrix} \quad \text{et} \quad \vec{n}_{ideal} \begin{pmatrix} -X_E \\ -Y_E \\ \frac{1}{2B} \end{pmatrix} \quad \text{Eq.4.6}$$

où A et B dépendent de la coordonnée radiale R_E dans le repère cylindrique $(\vec{r}, \vec{t}, \vec{k})$ de l'élément sur la parabole (Tableau 4.1) :

$$R_E = \sqrt{(X_E^2 + Y_E^2)} \quad \text{Eq.4.7}$$

La distance focale de l'élément E calculée par l'équation Eq.4.8 représente la distance entre sa localisation définie par ses coordonnées (X_E, Y_E, Z_E) et le point foyer (Eq.4.9) de l'anneau parabolique sur lequel il est situé.

$$f_E = \sqrt{(X_E^2 + Y_E^2 + (f_{ANNEAU} - Z_E)^2)} \quad \text{Eq.4.8}$$

avec

$$f_{ANNEAU} = \frac{(X_E^2 + Y_E^2)}{4(A(X_E^2 + Y_E^2) + B)} \quad \text{Eq.4.9}$$

Les calculs utilisés pour calculer les coordonnées du vecteur \vec{n}_{slope} normal à l'élément et entachés de l'erreur macroscopique σ_{slope} sont donnés en annexe A2.

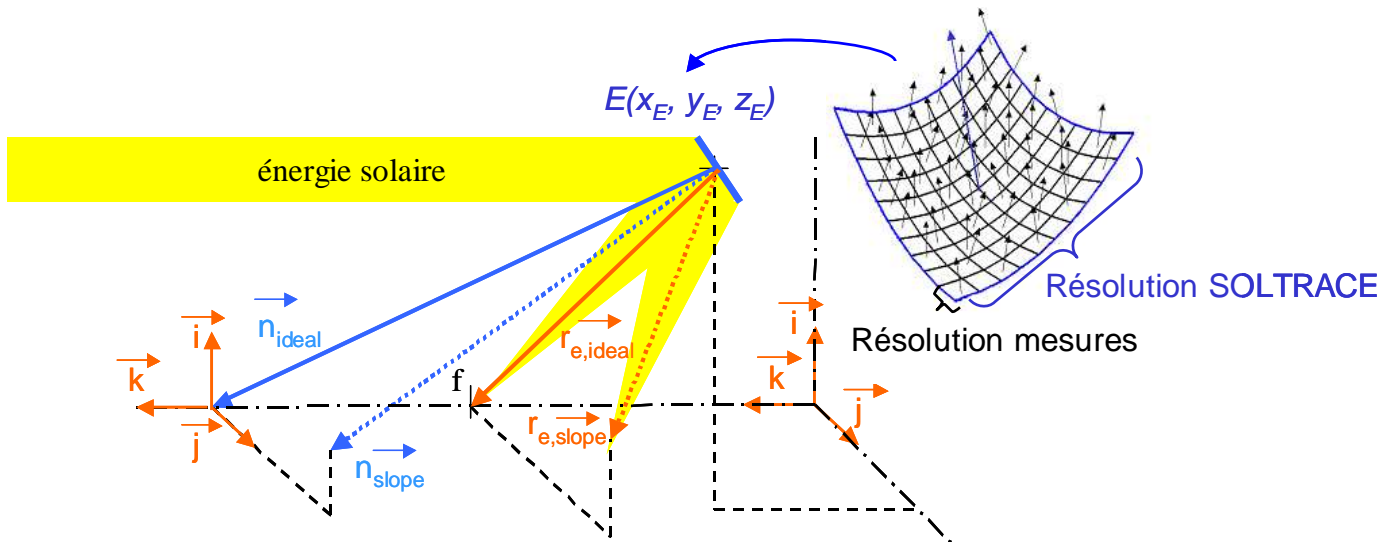


Figure 4.9 : Illustration de la modélisation d'un concentrateur parabolique développée sous SOLTRACE

Dans un premier temps, il est nécessaire de valider cette méthodologie. Pour cela, on compare les résultats des simulations sous SOLTRACE de la forme réelle idéale, modélisée par 10 éléments représentant les 10 anneaux paraboliques formant le concentrateur (deuxième méthode), à un concentrateur divisée en 4400 éléments rectangulaires paraboliques. Chaque élément, d'une surface apparente de 11.3 x 11.3 cm (0.0128 m²) est orienté idéalement en fonction de sa position. Le calcul des coordonnées de chaque élément et des vecteurs normaux associés ainsi que leurs distances focales se fait dans un premier temps sous un tableur EXCEL puis dans un second sont exportés vers SOLTRACE. Les masques dus aux supports du concentrateur et au bloc moteur Stirling sont également pris en compte dans les simulations sous forme de bandes rectangulaires opaques dont les dimensions sont données en annexe A2. Ces masques diminuent la surface utile du concentrateur de 56.7 m² à 53 m². La Figure 4.10 montre quelques interactions sous SOLTRACE entre les rayons lancés et le concentrateur réel idéal modélisé par 10 anneaux paraboliques.

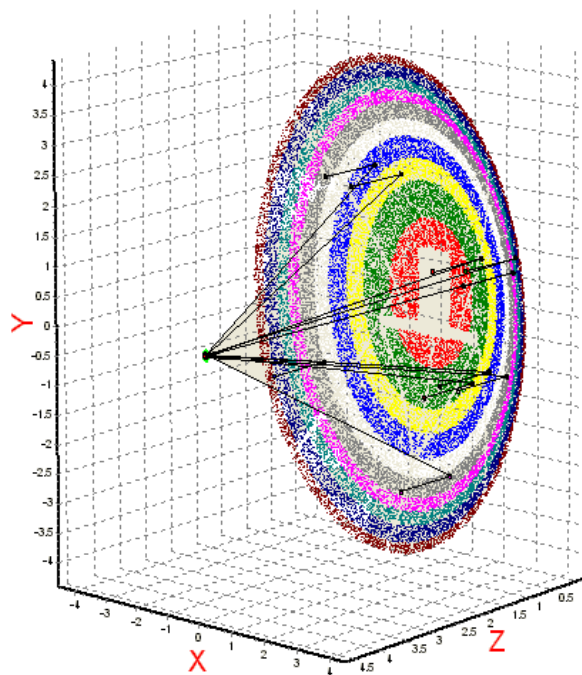


Figure 4.10 : Concentrateur réel idéal modélisée sous SOLTRACE par 10 anneaux paraboliques avec quelques rayons tracés

Les résultats des simulations sont présentés sous SOLTRACE, sous forme de carte de flux dans différents plans virtuels parallèles au plan focal du concentrateur. Le choix de la taille de la maille et du nombre de rayons à lancer est un compromis entre l'incertitude sur la valeur du flux calculé par maille, le raffinement du maillage et le temps de calcul. En effet comme expliqué en annexe A2, plus le maillage est fin, plus le nombre de rayons lancés doit être important et plus le temps de calcul est long pour garder une incertitude acceptable. Afin de pouvoir comparer entre eux de façon précise les différents résultats, par la suite, dans toutes les simulations, le nombre de rayons lancés sera de 1 million et les cartes de flux seront étudiées sur une surface de 0.18 x 0.18 m divisée en 50 x 50 mailles ; la résolution d'une maille est alors constante à 7.2 x 7.2 mm. Ces paramètres aboutissent dans toutes les simulations à des incertitudes sur les flux inférieures à 2 %. La forme du soleil sera également constante tout au long de cette étude sous forme d'une distribution Gaussienne d'écart type égal à 2.73 mRad. En effet, les résultats obtenus sont identiques à ceux établis avec un profil solaire en forme de fonction cosinus, plus conforme aux observations expérimentales faites à Odeillo. La réflectivité totale du concentrateur et l'ensoleillement direct normal seront toujours respectivement égaux à 94 %, valeur donnée par le constructeur, et à 1000 W.m^{-2} .

La Figure 4.11 donne les résultats des deux simulations présentés sous forme de pics de flux et de puissance interceptée par une ouverture de 19 cm de diamètre dans des plans virtuels proche de la focale (4.52 m). La simulation du concentrateur idéal par 4400 éléments paraboliques donne des résultats proches de ceux de la simulation du concentrateur réel idéal (10 anneaux paraboliques). Les écarts sur les pics de flux sont inférieurs à 5 % et ceux sur la puissance interceptée inférieurs à 1%.

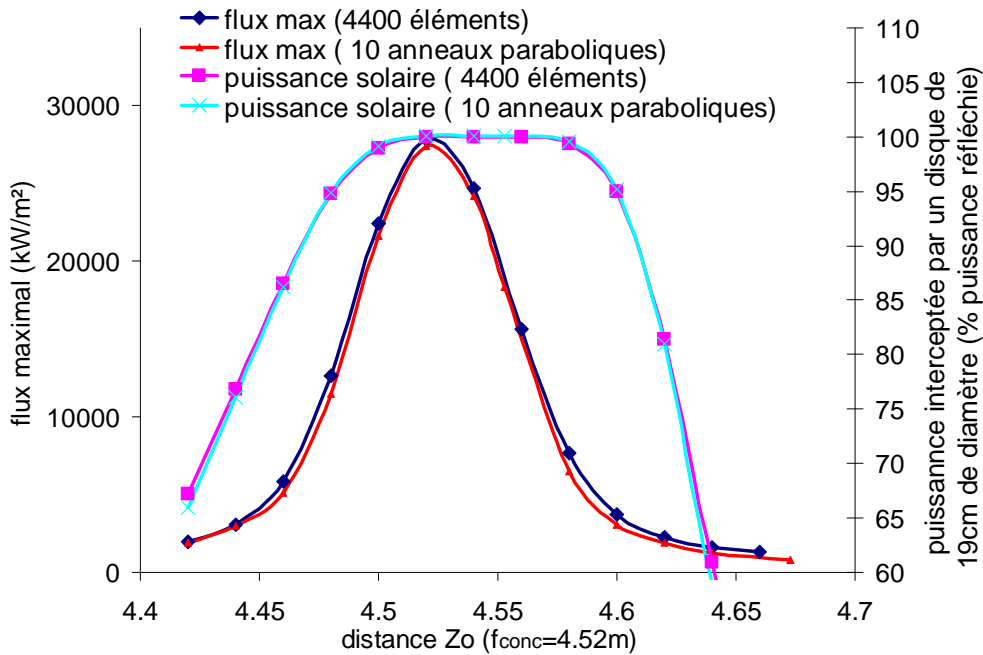


Figure 4.11 : Simulations sous SOLTRACE du concentrateur réel idéal (10 anneaux paraboliques) et du concentrateur divisé en 4400 éléments paraboliques orientés idéalement

4.3.4 Simulation sous SOLTRACE du concentrateur du système EURODISH à Odeillo

La méthodologie développée sous SOLTRACE consistant à diviser le concentrateur en n éléments rectangulaires paraboliques de petites dimensions ayant été validée, on peut maintenant introduire dans le calcul des vecteurs normaux de chaque élément, les erreurs locales associées. L'erreur macroscopique d'un élément correspond alors à la moyenne des mesures des surfaces élémentaires formant cet élément. Les résultats des simulations sont comparés à des mesures expérimentales de distribution du flux solaire, faites pendant la campagne optique menée conjointement avec la DLR en juillet 2005. D'après [7], l'incertitude sur les flux mesurés est comprise dans une fourchette allant de 2.5 % jusqu'à 8 %. Les mesures de flux ont été réalisées dans deux plans perpendiculaires à l'axe optique de la parabole :

- Le premier correspond au plan focal mesuré à 4.553 m (valeur de design à 4.52 m) au niveau de l'ouverture du récepteur solaire.
- Le second est le plan où se situe l'absorbeur solaire, 12 cm derrière le plan focal ($Z=4.673$ m).

Les valeurs d'entrée des simulations sous SOLTRACE sont identiques à celle du §4.3.3.2. La Figure 4.12 montre la distribution du flux solaire dans le plan focal, en $Z=4.553$ m mesuré et simulé sous SOLTRACE. La « tâche » solaire calculée est proche de celle mesurée. Le pourcentage de la puissance solaire réfléchie (49.7 kW) interceptée par un disque de 19 cm de diamètre est calculée à 89 % et est mesurée à 86.1 % soit une différence de 3.6 % (1.7 kW). La différence majeure est la valeur du flux maximal ; celui ci est calculé à 7640 kW.m^{-2} et est mesuré à 9305 kW.m^{-2} . En plus des incertitudes de mesure, cette différence peut être due au nombre de données manquantes dans les mesures d'erreurs macroscopiques (37.9 m^2 sur 53 m^2 ont pu être évalués, §4.3.2) et aux effets de moyenne lors du calcul des vecteurs normaux des 4400 éléments.

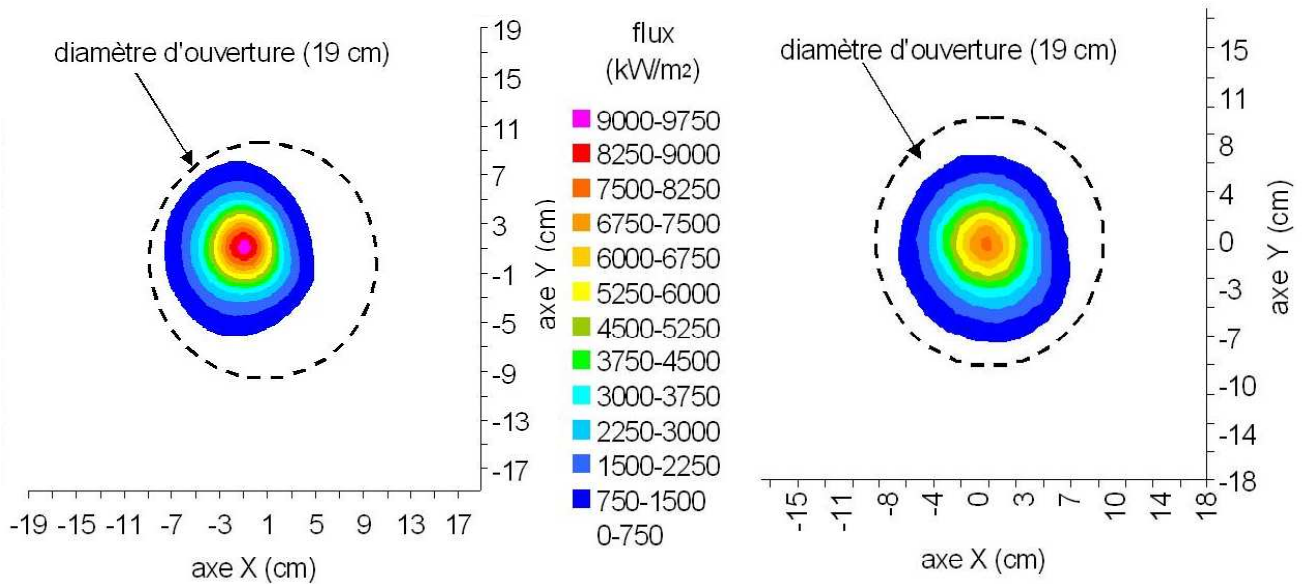


Figure 4.12 : Cartes de flux solaire mesurés (à gauche [7]) et calculés sous SOLTRACE (à droite) dans le plan focal ($Z=4.553$ m) normalisés pour un DNI de 1000 W.m^{-2} et une réflectivité de 94 %

Dans le plan absorbeur (Figure 4.13), Les rayons solaires réfléchis divergent et les irrégularités dans la distribution solaire, dues aux erreurs macroscopiques du concentrateur, deviennent plus évidentes. La forme de la distribution du flux solaire est particulièrement bien simulée. On observe le même pic de flux au même emplacement et avec une valeur calculée à 1516 kW.m^{-2} et mesurée à 1583 kW.m^{-2} . Le récepteur hexagonal intercepte selon SOLTRACE, 74.8 % de la puissance solaire réfléchie par la parabole et 78 % d'après les mesures. Le flux moyen sur cette surface hexagonale est alors calculé à 701 kW.m^{-2} et est mesuré à 688 kW.m^{-2} soit un écart inférieur à 2 %. On observe également que l'inhomogénéité du flux solaire est très forte entraînant un degré d'uniformité très faible de l'ordre de 0.1 ce qui signifie que le flux maximal sur l'absorbeur est dix fois plus élevé que le flux minimal observé.

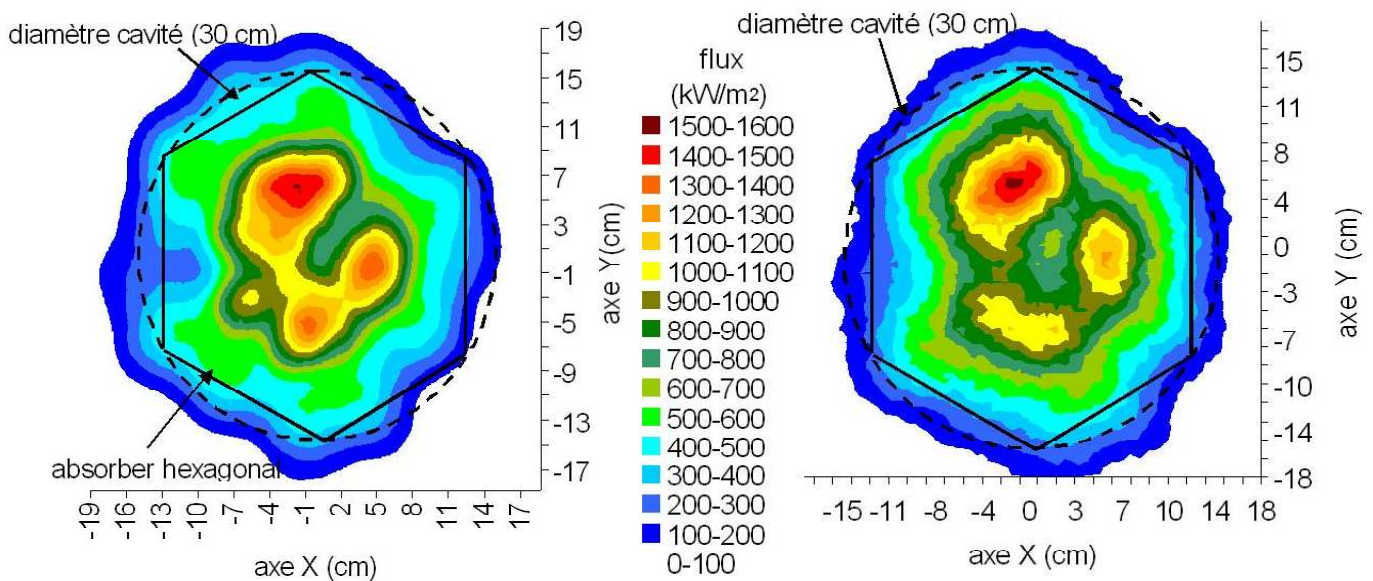


Figure 4.13 : Cartes de flux solaires mesurés (à gauche, [7]) et calculés sous SOLTRACE (à droite) dans le plan absorbeur ($Z=4.673 \text{ m}$) normalisés pour un DNI de 1000 W.m^{-2} et une réflectivité de 94 %

La Figure 4.14 donne les rayons des disques interceptant un certain pourcentage de la puissance solaire réfléchiée par la parabole dans différents plans proches de la focale. Le récepteur solaire est également schématisé. Tout d'abord, le plan focal de la parabole ne se situe pas parfaitement dans le plan de l'ouverture (19 cm de diamètre) mais 2 cm derrière. La part de la puissance solaire réfléchiée qui entre dans la cavité est alors calculée à 87.3 % et est mesurée à 85 %. Les résultats des simulations sont bons en particulier à l'avant de l'ouverture. A l'arrière les résultats s'éloignent des mesures pour des pourcentages de puissance solaire réfléchiée élevée ; le rayon du disque interceptant 90 % de l'énergie solaire est pour un décalage sur l'axe optique de -6 cm par rapport au plan focal est calculé à 13.7 cm et est mesurée à 15 cm. La cavité est à l'origine conçue pour capter 90 % de la puissance solaire réfléchiée ; avec la parabole du système à Odeillo, cette valeur est obtenue pour un diamètre d'ouverture de 21 cm selon SOLTRACE et de 23.6 cm selon les mesures. On remarque qu'il serait judicieux de mettre l'ouverture exactement dans le plan focal ($Z=0$ cm), la cavité actuelle capturerait alors 89 %, selon SOLTRACE, de la puissance solaire réfléchiée et une ouverture d'un diamètre de 18 cm (21 cm selon les mesures) suffirait pour en capter 90 %. Cependant pour une même profondeur de cavité, on diminuerait également l'énergie solaire frappant directement l'absorbeur solaire).

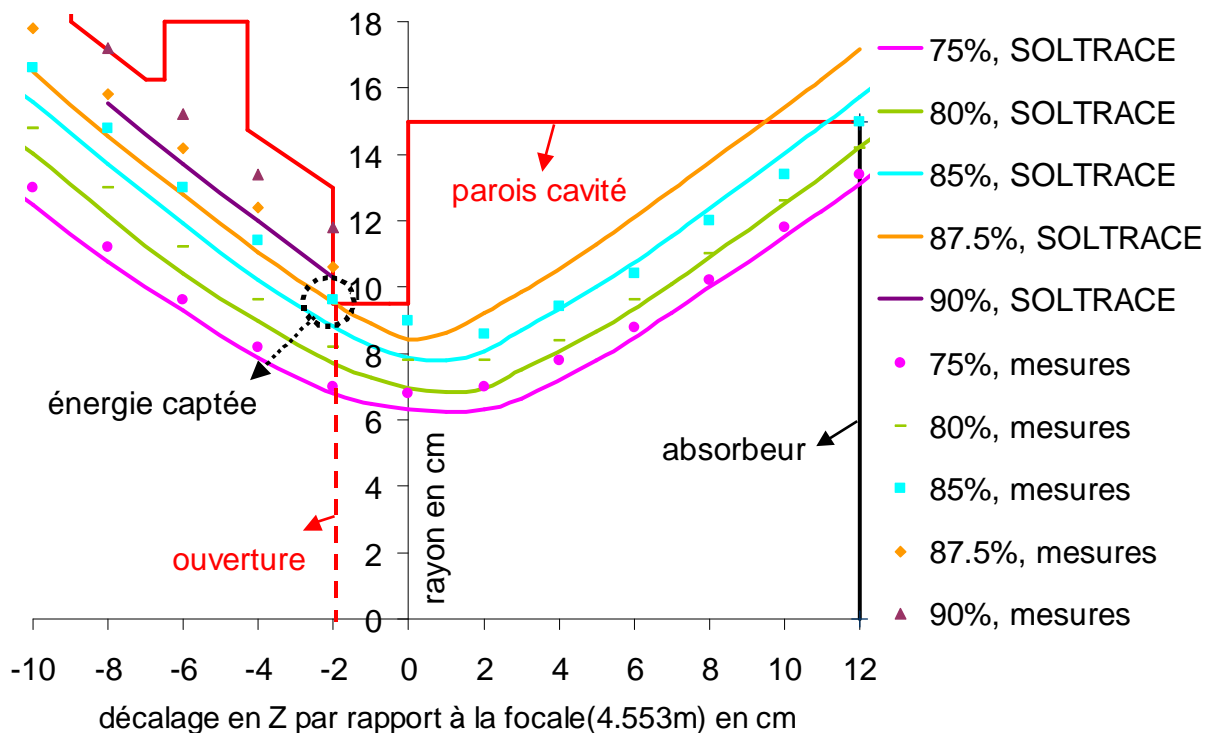


Figure 4.14 : Courbes représentant les rayons de disques interceptant un certain pourcentage de la puissance solaire réfléchiée dans différents plans proches du récepteur solaire : traits pleins : calculé sous SOLTRACE, points : mesures expérimentales

La confrontation des résultats des simulations à des mesures expérimentales montre que SOLTRACE est un code puissant bien adapté pour la modélisation et l'étude des erreurs macroscopiques d'un concentrateur parabolique. L'intérêt de l'utilisation d'un code de calcul par rapport à des mesures expérimentales est multiple. Une fois que l'on dispose de mesures des erreurs macroscopiques locales établies, par exemple avec la méthode « color coded target » rapide et avec une résolution faible, on peut alors avoir accès à toutes les cartes de flux que l'on désire selon la géométrie de la cavité (annexe A4). Il est alors aisé d'optimiser cette géométrie en fonction de différents paramètres sans avoir recours à de nouvelles mesures de carte de flux, toujours longues et délicates à réaliser. De plus, SOLTRACE permet de connaître le trajet de chaque rayon lancé ; il est alors possible d'étudier les parties de la parabole à l'origine de pics de flux (Figure 4.15). On peut ainsi masquer ces surfaces ce qui aurait pour effet d'homogénéiser le flux solaire sans trop diminuer la puissance solaire réfléchie (annexe A2).

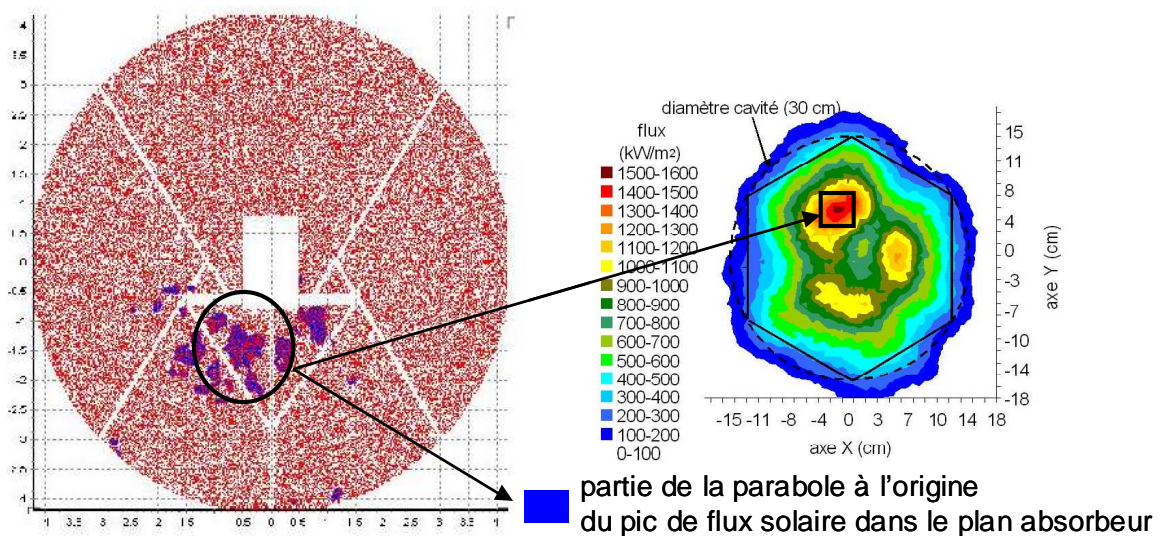


Figure 4.15 : Représentation des éléments de la parabole à l'origine du pic de flux solaire dans le plan absorbeur ($Z=4.673$, 12 cm derrière la focale)

4.4 Modélisation du récepteur solaire du système EURODISH

Le paragraphe précédent §4.3 sur la modélisation du concentrateur parabolique dans l'environnement SOLTRACE a montré que l'on dispose d'un outil de calcul capable de calculer de façon précise la distribution du flux solaire concentré dans le récepteur solaire du système EURODISH. Il faut ensuite appliquer les lois de la physique des transferts de chaleur par conduction, convection et rayonnement afin de modéliser les échanges dans la cavité et ainsi calculer les pertes thermiques du récepteur solaire et la puissance fournie au gaz de travail du moteur Stirling circulant dans les 78 tubes de l'absorbeur. En utilisant successivement SOLTRACE et un modèle thermique, on modélise alors la partie thermo-optique du système EURODISH.

De nombreux phénomènes physiques interviennent dans la cavité, rendant complexe son bilan thermique. La méthode nodale d'analyse numérique est particulièrement adaptée à ce type de problème. Celle-ci consiste à discrétiser le système à étudier en plusieurs sous-domaines ; au centre de chaque sous-domaine, on place alors un nœud auquel on affecte soit la masse du sous-domaine (formulation enthalpique), soit la capacité calorifique (formulation en température). La température du nœud est alors considérée uniforme dans tout le sous-

domaine. A partir des lois de la physique, les échanges thermiques entre chacun des nœuds sont ensuite calculés.

4.4.1 Discrétisation du récepteur solaire

Nous avons vu que la distribution du flux solaire concentré sur l'absorbeur n'est pas homogène (Figure 4.13). Pour prendre en compte ce phénomène physique, l'absorbeur a été discrétisé en 8 sous-domaines (Figure 4.16). Les nœuds 1 et 8 modélisent les tubes ne voyant pas directement le flux solaire. On considère que les tubes appartenant à un même sous-domaine ont une longueur moyenne identique donnée dans le Tableau 4.3. Les parois de la cavité ont été divisées en deux sous-domaines ; le premier (nœud 9), proche de l'ouverture, ne voit pas directement la puissance solaire concentrée, le second (nœud 10) reçoit une partie de la puissance réfléchiée par la parabole. A noter que la dimension de ces deux sous-domaines dépend du diamètre d'ouverture d_{ouv} de la cavité ; en effet, si le diamètre augmente, la partie non-éclairée de la céramique diminue. Et enfin le dernier nœud (11) représente le sous-domaine « air ambiant ». Les dimensions de la cavité données sur la Figure 4.16 correspondent à celles installée depuis février 2005 à Odeillo.

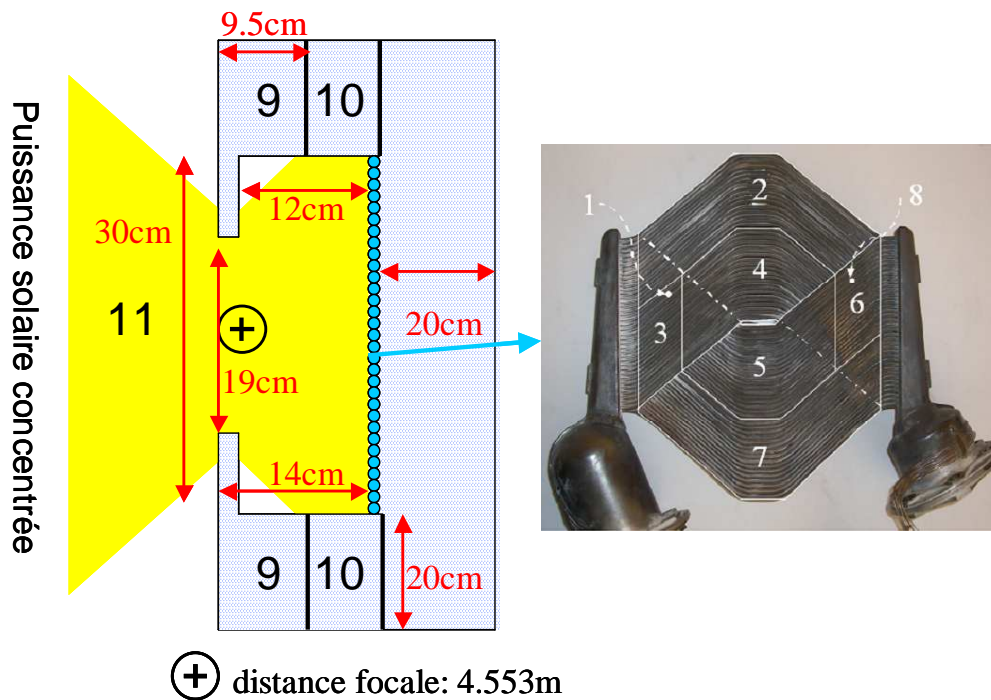


Figure 4.16 : Sous-domaines de la modélisation du récepteur solaire

Pour chaque nœud i , en utilisant la formulation en température, ce qui suppose des variations de masse nulles, la conservation de l'énergie prend alors la forme suivante :

$$(\rho_m C_p V)_i \frac{dT_{wi}}{dt} = \sum_j \Theta_{j-i} + \Theta_i \quad \text{Eq.4.10}$$

Θ_{j-i} est la chaleur échangée par convection, conduction, réflexion ou rayonnement thermique (Figure 4.2) entre les nœuds j et i , et Θ_i est une source ou un puit de chaleur du sous-domaine i (puissance solaire concentrée).

<u>sous-domaine</u>	<u>nombre de tubes</u>	<u>longueur moyenne (cm)</u>
1 et 8	39	83.8
2 et 7	17	273
3 et 6	22	60.4
4 et 5	22	148
9	--	7.5 (Réf : d _{ouv} =19 cm)
10	--	4.5 (Réf : d _{ouv} =19 cm)

Tableau 4.3 : Dimension des sous-domaines

4.4.2 Pertes thermiques par convection et conduction

Les pertes thermiques par convection sont distinguées en deux types de pertes appelées dans la pratique pertes arrière et pertes avant. Les pertes avant sont dues à la convection naturelle à travers l'ouverture de la cavité. De nombreux travaux, permettant d'estimer à partir de corrélations, un coefficient de convection naturelle entre les parois d'une cavité ouverte et l'air ambiant, sont disponibles dans la littérature [15]. Il est fortement dépendant de la géométrie de la cavité et des niveaux de températures dans celle-ci. Les corrélations données dans [15] ont été testées et donnent un coefficient de convection compris entre 1 et 6 W.m⁻².K⁻¹ (annexe A3). Nous prendrons la corrélation développée par Le Quere *et al.*, simple d'utilisation. Elle est donnée par :

$$Nu = aGr^b \quad \text{Eq.4.11}$$

Avec Nu le nombre de Nusselt et Gr le nombre de Grashof, calculés à partir de l'équation Eq.4.12. a et b sont deux coefficients empiriques fonction de l'angle entre la cavité et le sol. Pour un angle constant de 45°, le coefficient de convection h_{cav} est estimé à 5.3 W.m⁻².K⁻¹.

$$Nu = \frac{h_{cav} d_{ouv}}{\lambda_{air}} \quad \text{et} \quad Gr = \frac{g\beta(T_{cav} - T_a)d_{ouv}^3}{\nu^2} \quad \text{Eq.4.12}$$

Les échanges convectifs entre les différents nœuds i et le nœud représentant le sous-domaine « air ambiant » sont alors donnés par :

$$\Theta_{i-11}^{Cv} = h_{cav} S_i (T_{wi} - T_a) \quad \text{Eq.4.13}$$

Les pertes arrière, appelées pertes par conducto-convection représentent le flux de chaleur conduit à travers les parois en céramique de la cavité (parois latérales et à l'arrière de l'absorbeur) puis évacué par convection naturelle vers le milieu ambiant, i=11. Pour le nœud i (i=1 ;10), on l'exprime par l'équation Eq.4.14 :

$$\Theta_{i-11}^{Cdv} = \frac{(T_{wi} - T_a)}{Rt_{i-11}^{Cdv}} \quad \text{Eq.4.14}$$

Avec pour les noeuds 9 et 10, (h_{ext}=10 W.m⁻².K⁻¹)

$$Rt_{i-11}^{Cdv} = \frac{1}{h_{ext} S_{i,ext}} + \frac{1}{\lambda_{cer} 2\pi L m_i} \ln\left(\frac{d_{cav} + 2e_{cer}}{d_{cav}}\right) \quad \text{Eq.4.15}$$

Et pour les noeuds de l'absorbeur (1 à 8), (h_{ext}=10 W.m⁻².K⁻¹)

$$Rt_{i-11}^{Cdv} = \frac{1}{h_{ext}S_{i,env}} + \frac{e_{cer}}{\lambda_{cer}S_{i,env}} \quad \text{Eq.4.16}$$

4.4.3 Echanges thermiques par réflexion et rayonnement thermique

Les transferts radiatifs, par réflexion et par rayonnement thermique entre les différentes surfaces des sous-domaines de la cavité sont calculés en effectuant le bilan de radiosité appliqué au récepteur solaire. Le spectre des ondes du rayonnement thermique est divisé en deux bandes spectrales afin de prendre en compte des propriétés optiques de l'inconel et de la céramique (émissivité, réflectivité) dépendantes, par bande, de la longueur d'onde (annexe A3). La première, $\lambda < 3 \mu\text{m}$ correspond à la bande spectrale dans laquelle est émise la majorité du rayonnement solaire. La seconde, $\lambda > 3 \mu\text{m}$ est la bande spectrale du rayonnement émis par un corps noir à une température de l'ordre de 1050 K (température de consigne de l'absorbeur). Dans ces deux bandes spectrales, les surfaces des sous-domaines sont considérées opaques, grises et diffuses en réflexion et en émission. L'hypothèse de surfaces diffusantes permet de simplifier grandement les calculs et est justifiée pour des matériaux rugueux tels que la céramique et l'inconel oxydé (qui de plus a une surface tubulaire). L'ouverture de la cavité est considérée comme un corps noir à une température égale à celle de l'aire ambiante. Les surfaces des sous-domaines 1 et 8 sont cachées par les autres sous-domaines de l'absorbeur et n'interviennent donc pas dans le bilan de radiosité. Pour chaque surface des sous-domaines i , les radiosités J_i^S dans la bande spectrale du rayonnement solaire et J_i^{BT} dans la seconde sont respectivement donnés par les équations Eq.4.17 et Eq.4.18. Dans la bande spectrale du rayonnement solaire, la radiosité J_i^S est égale au flux solaire réfléchi par la surface i dans lequel intervient le flux moyen φ estimé à partir des valeurs de flux calculées sous SOLTRACE. Dans la seconde bande spectrale, J_i^{BT} est construite à partir des émittances et de la réflexion des flux émis par les autres surfaces. La puissance radiative gagnée ou perdue pour chaque sous-domaine i est alors donnée par l'équation Eq.4.19 où la radiosité totale J_i représente le flux radiatif quittant la surface i , composé de l'émittance et des flux réfléchis dans les deux bandes spectrales.

$$J_i^S = \rho_i^S \cdot (\varphi_i + \sum_{j=1, j \neq 1, j \neq 8}^{11} F_{ij} J_j^S) \quad \text{Eq.4.17}$$

$$J_i^{BT} = \varepsilon_i \sigma_{SB} T_{wi}^4 + \rho_i^{BT} \cdot (\sum_{j=1, j \neq 1, j \neq 8}^{11} F_{ij} J_j^{BT}) \quad \text{Eq.4.18}$$

$$\Theta_i^{ray} = S_i (J_i - \varphi_i - \sum_{j=1, j \neq 1, j \neq 8}^{11} F_{ij} J_j)$$

$$J_i = J_i^S + J_i^{BT} \quad \text{Eq.4.19}$$

Les facteurs de forme F_{ij} sont des nombres sans dimension représentant la fraction du flux radiatif total hémisphérique de la surface S_i qui atteint S_j et servent à établir le bilan radiatif dans le récepteur solaire. En considérant l'absorbeur comme une surface plane, la littérature

[16] donne le facteur de forme entre un petit élément dS et une surface plane circulaire parallèles entre eux (Figure 4.17, Equation Eq.4.20) :

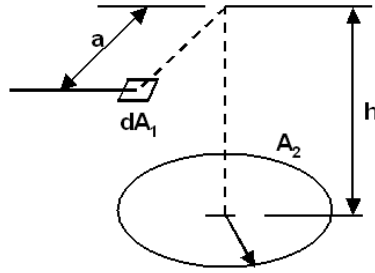


Figure 4.17 : Calcul du facteur de forme entre un disque A et un élément dA parallèles entre eux

$$F_{dA_1-A_2} = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{H^2 - R^2}{\sqrt{Z^2 - 4R^2}} \right)$$

avec $H = \frac{h}{a}$ $R = \frac{r}{a}$ $Z = 1 + H^2 + R^2$ Eq.4.20

Les relations de réciprocité et d'addition s'énoncent respectivement par les équations Eq.4.21 et Eq.4.22 :

$$F_{ij} S_i = F_{ji} S_j \quad \text{Eq.4.21}$$

$$\sum_{j=1}^n F_{ij} = 1 \quad \text{n est le nombre total de surfaces élémentaires} \quad \text{Eq.4.22}$$

Prenons, pour exemple, le calcul du facteur de forme entre l'ouverture (11) et une des surfaces i de l'absorbeur, on a :

$$\begin{aligned} \Theta_{11-i}^{ray} &= \iint_{S_i} \Theta_{11-dS_i}^{ray} \\ \Theta_{11-i}^{ray} &= \Theta_{11}^{ray} \iint_{S_i} F_{11-dS_i} \\ \Theta_{11-i}^{ray} &= \Theta_{11}^{ray} \underbrace{\iint_{S_i} F_{dS_i-11} \frac{dS_i}{S_{11}}}_{F_{11-i}} \quad (15) \end{aligned} \quad \text{Eq.4.23}$$

A partir des relations Eq.4.20, .21, .22, .23, on calcule l'ensemble des facteurs de forme en discrétisant les surfaces des sous-domaines de l'absorbeur. Ces calculs nécessitent la création d'une feuille de calcul sous un tableur type EXCEL. La matrice des facteurs de forme F_{ij} pour la géométrie de la cavité présentée sur la Figure 4.16 est donnée en annexe A3.

4.4.4 Echanges de chaleur par conduction dans l'absorbeur

La non-uniformité du flux solaire sur l'absorbeur induit des gradients de température et des faibles transferts de chaleur le long des tubes par conduction. Ceux ci sont néanmoins pris en compte dans le modèle et sont calculés à partir de l'équation Eq.4.24.

$$\Theta_{j-i}^{Cd} = \frac{T_{wj} - T_{wi}}{Rt_{j-i}^{Cd}}$$

ou $Rt_{j-i}^{Cd} = \frac{Lm_j + Lm_i}{2} \cdot \frac{1}{\lambda t_{inc} S_{sec\ j-i}}$ et $S_{sec\ j-i} = \frac{\pi}{4} (d_{extH}^2 - d_{intH}^2) \cdot n_{tubesHi}$ Eq.4.24

4.4.5 Pertes thermiques dans le récepteur solaire

Les pertes thermiques de la cavité sont calculées en écrivant le bilan énergétique sur le nœud représentant le sous-domaine « air ambiant » à partir de l'équation Eq.4.10. On a alors :

$$\Theta^{pertes} = \begin{cases} -\Theta_{11}^{ray} & \text{pertes par réflexion et rayonnement thermique} \\ + \sum_{j=1}^{10} \Theta_{j-11}^{Cdy} & \text{pertes par conducto-convection à travers la céramique} \\ + \sum_{j=1}^{10} \Theta_{j-11}^{Cv} & \text{pertes par convection à travers l'ouverture de la cavité} \end{cases} \quad \text{Eq.4.25}$$

4.4.6 Bilan énergétique sur l'absorbeur solaire

L'équation Eq.4.10 de la conservation de l'énergie peut être écrite pour les nœuds représentant les sous-domaines de l'absorbeur sous la forme :

$$(\rho_m C_p V)_{Hi} \frac{dT_{wHi}}{dt} = -\Theta_i^{ray} - \sum_{j \neq i} \Theta_{i-j}^{Cd} - \Theta_{i-11}^{Cdy} - \Theta_{i-11}^{Cv} - \delta Q_{Hi} \quad \text{Eq.4.26}$$

Le terme δQ_{Hi} représente la puissance fournie par convection forcée au fluide de travail du moteur Stirling circulant dans les tubes. Elle est donnée par l'équation Eq.4.27 où le coefficient de convection h_{Hi} et la température moyenne du fluide de travail T_{Hi} dépendent de son état (P , m_i , T_i) et de sa vitesse à l'instant considéré du cycle du moteur Stirling.

$$\delta Q_{Hi} = h_{Hi} A_{wHi} (T_{wHi} - T_{Hi}) \quad \text{Eq.4.27}$$

La Figure 4.18 illustre le bilan énergétique au niveau des sous-domaines composés des tubes de l'absorbeur et récapitule les différentes surfaces utilisées dans le calcul des échanges thermiques.

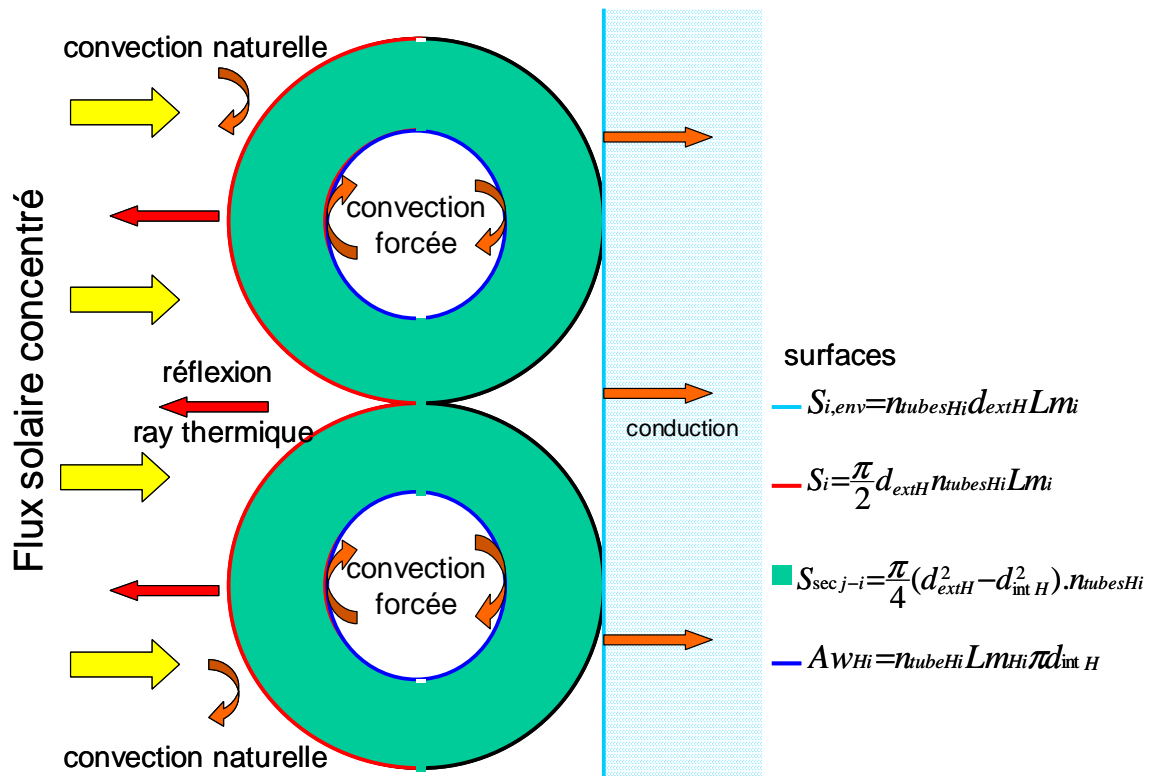


Figure 4.18 : Echanges thermiques et calcul des surfaces au niveau des tubes de l'absorbeur

4.4.7 Propriétés physiques des différents sous-domaines

Les propriétés radiatives moyennes des nœuds 'absorbeur' et 'céramique' sont connues pour deux bandes spectrales ; celle du rayonnement solaire, $\lambda < 3 \mu\text{m}$ et celle du rayonnement d'un corps noir à une température de 1050 °K , $\lambda > 3 \mu\text{m}$. Les émissivités de ces trois surfaces sont considérées constantes et sont données pour une température de 1050 °K [7]. Le Tableau 4.1 indique ces données. La conductivité thermique λ_t , la chaleur massique à pression constante C_p et la masse volumique ρ_m des différents sous-domaines seront considérées constantes dans les calculs.

	λ_t	C_p	ρ_m	$\epsilon(1050 \text{ °K})$	ρ	
	$\text{W.K}^{-1}\text{m}^{-1}$	$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$	kg.m^{-3}	--	$\rho^S (\lambda < 3 \mu\text{m})$	$\rho^{\text{LT}} (\lambda > 3 \mu\text{m})$
<u>Inconel</u>	21	570	8440	0.88	0.07	0.14
<u>Céramique</u>	10	1000	200	0.9	0.8	0.8

Tableau 4.4 : Propriétés thermo-physiques des matériaux constituant la cavité et le récepteur

4.5 Modélisation du moteur Stirling Solo 161

4.5.1 Introduction

La difficulté pour modéliser et prédire les performances de ce type de moteur est due à la complexité de l'écoulement du fluide de travail et des échanges de chaleur associés dans l'absorbeur et le régénérateur, en particulier. Dans le régénérateur, l'écoulement est tortueux, tridimensionnel et surtout instationnaire (écoulement oscillant) et dans l'absorbeur il est équivalent à un écoulement oscillant dans une conduite cylindrique de petites dimensions soumise à un flux thermique non-uniforme.

Ce travail de thèse n'a pas pour objectif d'étudier de façon détaillée la modélisation d'un moteur Stirling et l'écoulement du fluide de travail, sujet d'une thèse à part entière [17]. Cependant, afin d'estimer au mieux les températures de l'absorbeur dont dépendent directement les performances globales du module, il est nécessaire de développer un modèle suffisamment complexe. Comme nous l'avons vu, dans le chapitre consacré à l'état de l'art, il n'est pas juste de considérer le cycle Stirling comme un cycle thermodynamique théorique, comme cela est fait pour les moteurs à combustion interne (cycle de Beau de Rochas...), des turbines à gaz (cycle de Brayton) ou à vapeur (cycle de Rankine), à cause de la non-homogénéité spatiale et temporelle très forte de l'état du fluide dans le moteur. Dans sa thèse [2], H. LEMRANI présente les différents niveaux de modélisation d'un moteur Stirling du plus simple au plus complexe. L'une des analyses, appelée modèle adiabatique à transferts de chaleur imparfaits, initialement développée dans [1] a été reprise par S. BONNET au cours de sa thèse [3]. En comparant le modèle à des mesures expérimentales, il en conclut que ce modèle ne permet pas de reproduire l'évolution des températures dans le moteur à cause de la méconnaissance des lois de transferts thermiques en régime oscillant. Les performances estimées par le modèle n'ont également pas pu être validées de façon précise [18]. Ce modèle a également été utilisé pour la simulation des performances d'un moteur Stirling Solo 161 solarisé [19], mais comme précédemment, sa validation est restée très incomplète. De plus, de nombreuses hypothèses simplificatrices sont faites notamment au niveau de l'absorbeur, élément critique du système EURODISH. Dans notre étude, on se propose d'utiliser cette méthodologie en améliorant cependant la partie absorbeur et les résultats des simulations sont confrontés à de nombreuses mesures expérimentales (puissances, températures) dans l'objectif d'une validation.

4.5.2 Discrétisation du moteur Stirling

Cette analyse s'appuie sur une méthode nodale. Le moteur est divisé en un nombre de sous-domaines i (Figure 4.19) auxquels on applique une équation d'état du fluide de travail (Eq.4.28) et les équations de bilan de masse (Eq.4.29) et de bilan d'énergie (Eq.4.30, formulation dite enthalpique) sous certaines hypothèses :

- Le gaz de travail vérifie la loi des gaz parfaits. Pour des niveaux de température élevés (supérieur à 60 °K), l'hydrogène (ainsi que l'hélium), fluide de travail de notre moteur a un comportement de gaz parfait.
- Il n'y a pas de fuites.
- Les variations des volumes de détente et de compression sont sinusoïdales.
- L'écoulement est unidimensionnel et quasi-stationnaire. C'est l'hypothèse la plus critique en particulier dans le régénérateur où l'écoulement y est très tortueux.

- La pression est uniforme dans le moteur. Les gradients de pressions dans le moteur ont pour origine principale les frottements visqueux du fluide de travail en mouvement. Ces différences sont négligeables devant les variations de pression dues à la détente et à la compression.
- Les volumes de détente et de compression sont adiabatiques. Cette hypothèse suppose une isolation thermique des deux cylindres.

$$PV_i = m_i \frac{R}{M} T_i \quad \text{Eq.4.28}$$

$$\frac{dm_i}{dt} = (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out})_i \quad \text{Eq.4.29}$$

$$\delta Q_i + Diss_i + (C_{p(T_{in})} T_{in} \dot{m}_{in} - C_{p(T_{out})} T_{out} \dot{m}_{out})_i + \delta W_i = C_{v(T)} \frac{d(mT)_i}{dt} \quad \text{Eq.4.30}$$

Par convention, les puissances reçues par le fluide de travail sont considérées positives, et les débits massiques sont positifs si l'écoulement du fluide est dans le sens du « volume de compression » vers le « volume de détente ». L'hypothèse du gaz parfait permet de déduire directement la capacité thermique à volume constant $C_v(T)$ à partir de celle à pression constante $C_p(T)$:

$$C_v(T) = C_p(T) - R \quad \text{Eq.4.31}$$

Les transferts thermiques δQ_i dans les trois échangeurs, les dissipations thermiques $Diss_i$ par frottement visqueux et le travail mécanique δW_i sont respectivement calculés par l'équation Eq.4.32, Eq.4.33 et Eq.4.34. Les équations Eq.4.32 Eq.4.33 supposent la connaissance d'un coefficient de convection forcée h et des pertes de charge ΔP . Le calcul de ces deux termes, en particulier du coefficient de convection forcée dans le régénérateur est le point faible du modèle. En effet, les connaissances scientifiques fondamentales nécessaires à la description correcte des écoulements oscillants et des transferts de chaleur associés restent encore largement à établir. Nous avons donc recours à d'autres corrélations, valables dans le cas où l'écoulement est permanent.

$$\delta Q_i = h_i A w_i (T_{wi} - T_i) \quad \text{Eq.4.32}$$

$$Diss_i = \Delta P_i \frac{P \bar{M}}{RT_i} \left(\frac{\dot{m}_{in} + \dot{m}_{out}}{2} \right)_i \quad \text{Eq.4.33}$$

$$\delta W_i = -P \frac{dV_i}{dt} \quad \text{Eq.4.34}$$

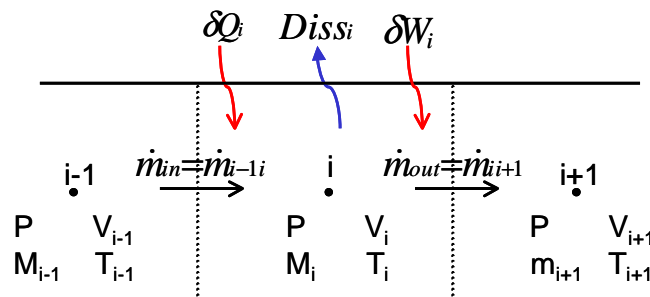


Figure 4.19 : Schéma d'un sous-domaine et du nœud associé i

Initialement avec cette méthodologie, le moteur est discrétisé en 6 sous-domaines ; 4 pour les échangeurs, 1 pour le volume de détente et 1 pour celui de compression. Dans notre étude, afin de s’approcher au mieux des niveaux de température, en particulier dans les échangeurs où les gradients sont importants, et donc des performances, le moteur Stirling est divisé en 32 nœuds représentant 32 sous-domaines décrits sur la Figure 4.20 :

- 1 pour le cylindre de détente, E.
- 8 pour l’absorbeur, h_1 à h_8 ; chaque sous-domaine correspond au volume interne des tubes des sous-domaines « absorbeur » décrits sur la Figure 4.16.
- 10 de même dimension pour le régénérateur, r_1 à r_{10} .
- 10 de même dimension pour le refroidisseur, k_1 à k_{10} .
- 1 pour le cylindre de compression, C.
- 2 pour les connections entre les échangeurs, r_m et k_m .

Les caractéristiques géométriques de ces sous-domaines sont données en annexe A4.

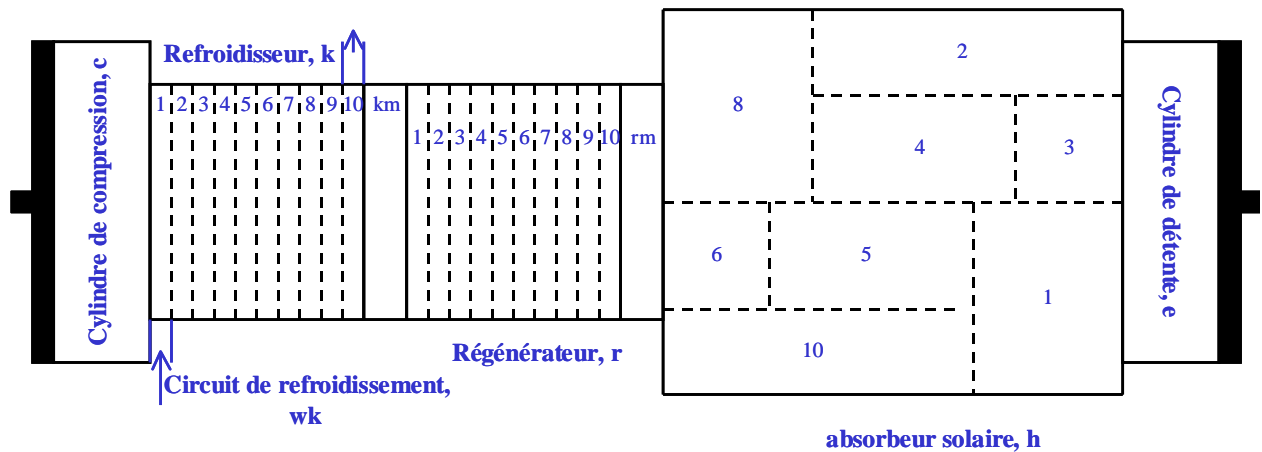


Figure 4.20 : Discretisation en 32 nœuds du moteur Stirling

4.5.3 Système d’équations différentielles

4.5.3.1 Evolution des volumes de détente et de compression

Les variations des volumes de compression et de détente sont exprimées à partir des équations suivantes. Celles-ci sont valables pour une cinématique sinusoïdale ce qui est le cas du Solo 161 et dépendent du déphasage ϕ , de la vitesse de rotation N_T , des volumes morts V_m et balayés par le piston V . Les volumes des autres sous-domaines représentant les trois échangeur sont quant à eux constants.

$$V_E(t) = \frac{V_E}{2} (\sin(\omega t) + 1) + V_{Em}$$

$$V_C(t) = \frac{V_C}{2} (\sin(\omega t - \phi) + 1) + V_{Cm} \quad \text{Eq.4.34}$$

Le déphasage ϕ entre les deux pistons est de 90° soit $\frac{\pi}{2}$ radians, et la vitesse de rotation est de $N_T = 1500 \text{ tr.min}^{-1}$ ce qui donne une vitesse angulaire de :

$$\omega = \frac{2\pi N_T}{60} \quad \text{Eq.4.35}$$

4.5.3.2 Calcul de la pression et de la distribution des masses de fluide dans le moteur

L'hypothèse de la conservation au cours du temps de la masse totale de fluide de travail dans le moteur (absence de fuite) s'écrit :

$$M_{tot} = \sum_i m_i \quad \text{Eq.4.36}$$

A partir de l'équation d'état du gaz (Eq.4.28), on trouve l'expression de la pression du gaz dans le moteur :

$$P = \frac{R}{M} \frac{M_{tot}}{\sum_i \frac{V_i}{T_i}} \quad \text{Eq.4.37}$$

4.5.3.3 Calcul des échanges de chaleur dans les différents échangeurs et des pertes de charge

L'équation Eq.4.32 est utilisée pour calculer les échanges thermiques dans les différents sous-domaines représentant les 3 échangeurs où A_w est la surface d'échange entre le fluide à la température T et la température de paroi T_w .

Echange de chaleur dans le refroidisseur

Le refroidisseur utilisé est schématisé sur la Figure 4.21. Il est composé de 302 tubes de 1.25 mm de diamètre et de 100 mm de longueur dans lesquels circule le gaz de travail. A l'extérieur des tubes circule le liquide de refroidissement, de l'eau avec un antigel. Le problème est qu'il nous est impossible de calculer un coefficient de transfert thermique global eau+antigel/fluide de travail ne connaissant pas exactement la géométrie du refroidisseur (positionnement des tubes, nombre de chicanes...). On considère alors que le coefficient de transferts thermiques global eau+antigel/fluide de travail est équivalent au coefficient de convection forcée fluide de travail/paroi à l'intérieur des tubes.

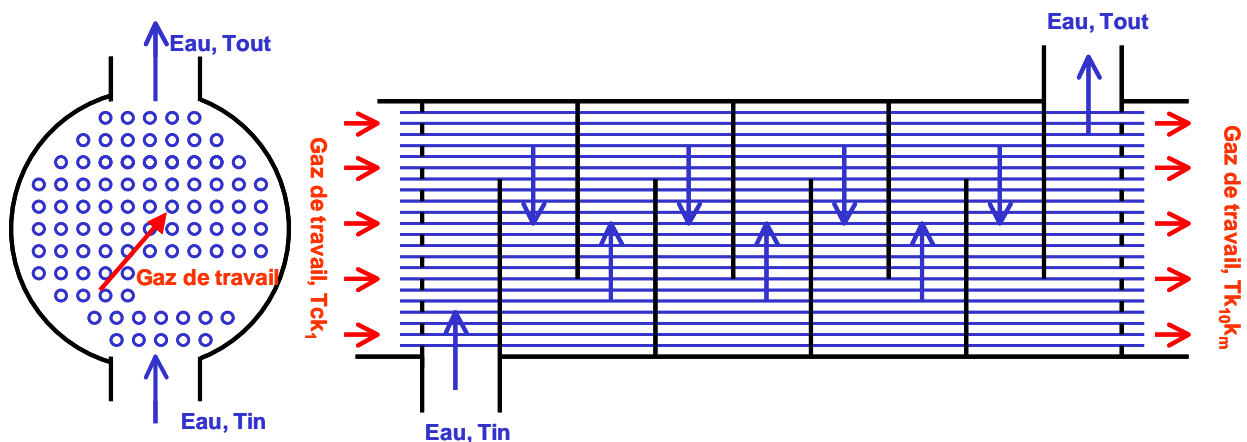


Figure 4.21 : Schéma du refroidisseur du moteur Stirling

La corrélation simple de Colburn valable pour des nombres de Prandtl $Pr > 0.5$ (Eq.4.38) est utilisée pour calculer, à chaque pas de temps les coefficients de convection h_{Ki} .

$$Nu_{Ki} = 0.023 Re_{Ki}^{0.8} Pr_{Ki}^{1/3} \quad \text{Eq.4.38}$$

Avec Nu , Pr et Re les nombres adimensionnels de Nusselt, Prandtl et Reynolds donnés par les expressions de l'équation Eq.4.39.

$$Nu_{Ki} = \frac{h_{Ki} d_K}{\lambda_t} \quad \text{et} \quad Pr_{Ki} = \frac{\mu C_{p(T_{Ki})}}{\lambda_t} \quad \text{et} \quad Re_{Ki} = \frac{P\bar{M} v_{Ki} d_K}{RT_{Ki} \mu} \quad \text{Eq.4.39}$$

v_{Ki} est la vitesse moyenne du fluide de travail dans le sous-domaine K_i qui s'écrit à partir du débit massique moyen :

$$v_{Ki} = \frac{\frac{(\dot{m}_{inKi} + \dot{m}_{outKi})}{2}}{\frac{P\bar{M}}{RT_{Ki}} A_K}$$

La température de paroi T_{wKi} intervenant dans l'équation Eq.4.32 est la température du liquide de refroidissement circulant à l'extérieur des tubes du sous-domaine K_i . Ces températures sont calculées à partir des expressions suivantes :

$$T_{wKi} \begin{cases} = T_{in,eau} & \text{si } i=1 \\ = T_{wK_{i-1}} + \frac{-\delta Q_{K_{i-1}}}{(\dot{m} C_p)_{eau}} & \text{si } i=[K_2 ; K_{10}] \end{cases} \quad \text{Eq.4.40}$$

Cette seconde expression admet pour hypothèse que l'écoulement du liquide de refroidissement est permanent à chaque pas de temps.

Echange de chaleur dans l'absorbeur

Les échanges de chaleur dans les 8 sous-domaines composant les volumes internes de l'absorbeur sont calculés de la même manière que pour ceux dans le refroidisseur, c'est à dire à partir d'un coefficient de convection estimé à partir de la corrélation de Colburn (Eq.4.38). Les températures T_{wHi} dépendent des bilans énergétiques sur les parois de l'absorbeur (Eq.4.26). Ces températures ont un caractère particulier dans notre modélisation puisqu'elles sont le lien entre le modèle récepteur (§4.4) et le modèle du moteur Stirling (§4.5).

Echange de chaleur dans le régénérateur

Le calcul des échanges de chaleur dans le régénérateur est le point critique dans la modélisation d'un moteur Stirling. Un régénérateur consiste généralement en un empilement de grilles métalliques (dans notre cas 306) formant un matériau poreux du point de vue macroscopique. En son sein, l'écoulement y est très tortueux ce qui permet à cette matrice métallique d'échanger de la chaleur avec le fluide avec une efficacité élevée. La Figure 4.22 donne le schéma d'une maille de la grille métallique et ses dimensions.

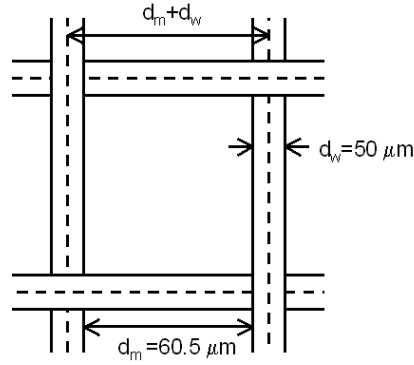


Figure 4.22 : Schéma d'une maille d'un régénérateur

La corrélation développée par Gedeon and Wood [20] pour le calcul du nombre de Nusselt est donnée par l'équation Eq.4.41. Les limites d'utilisation de cette corrélation sont données en fonction de nombreux critères tels que la porosité, les dimensions des mailles, le nombre de grilles ou encore la vitesse et la fréquence de l'écoulement oscillant [21]. Dans notre cas, toutes les conditions d'utilisation ne sont pas satisfaites mais faute de mieux, nous nous satisferons de cette corrélation (annexe A4). La surface active du régénérateur de transferts thermiques A_{wRi} intervenant dans l'équation Eq.4.32 est quant à elle calculée à partir de l'équation Eq.4.42 [2].

$$Nu_{Ri} = (1.010 + 0.790(RePr)_{Ri}^{0.662})(1 - 0.845(1 - Por)) \quad \text{Eq.4.41}$$

$$\text{avec } Nu_{Ri} = \frac{h_{Ri} d_w Por}{\lambda_l (1 - Por)} \quad Pr_{ri} = \frac{\mu C_p}{\lambda_l} \quad Re_{ri} = \frac{PM \ v_{Ri} d_w Por}{RT_{Ri} \ \mu (1 - Por)}$$

$$\text{et } v_{ri} = \frac{(\dot{m}_{inRi} + \dot{m}_{outRi})}{2} \frac{PM}{RT_{Ri} A_R Por}$$

$$A_{wRi} = \frac{\pi(2\sqrt{(d_m + d_w)^2 + d_w^2} - d_w)}{2(d_m + d_w)^2} V_{Ri} \quad \text{Eq.4.42}$$

Les températures de paroi du régénérateur sont évaluées à partir des échanges thermiques avec le fluide :

$$\frac{dT_{wRi}}{dt} = \frac{-\delta Q_{Ri}}{(\rho_m C_p V)_{Ri} (1 - Por)} \quad \text{Eq.4.43}$$

Pertes de charge dans les échangeurs

L'équation Eq.4.33 montre que le terme de dissipation thermique $Diss_i$ est proportionnel aux pertes de charge ΔP . N'ayant pas de données détaillées sur la géométrie du moteur Stirling, on pose l'hypothèse que les pertes de charge singulières dues aux accidents le long de l'écoulement du fluide sont négligeables. Les pertes de charge régulières sont estimées à partir d'un coefficient f_r calculé à partir de 3 corrélations. Dans les conduites cylindriques de l'absorbeur et du refroidisseur, on utilise deux corrélations valables en régime laminaire (écoulement de Poiseuille, $Re < 2000$) et en régime turbulent (corrélation de Blasius, $Re > 2000$). Dans le régénérateur, les pertes de charges sont proportionnelles au nombre de

grilles (306 au total) et la corrélation de Miyabe [21] est utilisée. Les nombres de Reynolds dans l'équation ci-dessous sont identiques à ceux utilisés pour le calcul des coefficients de convection (Eq.4.39 et .41).

$$\Delta P_i \begin{cases} = f_{ri} \frac{1}{2} \rho_m v_i^2 n_i & f_{ri} = \frac{33.6}{Re_i} + 0.337 \text{ pour } i=r_1 \text{ à } r_{10} \\ = f_{ri} \frac{1}{2} \frac{\rho_m v_i^2 L m_i}{d_i} & f_{ri} \begin{cases} = \frac{64}{Re_i} & \text{si } Re_i < 2000 \\ = 0.316 Re_i^{-0.25} & \text{si } Re_i > 2000 \end{cases} \end{cases} \text{ pour } i=k_1 \text{ à } k_{10} \text{ et } i=h_1 \text{ à } h_{10} \quad \text{Eq.4.44}$$

Propriétés physiques du fluide de travail

Les propriétés physiques du fluide de travail (viscosité dynamique, capacité thermique, conductivité thermique) intervenant dans le calcul des nombres adimensionnels (Re, Pr, Nu) pour le calcul des coefficients de convection et des coefficients de pertes de charge sont prises, dépendantes de la température T_i du sous-domaine i . Les formules utilisées sont données en annexe A4.

4.5.3.4 Calcul des débits et des variations de masse et de pression dans le moteur

On déduit des trois équations fondamentales du modèle, l'équation d'état (Eq.4.28), l'équation du bilan de masse (Eq.4.29), l'équation de l'énergie (Eq.4.30) et de l'équation Eq.4.31 appliquées au sous-domaine « cylindre de compression », l'équation Eq.4.45 donnant la variation de la masse de fluide contenue dans le volume de compression.

$$\frac{dm_c}{dt} = \frac{P \frac{C_{p(Tc_v)}}{C_{p(Tc_k1)}} \frac{dV_c}{dt} + V_c \frac{C_{v(Tc)}}{C_{p(Tc_k1)}} \frac{dP}{dt}}{RT_{c_k1}} = -\dot{m}_{c_k1} \quad \text{Eq.4.45}$$

le terme de dérivée sur le temps de la pression intervenant dans cette équation est calculé en appliquant la conservation de l'énergie dans le volume global « moteur Stirling » avec l'hypothèse des gaz parfaits :

$$C_{v(T_{moy})} \frac{d(mT_{moy})}{dt} = \frac{C_{v(T_{moy})}}{R} (P \frac{dV_{tot}}{dt} + V_{tot} \frac{dP}{dt}) = \sum_i (\delta Q_i + Diss_i) - P \frac{dV_{tot}}{dt}$$

En arrangeant cette équation, on obtient, l'équation Eq.4.46 :

$$\frac{dP}{dt} = \frac{R \sum (\delta Q_i + Diss_i) + C_{p_{moy}} \sum \delta W_i}{C_{v_{moy}} \sum V_i} \quad \text{Eq.4.46}$$

En appliquant l'équation de l'énergie (Eq.4.30) dans les sous-domaines « échangeur », on peut calculer en cascade la totalité des débits massiques entre sous-domaines.

$$\dot{m}_{ii+1} = \frac{(C_p \dot{m} T)_{i-1i} + \delta Q_i - C_{v(Ti)} V_i \frac{dP}{Rdt} + Diss_i}{(C_p T)_{ii+1}} \quad \text{Eq.4.47}$$

Et connaissant les débits massiques entre les sous-domaines, on peut alors calculer à partir du bilan de masse (Eq.4.29), l'évolution des masses dans chaque sous-domaine.

4.5.3.5 Calcul des variations de température et des températures d'interface

La dérivation sur le temps de l'équation des gaz parfaits permet d'en déduire les variations de températures :

$$\frac{dT_i}{dt} = T_i \left(\frac{1}{P} \frac{dP}{dt} + \frac{1}{V_i} \frac{dV_i}{dt} - \frac{1}{m_i} \frac{dm_i}{dt} \right) \quad \text{Eq.4.48}$$

Dans l'équation de bilan d'énergie interviennent des températures d'interface entre sous-domaines. Celles-ci sont calculées en fonction du sens de l'écoulement du fluide dans le moteur :

$$T_{ii+1} = \begin{cases} T_i & \text{si } m_{ii+1} > 0 \\ T_{i+1} & \text{si } m_{ii+1} < 0 \end{cases} \quad \text{Eq.4.49}$$

4.6 Résolution du système d'équation des modélisations du récepteur solaire et du moteur Stirling

Le système d'équations algébro-différentielles est résolu par une méthode itérative développée sous MATLAB dont l'algorithme est synthétisé sur la Figure 4.23. Généralement lorsqu'il faut résoudre un tel système, le principe consiste à le formuler comme un problème à valeurs initiales, c'est à dire que les valeurs initiales sont connues et on intègre pas à pas en utilisant l'équation Eq.4.50 où G est une variable d'état m, P, T du fluide de travail dans le sous-domaine i du moteur Stirling à l'instant du cycle t.

$$\left. \frac{dG}{dt} \right|_t = \frac{G^{t+1} - G^t}{\Delta t} \quad \text{Eq.4.50}$$

Notre problème n'est pas de ce type. La seule donnée dont nous disposons est le fait que tous ces paramètres effectuent un cycle, c'est à dire que les valeurs initiales sont égales aux valeurs finales pour un cycle moteur (40 ms). Le principe consiste donc à choisir des valeurs initiales de températures quelconques mais cohérentes puis à intégrer jusqu'à obtention d'un état cyclique des différents paramètres. D'après [1], le critère de convergence le plus judicieux est la chaleur fournie au régénérateur au cours d'un cycle. Celle ci doit être nulle pour ne pas accumuler ou extraire de la chaleur à cet élément. Pratiquement, on adopte un seuil minimum pour cette grandeur :

$$Q_{Ri} = \int_{\text{cycle}} \delta Q_{Ri} dt < \text{seuil} \quad \text{Eq.4.51}$$

Un second paramètre de convergence est utilisé au niveau de l'absorbeur du à sa fortes masse volumique et sa forte capacité calorifique. Ce critère permet de vérifier si l'équation du bilan d'énergie sur l'absorbeur (Eq.4.26), capitale dans ce modèle puisqu'elle est le lien entre les modèles récepteur et moteur Stirling, a convergé. Ce critère de convergence s'écrit de la même façon que celui sur le régénérateur.

Nous avons vu dans les paragraphes du chapitre consacré au retour d'expérience du système EURODISH à Odeillo (Chapitre 3) que la régulation de la masse de fluide de travail dans le moteur Stirling se fait en fonction de la température moyenne sur un cycle dans le cylindre de détente (\bar{T}_E dans le modèle). Or, dans le modèle, la masse d'hydrogène est une donnée d'entrée (Eq.4.37, Figure 4.23) et les températures, des données de sortie. Pour résoudre ce problème, en plus des deux premiers critères de convergence qui vérifient si le système d'équations dans le récepteur et dans le moteur Stirling a convergé, il est, dans notre étude, nécessaire d'ajouter une seconde boucle sur la température \bar{T}_E (Eq.4.52).

$$\bar{T}_E - T_{consigneE} = \left| \frac{\int_{cycle} T_E dt}{N_{pastemps}} - T_{consigneE} \right| < seuil \quad \text{Eq.4.52}$$

La convergence finie, les données importantes sont sauvegardées vers un tableur EXCEL sous forme de températures moyennes \bar{T}_i sur un cycle et de puissances échangées sur le cycle \dot{Q} . Les paramètres d'entrée, constants, nécessaires pour résoudre ce système sont les suivants et peuvent être regroupés en trois grands types de données :

- Données géométriques du récepteur et du moteur Stirling (annexe A4).
- Caractéristiques physiques du fluide de travail (annexe A4).
- Données de fonctionnement du moteur (vitesse, déphasage, DNI, surface parabole, réflectivité, cartes de flux provenant de SOLTRACE, données sur le refroidisseur).

A noter que ce modèle fonctionne en régime dynamique (Eq.4.10 et Eq.4.30). Actuellement les températures initiales et la masse d'hydrogène sont choisies de façon à accélérer la convergence du système d'équation sur un cycle du moteur Stirling. Il suffirait d'ajouter dans ce modèle un nouveau module simulant la régulation réelle de la masse d'hydrogène en fonction de la température \bar{T}_E et de l'ensoleillement direct pour que l'on puisse étudier le fonctionnement en régime transitoire du module.

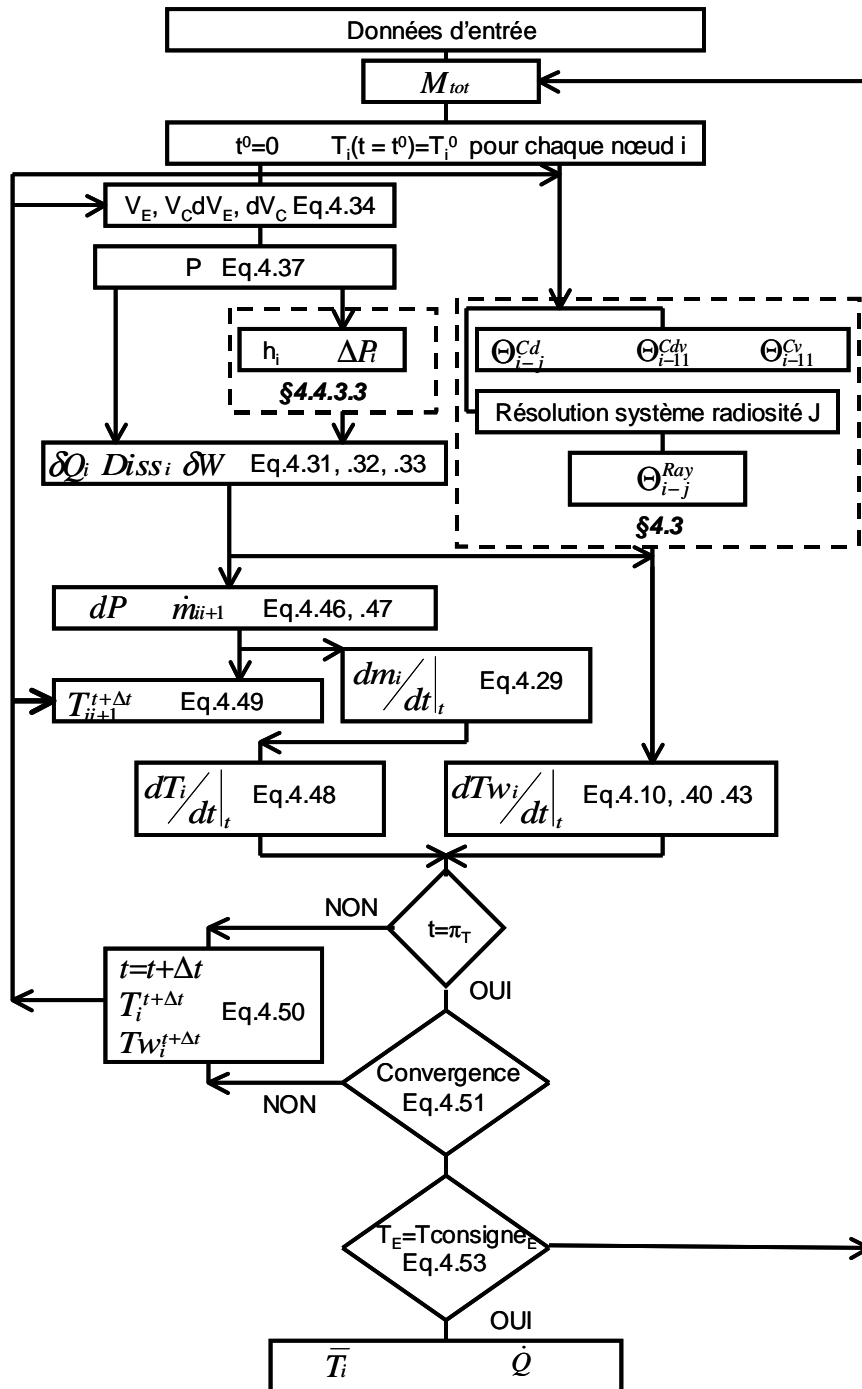


Figure 4.23 : Algorithme de résolution de la modélisation des composants Récepteur-Moteur Stirling du système EURODISH à Odeillo

4.7 Validation du modèle

4.7.1 Définition des rendements

Dans la suite de ce chapitre, on utilisera plusieurs rendements afin de définir les performances du module EURODISH et de ses différents composants :

- Rendement du concentrateur parabolique ; il inclut les pertes par réflexion et par débordement de la tâche focale au niveau de l'ouverture de la cavité. Il représente l'énergie solaire collectée par la parabole qui entre dans la cavité.

$$\eta_{par} = \frac{\dot{Q}_{in,cav}}{S_{par}DNI} \quad \text{Eq.4.53}$$

- Rendement du récepteur solaire ; il inclut les pertes thermiques dans la cavité par réflexion, par rayonnement thermique et par convection. Il est défini comme le rapport entre la puissance thermique fournie au fluide de travail du moteur Stirling et la puissance solaire captée par la cavité.

$$\eta_{cav} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_{in,cav}} \quad \text{Eq.4.54}$$

- Les pertes par débordement peuvent être attribuées autant au concentrateur qu'au récepteur solaire. Par exemple, si l'on augmente le diamètre de l'ouverture, les pertes par débordement vont diminuer et le rendement du concentrateur augmenter. Il est donc plus judicieux de définir un rendement global de la partie thermo-optique du système.

$$\eta_{ther-opt} = \eta_{par}\eta_{cav} = \frac{\dot{Q}_H}{S_{par}DNI} \quad \text{Eq.4.55}$$

- Rendement de cycle du moteur Stirling ; il représente la part de la puissance fournie au fluide de travail qui est convertie en travail mécanique.

$$\eta_{cycle} = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_H} \quad \text{Eq.4.56}$$

- Rendement global de conversion solaire électricité ; il inclut l'ensemble des pertes thermiques du module EURODISH. C'est la part de l'énergie solaire collectée par la parabole qui est convertie en électricité et fournie au réseau. Ce rendement a déjà été défini dans le chapitre 3 sur le retour d'expérience.

$$\eta_{net} = \frac{\dot{Q}_{electrique}}{S_{par}DNI} \quad \text{Eq.4.57}$$

4.7.2 Mesures expérimentales des puissances entrante et sortante du système EURODISH à Odeillo

Suite à la campagne de mesures optiques de l'été 2005, des mesures sur les puissances sortant du moteur Stirling ont été réalisées le 19 janvier 2006. Un débitmètre et deux nouveaux thermocouples ont été installés sur le circuit de refroidissement du moteur Stirling permettant de mesurer précisément la puissance évacuée au niveau du refroidisseur. De plus, un

wattmètre de haute précision a également été installé pour mesurer la puissance électrique fournie par la génératrice et consommée par les divers auxiliaires du module EURODISH. Ces nouvelles mesures couplées aux mesures de DNI, de réflectivité et de la distribution du flux solaire en entrée du récepteur solaire et sur l'absorbeur permettent de réaliser un bilan énergétique sur le système. Les pertes thermiques de la cavité par rayonnement thermique, réflexion et convection, non mesurables de façon simple, sont quant à elles estimées à partir d'un modèle simplifié. La description complète du dispositif expérimental et de ce modèle de pertes thermiques dans la cavité est réalisée dans [7]. Le Tableau 4.5 donne le bilan énergétique qui découle de ces mesures expérimentales. La puissance électrique fournie au réseau est mesurée à 11.3 kW_e ce qui est un record pour le système exploité à Odeillo. Cette performance est due à une consigne élevée sur la température du gaz dans le cylindre de détente égale à 655 °C (habituellement à 635 °C). De plus, la température extérieure était faible (~5-10 °C) et l'ensoleillement direct normal idéal (906 W.m⁻²) pour le système.

<i>Données</i>		<i>Valeur</i>
<u>Puissance solaire collectée par le concentrateur</u>		<u>48.0 +/- 1 kW</u>
DNI	mesure	906 W.m ⁻²
Surface parabole	estimation	53 m ²
<u>Puissance solaire réfléchie par le concentrateur</u>		<u>44.4 +/-1.3 kW</u>
Réflectivité du concentrateur (en % de puissance collectée)	mesure	92.5 %
<u>Puissance solaire entrante dans la cavité</u>		<u>37.7 +/- 2 kW</u>
Pertes par débordement (en % de la puissance réfléchie)	mesures	15 %
<u>Puissance fournie au moteur Stirling, premier bilan</u>		<u>31.6 +/- 3.2 kW</u>
Pertes par convection à travers l'ouverture	modèle	1 kW
Pertes par conducto-convection	modèle	0.8 kW
Pertes par réflexion	modèle	1.4 kW
Pertes par rayonnement thermique	modèle	2.59 kW
<u>Puissance mécanique fournie par le moteur Stirling</u>		<u>12.3 +/- 0.1 kW_e</u>
Puissance électrique fournie par la génératrice	mesure	11.3 +/- 0.06 kW
Consommation des auxiliaires	mesure	500 W
Rendement de la génératrice électrique	estimation	92.5 %
<u>Puissance évacuée au refroidisseur</u>		<u>18.5 +/- 1.1 kW</u>
Masse volumique de l'eau+antigel	mesure	1060 kg.m ⁻³
Capacité thermique de l'eau+antigel	mesure	3574 J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
Débit volumique de l'eau+antigel	mesure	1770 L.h ⁻¹
Température en entrée du refroidisseur	mesure	22.06 °C
Température en sortie du refroidisseur	mesure	32 °C
<u>Puissance reçue par le moteur Stirling, second bilan</u>		<u>30.8 +/- 1.2 kW_e</u>

Tableau 4.5 : Mesures de puissances sur le module EURODISH le 19 janvier 2006

En plus de la géométrie du moteur Stirling et de la cavité et des propriétés du fluide de travail, de l'hydrogène (annexe A4), les autres données d'entrée du modèle « récepteur-moteur Stirling » concernent les propriétés du liquide de refroidissement eau+antigel (débit, masse volumique, température d'entrée dans le refroidisseur, capacité thermique ; Tableau 4.5), le DNI, la surface et la réflectivité de la parabole (Tableau 4.5) ainsi que les flux solaires sur chaque sous-domaine dans la cavité calculés à partir des cartes de flux provenant de SOLTRACE. (annexe A4). De plus, les pertes électriques de la génératrice sont estimées à partir du rendement de la génératrice fourni par le constructeur et les pertes dues à la consommation des auxiliaires sont tirées des mesures expérimentales (Tableau 4.5). La masse d'hydrogène dans le moteur est dans un premier temps calculée dans le modèle à partir de la valeur du DNI, puis ajustée afin d'obtenir une température de l'hydrogène dans l'espace de détente égale à la température de consigne lors des mesures expérimentales (655 °C).

La figure suivante (Figure 4.24) compare les résultats du modèle complet à ces mesures expérimentales. On remarque tout d'abord, les pertes énergétiques élevées au niveau de la partie thermo-optique, en particulier par débordement de la tache focale comme nous l'avons déjà vu dans le §4.3.4, et par rayonnement thermique et réflexion. Les pertes par débordement estimées à partir des cartes de flux délivrées par SOLTRACE sont par rapport aux mesures légèrement sous estimées (11.7 %, 5.3 kW contre 13.9 %, 6.6 kW). Les pertes thermiques dans la cavité par convection et par rayonnement thermique et réflexion calculées par notre modèle sont équivalentes aux estimations de W. REINALTER [7]. Les pertes par conducto-convection sont par contre plus élevées dans notre étude. Au final, dans le récepteur, les pertes thermiques sont calculées à 15.7 % (7.5 kW) par notre modèle et sont données à 12.8 % (6 kW) par W.REINALTER [7]. L'estimation de la puissance transmise au moteur Stirling, 31.1 kW (65 % de l'énergie solaire collectée) est avec les incertitudes sur les mesures, équivalente à celle mesurée. La modélisation du moteur Stirling donne également des résultats satisfaisants. La puissance électrique fournie au réseau est sous estimée de 800 W_e soit un écart de 7 %. La puissance transmise au refroidisseur est également bien évaluée à 39 % (38.5 % pour les mesures) ce qui correspond à une puissance de 18.7 kW. Cette valeur élevée montre tout l'intérêt d'un système EURODISH fonctionnant en cogénération, comme nous le verrons dans le dernier chapitre de cette thèse. Le terme d'erreurs intervenant sur cette figure est la différence entre les entrées (puissance solaire collectée par le système) et les sorties de puissance (pertes thermiques et électricité produite) dans le système. Dans le modèle ce terme est du aux faibles erreurs numériques lors du calcul des dérivées et des intégrales. Dans les mesures, en plus des incertitudes de mesures, ce terme peut être du au fait de négliger les dissipations thermiques par frottement visqueux dans le moteur. On remarque en effet que l'erreur calculée à 1.8 % correspond aux dissipations thermiques estimées à 1.7 % par le modèle

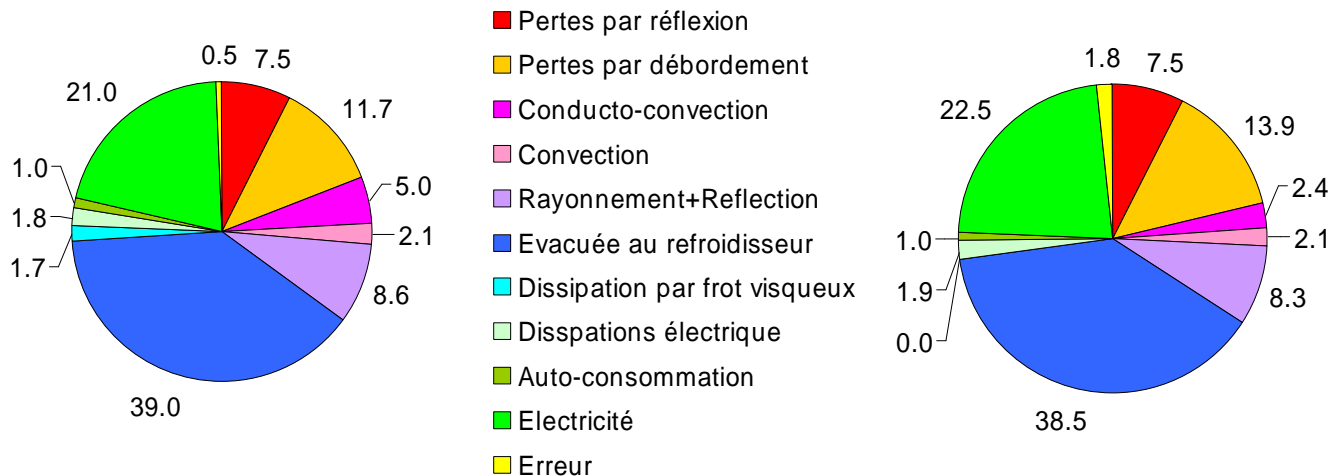


Figure 4.24 : Distribution énergétique estimée par le modèle global (à gauche) et mesurée (à droite) en % de l'énergie solaire collectée par la parabole (48 kW)

Le Tableau 4.6 donne les écarts entre les différents rendements, définis dans le §4.7.1, estimés par le modèle et mesurés. La différence majeure entre le modèle et les mesures expérimentales se situe au niveau du moteur Stirling comme on pouvait s'y attendre, connaissant les limites du modèle développé. Les écarts, inférieurs à 7 % restent cependant dans une gamme largement acceptable.

<i>Donnée</i>	<i>Modèle</i>	<i>Mesures expérimentales</i>	<i>Ecart (en % de la mesure expérimentale)</i>
rendement du concentrateur, η_{par}	80.7 %	78.6 %	2.7 %
rendement de la cavité, η_{cav}	80.1 %	82.6 %	3 %
rendement thermo-optique, $\eta_{\text{ther-opt}}$	64.7 %	64.9 %	0.3 %
rendement du cycle Stirling, η_{cycle}	36.8 %	39.2 %	6.3 %
rendement solaire-électricité, η_{net}	21.0 %	22.5 %	6.9 %

Tableau 4.6 : Comparaison modèle-mesures expérimentales des différents rendements des sous composants du système EURODISH

La Figure 4.25 est particulièrement intéressante et montre les températures mesurées par les 20 thermocouples sur la journée du 19 janvier 2006 (Chapitre 3, Figure 3.8) et des températures moyennées sur un cycle moteur des 8 sous-domaines de l'absorbeur solaire dans le modèle récepteur. On remarque une bonne correspondance entre les mesures et le modèle, ce qui est en accord avec les faibles écarts sur le calcul des pertes par rayonnement thermique directement dépendantes de ces niveaux de températures. La différence entre la température maximale et minimale est calculée à 119 °K et est mesurée à 90 °K. La pression du cycle moteur a été réglée à 119 Bar dans le modèle et a été mesurée à 140 Bar lors des mesures du 19 janvier 2006, soit une différence importante de 15 %. Cette différence provient principalement des effets de moyennes lors du calcul des flux solaires sur chaque sous-domaine de l'absorbeur qui ont tendance à homogénéiser artificiellement la distribution du flux solaire. Dans le modèle, le flux moyen maximal est calculé à 970 kW.m^{-2} sur le sous-domaine 4, alors que la valeur maximale est mesurée à 1580 kW.m^{-2} (§4.3.4).

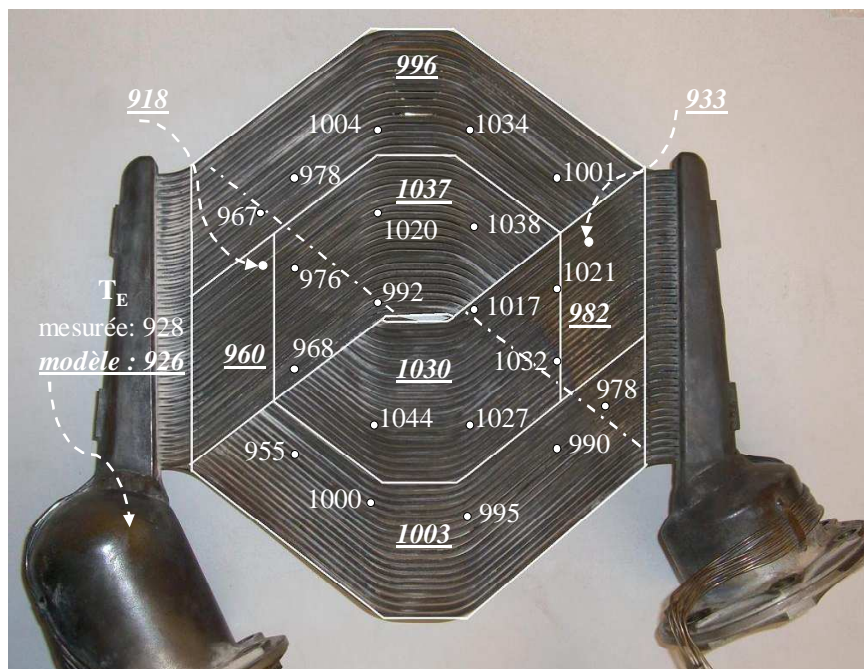


Figure 4.25 : Températures en °K mesurées par les 20 thermocouples localisés à l'arrière de l'absorbeur et calculées par le modèle (valeurs soulignées)

Des résultats complémentaires à cette simulation sont donnés en annexe A5, en particulier l'évolution de la pression dans le moteur en fonction des volumes de détente et de compression sur un cycle Stirling de 40 ms. Une étude paramétrique en fonction des volumes morts dans le moteur est également présentée. Cette étude montre qu'il est possible en diminuant les volumes morts d'obtenir le rendement de cycle mesuré de 39.2 %. Dans sa thèse, H. LEMRANI [2] remarque que dans les différents modèles développés pour la simulation des moteurs Stirling, la plupart requiert des corrections arbitraires sur la géométrie du moteur ou sur les corrélations utilisées dans le calcul des coefficients de convection pour « caler » les prédictions du modèle sur les performances du moteur à des mesures expérimentales. Nous avons fait le choix dans ce travail de thèse de ne pas modifier ces corrélations ou la géométrie initiale du moteur Stirling afin de ne pas multiplier et complexifier les données d'entrée du modèle, déjà nombreuses.

4.7.3 Etude des performances des composants du système EURODISH en fonction de la puissance solaire collectée par la parabole

Nous venons de voir que le modèle complet du système Parabole/Stirling donne des résultats en accord, en particulier au niveau du modèle récepteur, avec des mesures expérimentales faites avec un appareillage de haute précision pour une valeur d'ensoleillement de 906 W.m^{-2} . Il est également possible de comparer les résultats du modèle aux mesures des fichiers journaliers de sauvegarde (§3.4 du chapitre 3 sur le retour d'expérience). Le pas de temps d'une seconde entre chaque mesure permet alors de balayer une large gamme d'ensoleillement (de 250 à 1000 W.m^{-2}) et de vérifier ainsi la qualité des résultats du modèle. 3 journées ont été choisies, celles du 19, 20 et 24 janvier 2006. Le choix de ces journées n'est pas anodin et permet d'utiliser certaines mesures expérimentales (fortement variables dans le temps) du Tableau 4.5 comme entrées du modèle (en particulier la réflectivité de la parabole, et les propriétés du refroidisseur ; débit, capacité thermique et masse volumique). Les conditions de fonctionnement du système sont donc restées très stables sur ces trois journées (température extérieure, réflectivité, débit du refroidisseur) permettant de les confondre.

La Figure 4.26 donne la variation des rendements thermo-optique, de cycle du moteur Stirling et global de conversion solaire-électricité. Tout d'abord, on remarque sur les mesures expérimentales, l'effet du ventilateur de secours situé à l'arrière de l'absorbeur. Son rôle est d'évacuer la chaleur excédentaire quand l'ensoleillement direct normal dépasse les 850 W.m^{-2} . Pendant les mesures instantanées du Tableau 4.5, ce ventilateur de secours avait été désactivé ce qui a eu pour effet d'augmenter légèrement ce rendement. En fonctionnement normal (avec le ventilateur de secours), pour un flux de 900 W.m^{-2} (et une surface et une réflectivité de la parabole de 53 m^2 et 92.5%), le rendement se situe entre 20 et 21.5% . Celui-ci est maximal [21.5 - 22.5%] juste avant que le ventilateur de secours démarre, c'est à dire entre 800 et 850 W.m^{-2} . L'effet du ventilateur n'est pas pris en compte dans notre modèle et on n'observe donc pas cette chute de rendement.

L'allure générale de l'évolution du rendement de conversion solaire-électricité est bien simulée. Il chute fortement quand l'ensoleillement diminue ; d'après le modèle, il passe de 21% à 906 W.m^{-2} à 12.9% à 300 W.m^{-2} . L'écart maximal avec les mesures expérimentales se situe pour des flux compris entre 600 et 700 W.m^{-2} . Cependant, on remarque une nette différence sur les rendements des sous-composants du système. D'après les mesures, le rendement de cycle du moteur diminue avec le DNI. Il passe de 38 à 31% pour un DNI diminuant de 900 W.m^{-2} à 300 W.m^{-2} . Cette diminution n'est pas observée sur les résultats du modèle ; le rendement moteur est stable à 36.7% quel que soit l'ensoleillement direct. A l'inverse, le rendement thermo-optique calculé par le modèle diminue fortement avec le DNI, celui-ci chute de 64.7% pour 906 W.m^{-2} à 47% pour un DNI de 300 W.m^{-2} . Et selon les mesures, ce rendement chute de façon beaucoup moins brutale de 65% à 55% . Ces différences importantes sont dues à la régulation de la pression dans le moteur Stirling. En effet, à Odeillo, les valeurs de DNI dans les bas flux sont juste disponibles lors du lever et surtout lors du coucher du soleil. Le reste du temps, l'ensoleillement est soit élevé ou soit inférieur au seuil minimal de fonctionnement du module EURODISH (250 - 300 W.m^{-2}). Les rendements pour un DNI situé entre 300 et 600 W.m^{-2} sont donc mesurés en régime fortement dynamique et non en régime nominal. La régulation de la pression n'est pas suffisamment rapide pour maintenir la température de fluide dans l'espace de détente à sa consigne de $650 \text{ }^\circ\text{C}$ lors de la chute brutale de DNI (ou montée pour le lever du soleil). Cette température diminuant (tout comme la température de l'absorbeur) le rendement de cycle du moteur Stirling va diminuer alors que celui de la partie thermo-optique va rester plus stable. Dans le

modèle c'est l'inverse, la température dans l'espace de détente est égale à sa valeur de consigne quel que soit le DNI ; le rendement de cycle est donc stable alors que celui de la partie thermo-optique va fortement diminuer car les pertes thermiques dans la cavité vont rester élevées (la température d'absorbeur varie faiblement en fonction de l'ensoleillement) pour une puissance entrante moindre.

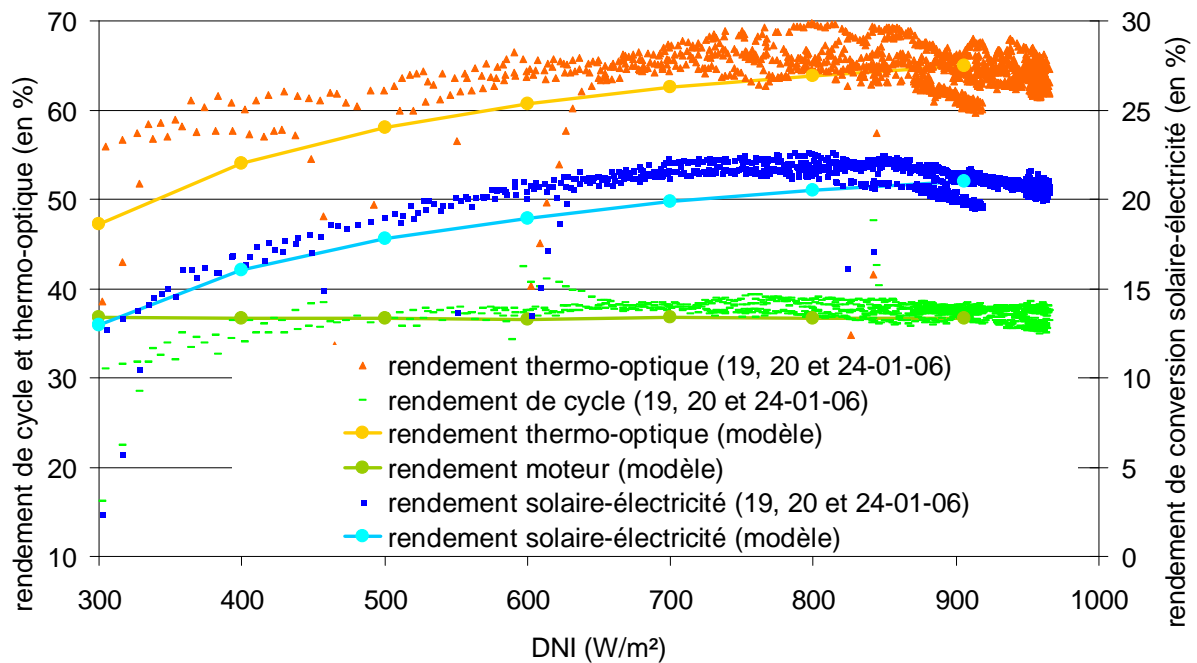


Figure 4.26 : Rendements des sous composants en fonction du DNI mesurés sur 3 journées (19, 20 et 24 janvier 2006) et estimés par le modèle

La figure ci dessous (Figure 4.27) correspond aux mêmes mesures que celles de la Figure 4.26 mais données en terme de puissance. On retrouve la courbe caractéristique d'un système Parabole/Stirling. Les écarts modèle-mesures sont maximaux pour des flux compris 600 et 700 $W.m^{-2}$; à 700 $W.m^{-2}$, il est évalué à 700 W_e .

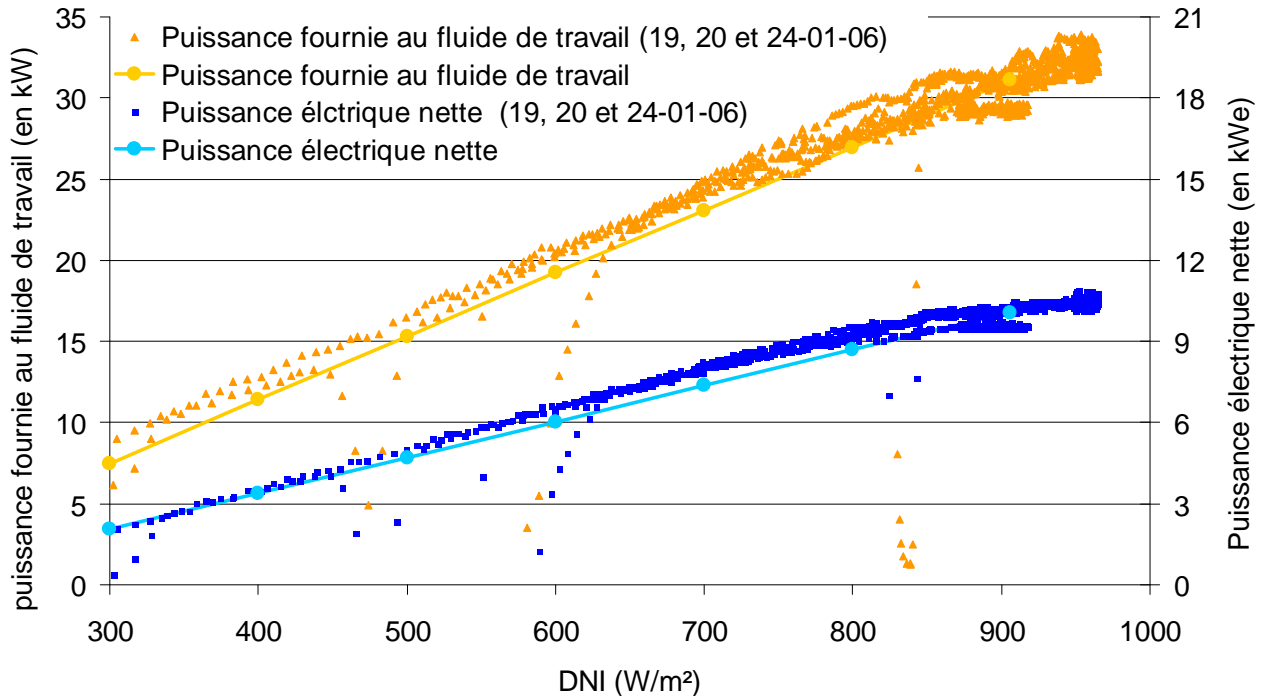


Figure 4.27 : Puissance fournie au fluide travail du moteur Stirling et fournie au réseau électrique en fonction du DNI mesurées sur 3 journées (19, 20 et 24 janvier 2006) et estimées par le modèle

Comme nous l'avons vu dans le chapitre 3 sur le retour d'expérience (et en annexe A1), le système EURODISH à Odeillo fonctionne depuis février 2006 avec une surface de parabole réduite. Les deux graphes de la Figure 4.28 et de la Figure 4.29 sont identiques à ceux ci-dessus mais pour une surface de concentrateur réduite à 45.6 m^2 . Afin de prendre en compte l'effet des bandes opaques sur la distribution du flux solaire concentré, les simulations sous SOLTRACE ont été remises à jour en ajoutant des masques simulant ces bandes opaques. Ces simulations montrent que les pertes par débordement de la tâche focale sont légèrement augmentées ; elles sont évaluées à 12.7 % contre 11.7 % pour une parabole complète de 53 m^2 . Le rendement thermo-optique diminue alors de 64.3 % à 62.7 % pour une même puissance solaire collectée de 45.6 kW. On remarque sur la Figure 4.28 que le ventilateur de secours ne démarre plus pour des DNI supérieurs à 850 $W.m^{-2}$. Les résultats du modèle sont bons pour des ensoleillements dépassant les 700 $W.m^{-2}$. Dans les bas flux, les commentaires faits pour les résultats avec une parabole complète de 53 m^2 restent valables. Les écarts sur la puissance électrique entre les simulations et les mesures sur les 2 journées du 12 et 28 février 2006 sont faibles. Un écart de 500 W_e est constaté pour un DNI de 700 $W.m^{-2}$

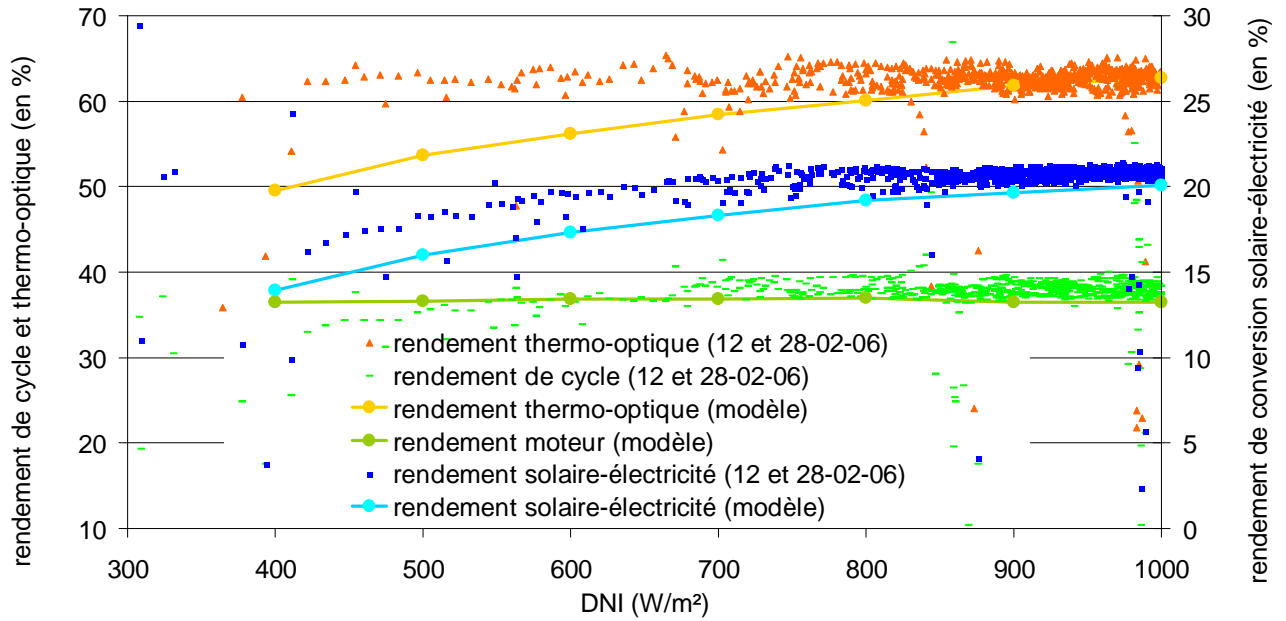


Figure 4.28 : Rendements des sous composants en fonction du DNI mesurés sur 2 journées (12 et 28 février 2006) et estimés par le modèle pour une surface de parabole réduite à 45.6 m^2

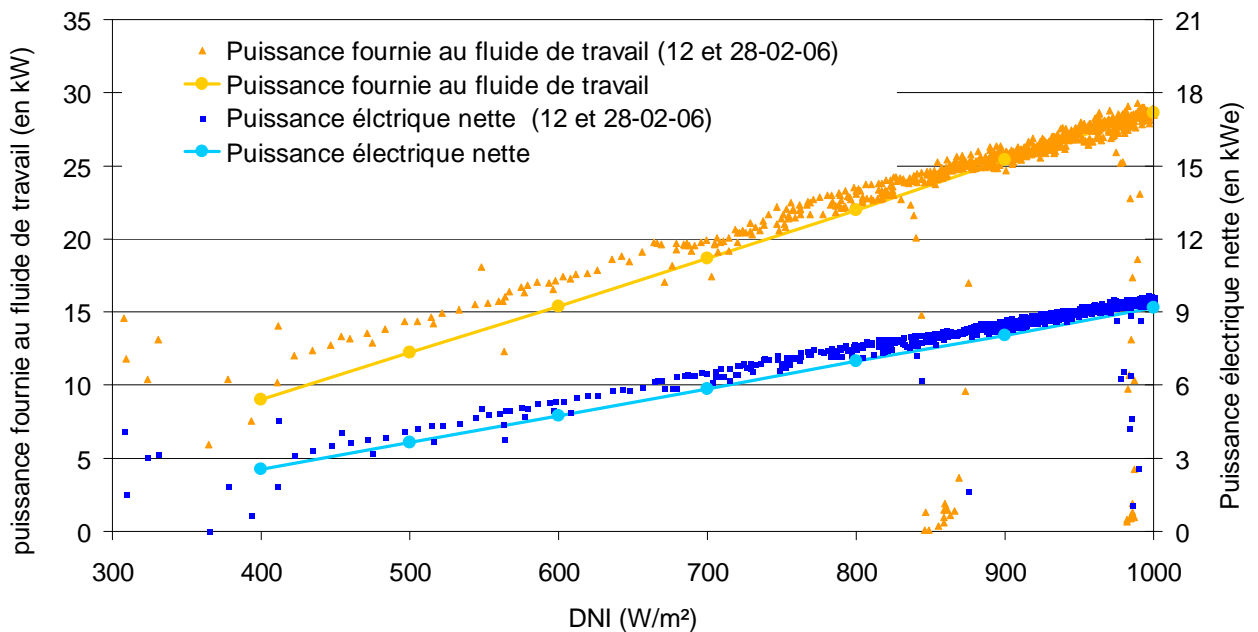


Figure 4.29 : Puissance fournie au fluide travail du moteur Stirling et fournie au réseau électrique en fonction du DNI mesurées sur 2 journées (12 et 28 février 2006) et estimées par le modèle pour une surface de parabole réduite à 45.6 m^2

4.8 Utilisation du modèle

Les résultats du modèle sont cohérents comparés à différentes mesures :

- Les performances calculées pour un fonctionnement en régime nominal à 906 W.m^{-2} sont en bon accord avec le bilan énergétique de W. REINALTER [7] réalisé à partir de mesures expérimentales des puissances entrantes et sortantes du système EURODISH.
- Les niveaux de températures sur l'absorbeur solaire sont bien estimés.
- Le modèle restitue l'allure du rendement de conversion solaire-électricité en fonction de l'ensoleillement direct normal. On remarque des différences dans les bas flux en sur les rendements thermo-optique et de cycle du moteur Stirling. Ces différences sont dues à la régulation de la pression dans le moteur.

Maintenant nous pouvons donc étudier la sensibilité des performances du système EURODISH en fonction de paramètres pouvant varier avec le temps ou nous semblant peu optimisés actuellement :

- Dans un premier temps, l'influence de différentes caractéristiques, du refroidisseur en particulier, est étudiée.
- Ensuite nous nous placerons dans la cavité pour évaluer les performances pour différentes valeurs de réflectivité de l'absorbeur susceptibles de se dégrader avec le temps. Puis nous nous attarderons sur la géométrie de la cavité, en particulier sur son diamètre d'ouverture et sa profondeur. Cette étude est plus délicate à traiter car elle nécessite pour chaque modification de recalculer les cartes de flux en utilisant SOLTRACE (annexe A4) ainsi que la matrice des facteurs de forme F_{ij} .

4.8.1 Etude des performances du système en fonction de la température ambiante

La température ambiante est un paramètre important dans les performances du système EURODISH. En plus de jouer sur les pertes thermiques dans la cavité, le rendement de cycle Stirling est directement dépendant de cette température qui est la source froide du moteur. Afin de prendre en compte l'influence de l'air ambiant sur le moteur Stirling, il est nécessaire de rajouter dans le modèle un module simulant le comportement du radiateur eau+antigel/air du refroidisseur. On prendra un modèle très simplifié en régime permanent ; l'équation Eq.4.58 est utilisée pour calculer la température de l'eau+antigel en entrée du refroidisseur du moteur en fonction de son débit, d'un coefficient d'échange estimé à 1000 W.K^{-1} à partir de mesures expérimentales et de la température de l'air ambiant :

$$T_{in,eau} = \frac{T_a + ((\dot{m}C_p)_{eau} - \frac{K_{eau/air}}{2})T_{out,eau}}{(\dot{m}C_p)_{eau} + \frac{K_{eau/air}}{2}} \quad \text{Eq.4.58}$$

La Figure 4.30 montre les performances du module EURODISH pour une température ambiante de 263 °K (-10 °C) à 313 °K (40 °C) et ce pour deux niveaux de DNI, 500 et 906 W.m⁻². Les autres paramètres (surface et réflectivité de la parabole, géométrie cavité, débit refroidisseur..) sont à leurs valeurs nominales données dans le Tableau 4.5. Pour cette gamme de température ambiante, la température d'entrée de l'eau+antigel dans le refroidisseur du moteur Stirling évolue de 276 à 327 °K pour un DNI de 906 W.m⁻² et de 269 à 320 °K pour 500 W.m⁻². Les rendements thermo-optiques varient peu pour cette gamme de température extérieure, ce qui signifie que les pertes thermiques dans la cavité sont constantes. Par contre, le rendement de cycle moteur est très dépendant de la température extérieure, celui-ci ne dépend pas du niveau de flux et chute de 38.2 % à 34.3 % soit une chute de 10 % pour une augmentation de 50 °K. Au final, le rendement de conversion solaire-électricité passe de 21.7 % à 19.6 % pour un ensoleillement de 906 W.m⁻² et de 18.7 % à 17 % pour un DNI de 500 W.m⁻².

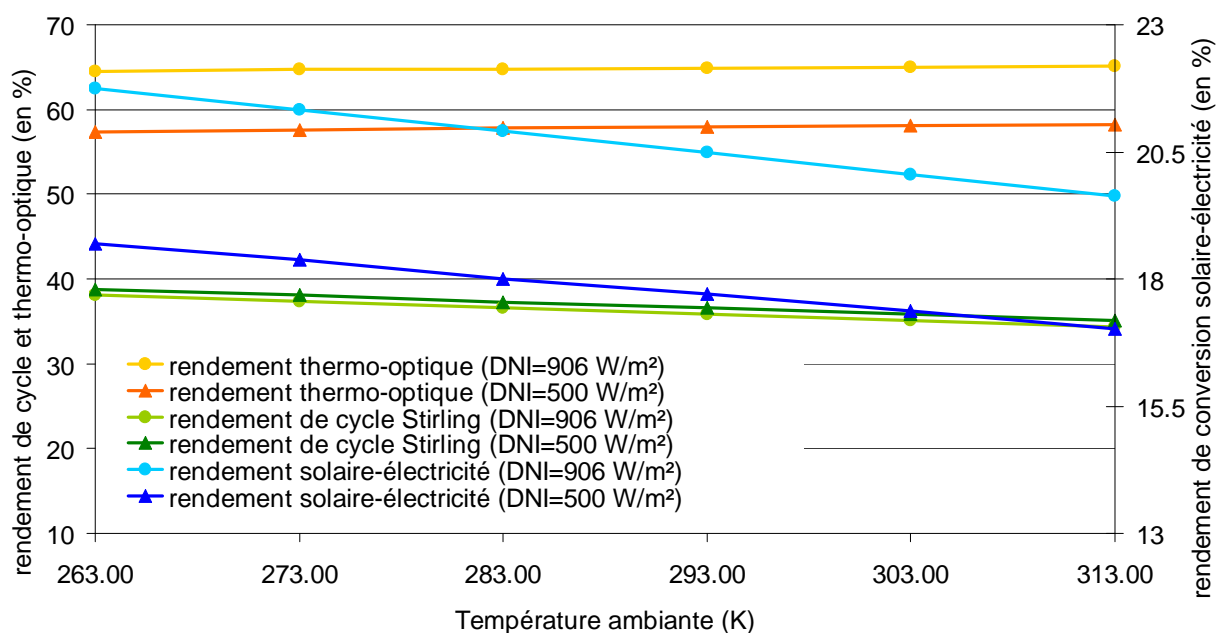


Figure 4.30 : Evolution des performances du module EURODISH en fonction de la température ambiante pour deux niveaux de DNI (500 et 906 W.m⁻²)

4.8.2 Etude des performances du système en fonction du débit d'eau+antigel dans le refroidisseur

Il est également intéressant d'étudier l'évolution des performances en fonction du débit dans le refroidisseur pour une température de l'eau+antigel en entrée du refroidisseur constante. Cette étude sera en particulier utile pour le dernier chapitre de cette thèse consacrée à la récupération de la chaleur pour une application en cogénération du module EURODISH. La Figure 4.31 montre, pour une température de l'eau+antigel en entrée du refroidisseur de 295 K, l'évolution en fonction du débit, de la température \bar{T}_c du fluide de travail dans l'espace de compression (température de source froide) et des rendements de cycle et de conversion solaire-électricité. Les autres paramètres d'entrée du modèle sont à leurs valeurs nominales (Tableau 4.5). On remarque que la température \bar{T}_c évolue suivant une fonction du type (ax^{-1}) ce qui est logique. En régime permanent, la différence de température de l'eau+antigel dans le refroidisseur, et donc directement \bar{T}_c peut être exprimée par l'équation Eq.4.59. L'augmentation de la température \bar{T}_c pour les bas débits est de plus amplifiée par la diminution du rendement de cycle (qui dépend des niveaux de température dans le refroidisseur, Figure 4.30) et donc de l'augmentation de la puissance \dot{Q}_k récupérée par l'eau+antigel.

$$(T_{out,eau} - T_{in,eau}) = \frac{\dot{Q}_k}{C_{p,eau}} \dot{m}_{eau}^{-1} \quad \text{Eq.4.59}$$

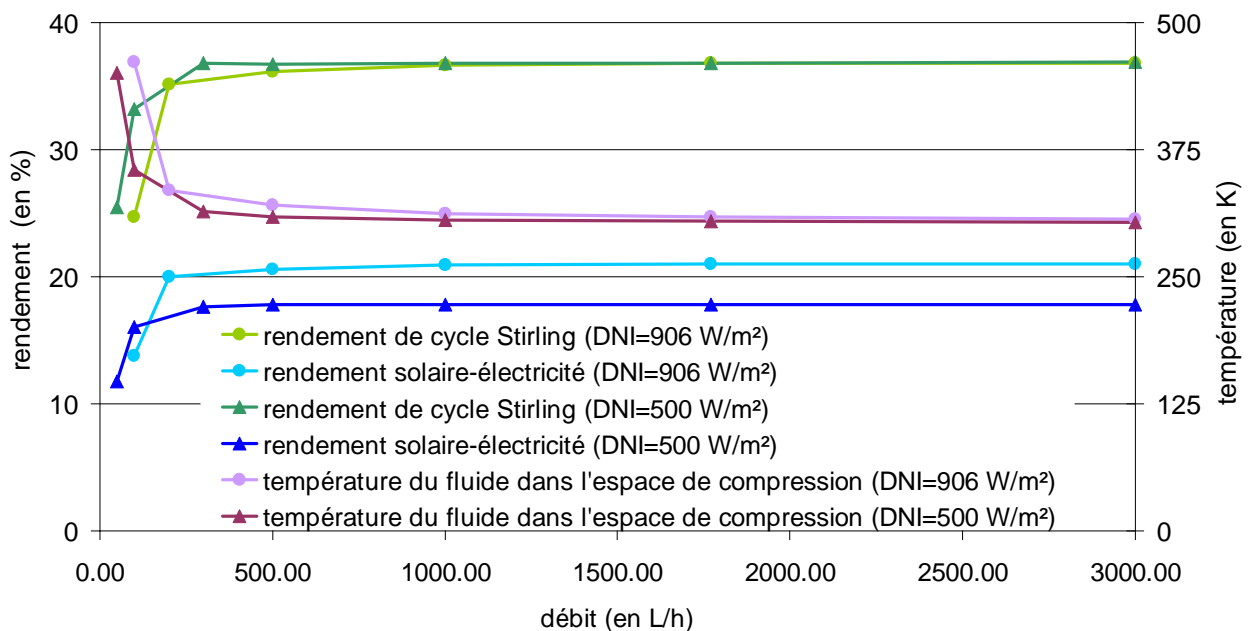


Figure 4.31 : Evolution des performances du module EURODISH en fonction du débit de l'eau+antigel dans le refroidisseur pour deux niveaux de DNI (500 et 906 W.m⁻²)

4.8.3 Etude des performances du système en fonction de la réflectivité de l'absorbeur

Une des propriétés susceptible de varier dans le temps est la réflectivité de l'absorbeur solaire (ou directement l'absorptivité égale à un, moins la réflectivité). Au fil de l'exploitation du module EURODISH, l'état de surface peut s'altérer à cause des contraintes thermomécaniques élevées dues à la non-uniformité de la distribution du flux solaire. Si l'absorptivité diminue de 93 % (valeur nominale) à 83 % (diminution de 10 %), les pertes par rayonnement thermique et réflexion, augmentent de 35 % pour un DNI de $906 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$. Le rendement thermo-optique chute alors de 64.7 % à 61 % soit une diminution de plus de 5 %, comme le montre la Figure 4.32. Les propriétés optiques de l'absorbeur sont donc un point sensible dans la construction du récepteur, en particulier quand il reçoit directement une grande part de la puissance solaire réfléchiée par la parabole. A l'inverse les propriétés optiques des parois latérales de la cavité en céramique n'influencent que très faiblement le rendement du récepteur solaire.

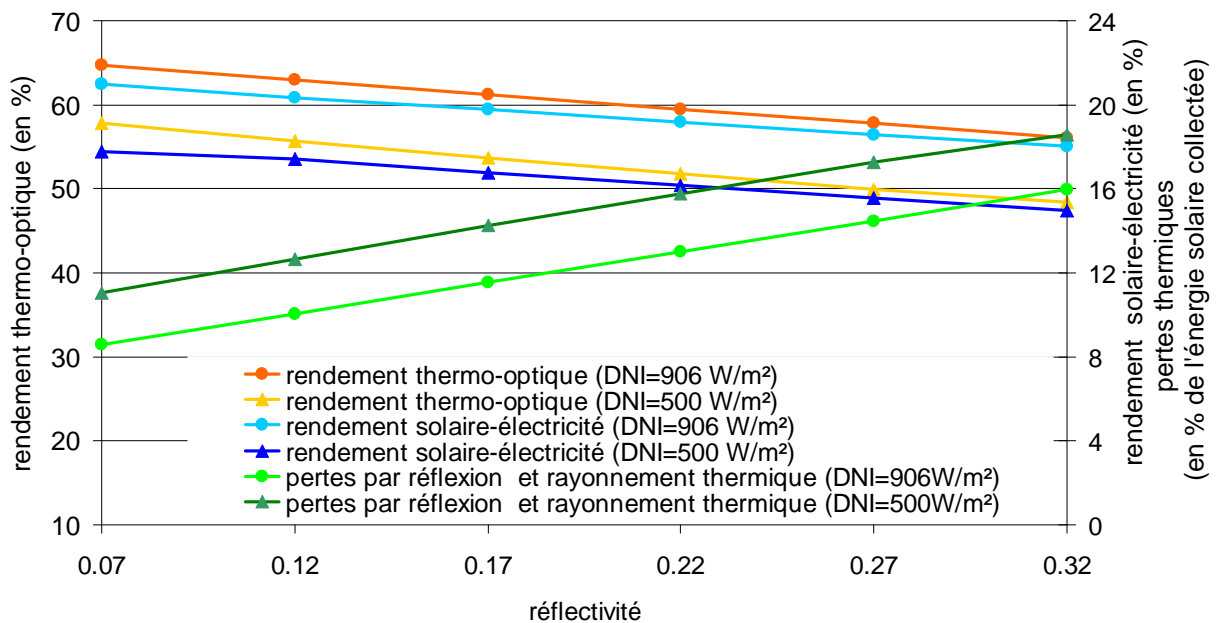


Figure 4.32 : Evolution des performances du module EURODISH en fonction de l'absorptivité de l'absorbeur pour deux niveaux de DNI (500 et $906 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$)

4.8.4 Comparaison des performances du système en fonction du fluide de travail (hélium ou hydrogène) du moteur Stirling

Le moteur Stirling Solo 161 a l'avantage de pouvoir fonctionner avec deux fluides de travail, de l'hélium (He) ou de l'hydrogène (H_2). A la plate forme solaire d'Almeria (PSA) où ont été installés les deux premiers prototypes EURODISH du projet EnviroDish, les deux fluides ont été utilisés et une augmentation de 10 % du rendement global solaire-électricité a été constatée en utilisant de l'hydrogène [22]. Cette augmentation s'explique dans les propriétés physiques du fluide, c'est à dire sa viscosité, sa conductivité thermique, sa chaleur massique et sa masse volumique. Le second intérêt de l'hydrogène est son prix bien inférieur à celui de l'hélium. Malgré ces avantages intéressants, l'hydrogène a comme inconvénient d'être extrêmement inflammable et les limites d'inflammabilité sont très larges. De plus l'hydrogène

est un gaz difficile à contenir et a tendance à diffuser à travers les matériaux. (Chapitre 3 sur le retour d'expérience et annexe A1).

La Figure 4.33 montre les résultats du modèle sur les performances du système en fonction du DNI pour ces deux fluides de travail. Les propriétés physiques du fluide sont données en annexe A4. Les autres paramètres sont à leurs valeurs nominales (Tableau 4.5). L'utilisation de l'hydrogène permet d'augmenter, d'après le modèle, le rendement de conversion solaire-électricité de 20 %, soit pour un flux de 906 W.m^{-2} ($\eta_{\text{net}}=21 \%$ et 16.6% respectivement pour H_2 et He), une augmentation de puissance de 2 kW_e . Le rendement thermo-optique est logiquement identique pour les deux fluides et le rendement de cycle Stirling est amélioré de 18% en utilisant de l'hydrogène pour un DNI de 906 W.m^{-2} ($\eta_{\text{cycle}}=37 \%$ et 30% respectivement pour H_2 et He).

Dans le cadre d'une exploitation scientifique du système EURODISH, où les performances du système sont plus « importantes » que la sécurité, l'utilisation de l'hydrogène est un choix judicieux. Pour une exploitation commerciale, une étude plus approfondie est nécessaire notamment sur les risques d'inflammabilité et d'explosion qu'entraîne l'utilisation de l'hydrogène ainsi que sur les coûts de maintenance dus aux nombreux remplissages des bouteilles de réserve. Or, comme nous avons pu le voir dans le chapitre 3, on ne dispose d'aucun retour d'expérience sur les systèmes fonctionnant à l'hélium. (Almería)

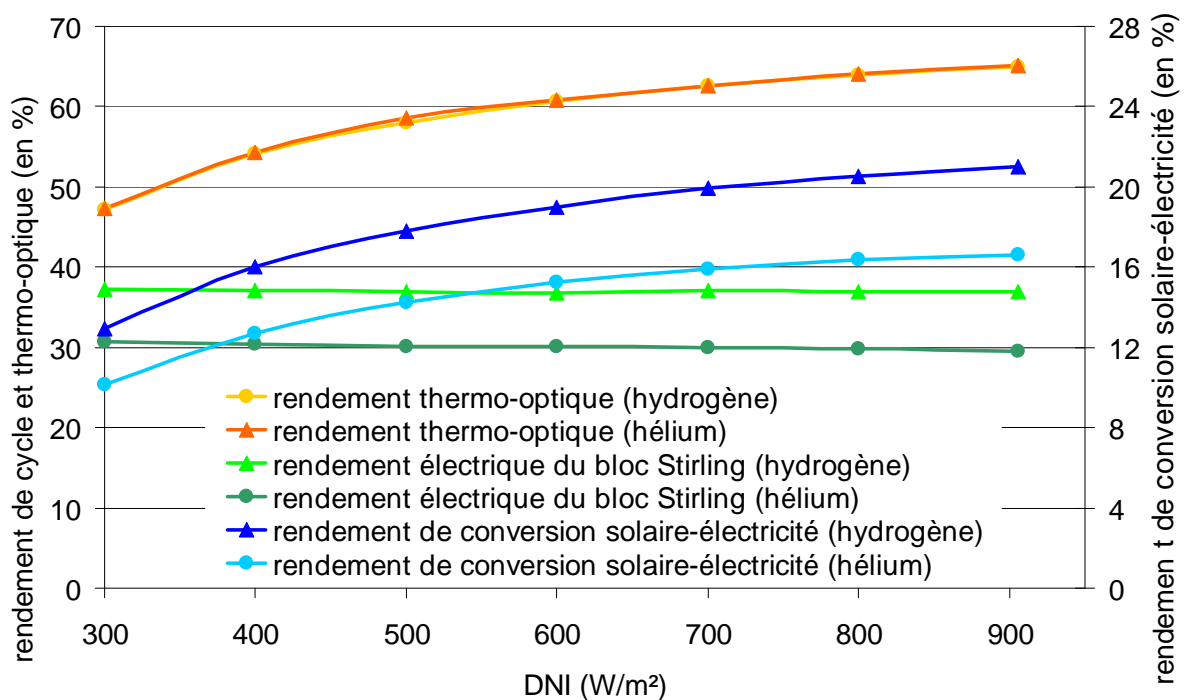


Figure 4.33 : Comparaison des performances du système EURODISH en fonction du DNI pour deux fluides de travail, hydrogène et hélium

4.8.5 Etude des performances du système en fonction de la géométrie de la cavité (diamètre d'ouverture, profondeur)

Nous avons vu dans le paragraphe §4.3.4 que le diamètre d'ouverture de 19 cm était, pour la qualité optique de la parabole du système EURODISH à Odeillo, insuffisant pour capter 90 % (valeur de design) de la puissance solaire réfléchiée par la parabole. Cependant, augmenter le diamètre d'ouverture aura pour conséquence d'augmenter le facteur de forme entre l'absorbeur à haute température et l'air ambiant et donc les pertes par rayonnement thermique et réflexion. On se propose dans ce paragraphe d'optimiser ce diamètre sans modifier les autres paramètres géométriques (profondeur, position de la cavité par rapport au plan focal du concentrateur). Une modification du diamètre nécessite une réactualisation des cartes de flux sur l'absorbeur solaire sous SOLTRACE (annexe A4) ainsi que de la matrice F_{ij} des facteurs de forme. Le coefficient de convection naturelle à l'intérieur de la cavité varie peu pour des diamètres d'ouverture allant de 13 cm à 30 cm (diamètre de la cavité).

La Figure 4.34 montre l'évolution des pertes thermiques dans la cavité et des rendements des sous composants du module EURODISH. On remarque immédiatement que le diamètre actuel est légèrement trop faible. L'augmenter à une valeur de 22 cm permettrait de diminuer les pertes par débordement sous les 10 % de l'énergie solaire collectée. Les pertes thermiques augmentent alors légèrement de 15.7 % à 18.1 %. et au final, le rendement thermo-optique progresse de 2.4 % (de 64.7 % à 66.2 %) tout comme le rendement de conversion solaire-électricité (gain de 300 W_e). On note également qu'une cavité sans diaphragme, soit un cylindre de 30 cm de diamètre, plus simple à mettre en œuvre serait plus efficace que celle actuelle. A l'opposé, en dessous d'un diamètre d'ouverture de 22 cm, les pertes par débordement deviennent prépondérantes sur les pertes thermiques dans la cavité, entraînant une forte diminution du rendement thermo-optique ; celui-ci chute à 55 % pour un diamètre de 13 cm.

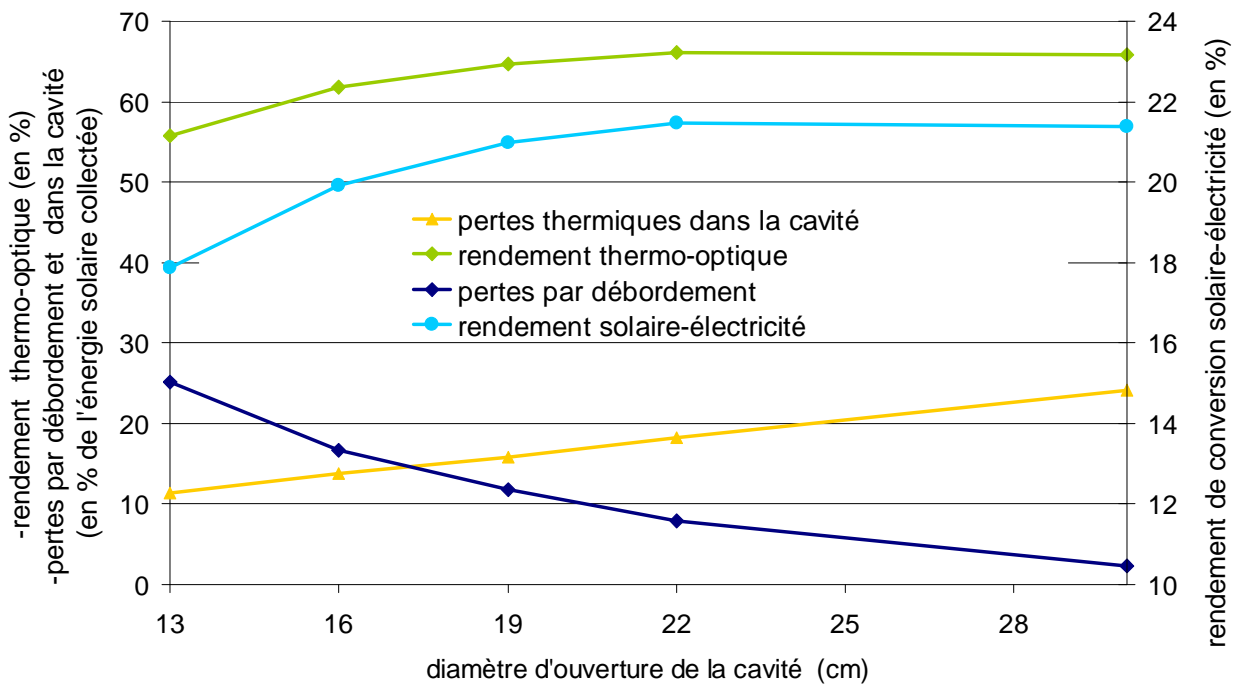


Figure 4.34 : Evolution des performances du module EURODISH en fonction du diamètre d'ouverture de la cavité

Une étude équivalente peut être réalisée sur la profondeur de la cavité. Comme le montre la figure suivante, il est tentant de diminuer cette dimension afin d'améliorer le rendement thermo-optique du système en atténuant les pertes thermiques dans la cavité, en particulier par conducto-convection à travers les parois latérales en céramique et surtout par réflexion du flux solaire concentré. En effet, en diminuant la profondeur, on augmente la part de la puissance solaire atteignant directement l'absorbeur (annexe A4, Tableau A4.2). Pour une profondeur de 7 cm, les pertes thermiques sont évaluées à 5.3 kW (11.1 % de la puissance solaire collectée par la parabole) et 6.4 kW (13.4 %) pour des diamètres d'ouverture de 19 et 22 cm. Elles sont diminuées de 3 kW par rapport à une cavité de 12 cm de profondeur (valeur nominale). Cependant, l'inconvénient est que l'on augmente grandement le pic de flux solaire (2600 kW.m^{-2} sur l'absorbeur pour 9 cm de profondeur) et directement la pression dans le moteur Stirling (limitée à 150 bar) afin de diminuer la température d'absorbeur à sa valeur de consigne maximale de $780 \text{ }^\circ\text{C}$. Pour une profondeur de 9 cm, selon le modèle, la pression nécessaire serait alors de 127 et de 130 Bar (pour respectivement 19 cm et 22 cm d'ouverture) et nous avons vu précédemment que le modèle sous-estime fortement la pression due aux effets de moyenne lors du calcul des flux solaires moyens sur chaque sous-domaine. Néanmoins, il semble acceptable de diminuer la profondeur à 11 cm, le flux solaire maximal est alors donné par SOLTRACE à 2000 kW.m^{-2} pour un diamètre d'ouverture de 22 cm (1800 kW.m^{-2} pour 19 cm) et il suffirait de masquer les parties de la parabole à l'origine de ce pic de flux (Figure 4.15) pour diminuer la pression dans le moteur Stirling ; la perte de puissance solaire due à la diminution de la surface collectrice serait alors compensée par le gain sur le rendement thermo-optique.

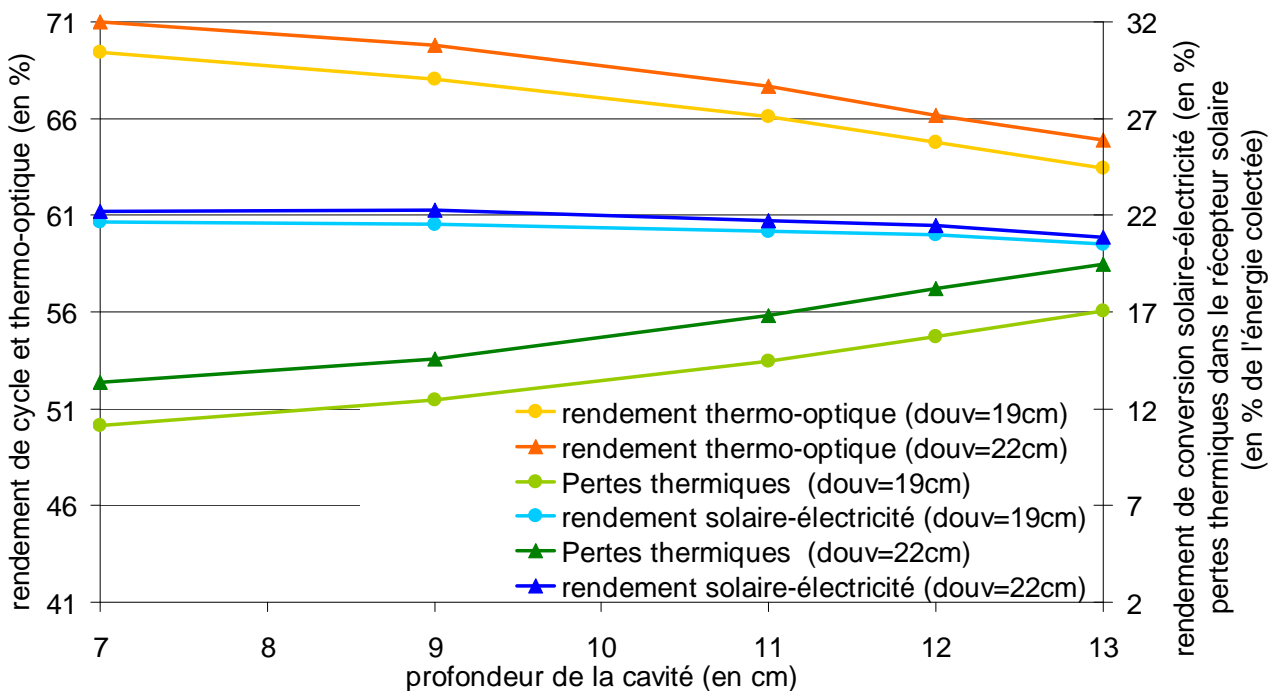


Figure 4.35 : Evolution des performances du module EURODISH en fonction de la profondeur de la cavité pour deux diamètres d'ouverture

4.9 Bilan et Perspectives sur la modélisation d'un système Parabole/Stirling

Ce chapitre a permis de mettre en place une modélisation complète de la chaîne de conversion solaire-électricité. La première étape de ce travail a été de modéliser le concentrateur parabolique en utilisant le code de calcul de flux solaire, SOLTRACE. La confrontation des résultats des simulations à des mesures expérimentales montre que SOLTRACE est un code puissant bien adapté pour la modélisation et l'étude d'un concentrateur parabolique. Une fois cette étape validée, un modèle développé sous MATLAB permet, à partir des distributions de flux solaire calculées sous SOLTRACE, d'estimer les pertes thermiques dans le récepteur solaire par convection, par réflexion et par rayonnement thermique et la puissance transmise au fluide de travail circulant dans l'absorbeur. Pour calculer ce dernier terme, il est nécessaire de développer un second modèle simulant le cycle thermodynamique du moteur Stirling. La difficulté est qu'il n'est pas possible de considérer le cycle Stirling comme un cycle thermodynamique théorique à cause de la nature même du moteur qui impose une non-homogénéité spatiale et temporelle très forte de l'état du fluide de travail. Une des méthodes les plus couramment employées pour simuler le cycle d'un moteur Stirling consiste à discrétiser le volume du moteur en sous-domaines auxquels on applique les équations fondamentales de la physique sous certaines hypothèses. Une de ces hypothèses est de prendre une température de paroi du réchauffeur constante ; dans notre cas, cette hypothèse a dû être levée afin de prendre en compte la forte non-uniformité du flux solaire sur l'absorbeur. Nous l'avons donc discrétiser en 8 sous-domaines, chacun vérifiant l'hypothèse d'une température de paroi uniforme.

Comparés à des mesures faites par 20 thermocouples placés derrière l'absorbeur, les niveaux de température sur l'absorbeur calculés par le modèle sont bons. On retrouve les mêmes ordres de grandeur avec des écarts inférieurs à 5 %. Les pertes thermiques dans la cavité étant directement liées à ces niveaux de température, les performances du récepteur solaire et plus généralement de l'ensemble thermo-optique « parabole-récepteur » sont simulées avec des écarts inférieurs à 3 %. Des mesures expérimentales de la puissance électrique fournie par le bloc moteur Stirling et de la puissance récupérée par le liquide de refroidissement circulant dans le refroidisseur du moteur, montrent que la principale source d'erreur des simulations est la modélisation du moteur Stirling. S. BONNET [3] avait déjà montré dans sa thèse les limites de la méthodologie employée. Les écarts sur le rendement de l'ordre de 6 % par rapport aux mesures restent cependant largement acceptables.

Le modèle est ensuite utilisé pour étudier l'influence de l'ensoleillement direct normal et de différentes caractéristiques du refroidisseur. Cette étude est, comme nous le verrons importante pour la dernière étude de cette thèse. Le rendement de conversion solaire-électricité dépend fortement des deux paramètres météorologiques que sont le DNI et la température ambiante. Le DNI a une forte influence sur le rendement du récepteur solaire tandis que la température ambiante, et directement la température de l'eau+antigel du refroidisseur à air, influencent le rendement de cycle Stirling. Quant au débit, il ne perturbe pas le système si celui-ci est supérieur à $500 \text{ L}\cdot\text{h}^{-1}$, valeur faible (actuellement le débit est de $1500\text{-}2000 \text{ L}\cdot\text{h}^{-1}$).

Dans un second temps, le récepteur solaire a été étudié. Après une première étude qui a montré la très forte influence de la réflectivité de l'absorbeur, une seconde plus délicate à mener car nécessitant des re-calculs sous SOLTRACE, a porté sur la géométrie de la cavité. Dans sa position actuelle, la cavité a un diamètre d'ouverture trop faible, les pertes par

débordement sont trop importantes et grèvent le rendement thermo-optique. Une cavité avec une ouverture de 22 cm au lieu de 19 cm améliorerait, les performances de la partie thermo-optique. La cavité est également légèrement trop profonde ; approcher l'absorbeur de l'ouverture lui permettrait d'absorber directement une plus grande partie de la puissance solaire réfléchiée par la parabole et ainsi de diminuer les pertes par réflexion. Cependant, la non-uniformité de la distribution du flux solaire augmenterait ainsi que la pression du fluide de travail dans le moteur, limitée à 150 Bar. L'idée serait alors de masquer les parties du concentrateur responsables du pic de flux sur l'absorbeur et ainsi limiter la température maximale et la pression. Afin de tester ce cas d'étude, il est nécessaire d'améliorer la discrétisation de l'absorbeur solaire en augmentant le nombre de nœuds. En effet, le modèle sous estime fortement la pression dans le moteur car le fait de moyenniser la distribution du flux solaire sur chacun des 6 sous-domaines de l'absorbeur voyant la parabole diminue artificiellement les pics.

Une autre façon simple d'améliorer le rendement du système consiste simplement à positionner exactement l'ouverture de la cavité dans le plan focal du concentrateur. Actuellement, l'ouverture est positionnée en fonction d'un concentrateur idéal de distance focale égale à 4.52 m. Or les erreurs optiques dans la direction radiale de celle-ci ont augmenté sa distance focale de 3 cm. Déplacer l'ouverture de la cavité au niveau de la focale vraie de la parabole permettrait de diminuer grandement les pertes par débordement. Une ouverture de 18 cm de diamètre est alors suffisante d'après SOLTRACE pour capter 90 % de la puissance réfléchiée. Il faudrait cependant diminuer la profondeur de la cavité de 2 cm pour ne pas augmenter les pertes radiatives dans la cavité. Dans cette configuration, d'après les résultats du modèle le rendement thermo-optique passe de 64.7 % à 68 %.

Comme nous l'avons vu tout au long de ce chapitre, l'une des difficultés majeures d'un système Parabole/Stirling est la gestion de la non-uniformité du flux solaire sur l'absorbeur qui entraîne des gradients élevés de température. C'est dans le but de limiter ces gradients de températures qui grèvent le rendement du système qu'ont été étudiés les absorbeurs à caloduc sans vraiment aboutir à de réels prototypes (Chapitre 2). Une autre voie à explorer est celle du second concentrateur, un kaléidoscope. Il consiste en une cavité hexagonale composée de six miroirs plans qui ont pour rôle d'homogénéiser le flux solaire concentré. Pour une régulation sur la température maximale admise par l'absorbeur, on augmente alors la température du fluide de travail dans l'espace de détente et directement le rendement de cycle Stirling, et pour une régulation en fonction de cette température, on va diminuer la température moyenne de l'absorbeur et donc les pertes thermiques dans le kaléidoscope. De plus, la forme actuelle de l'absorbeur est faite pour limiter la surface éclairée de certains tubes au centre de la tâche focale. Cette forme entraîne des volumes morts dans le moteur Stirling qui limitent son rendement. Avec un flux homogène, cette géométrie n'est plus nécessaire. D'après les premières simulations, effectuées en collaboration avec B. RODRIGUEZ, stagiaire au BIDR (The Jacob Blaustein Institute for Desert Research) en Israël et donnés en annexe A5, le rendement thermo-optique pourrait atteindre 70 % pour un rendement de conversion solaire-électricité de 23.1 %.

4.10 Bibliographie du chapitre 4

- [1] I. URIELLI, D.M. BERCHOWITZ, *Stirling cycle analysis*, Published by Adam Hilger Ltd, Bristol, 1984
- [2] H. LEMRANI, *Modélisation énergétique des moteurs Stirling*, Thèse de doctorat, Ecole des mines de Nantes, 1995
- [3] S. BONNET, *Moteurs thermique à apport de chaleur externe : étude d'un moteur STIRLING et d'un moteur ERICSSON*, Thèse de doctorat, Université de Pau et des pays de l'Adour, 2005
- [4]: S.A JONES, *VSHOT measurements of Distal II dish concentrator*, ASME International solar energy conference, Maui, USA, 1999, disponible sur http://www.osti.gov/bridge/product.biblio.jsp?osti_id=2362
- [5]: K. POTTLE, E. LUPFERT, G. JONHSTON, M.R. SHORTIS, *Photogrammetry: A powerful Tool for geometric analysis of solar concentrators and their components*, Journal of Solar Energy Engineering, Vol. 127, 94-101, 2005
- [6]: S. ULMER, P. HELLER, W. REINALTER, *Slope measurements of parabolic dish concentrator using color-coded targets*, Proceeding of the 13th SolarPACES international symposium, Seville, Espagne, 2006
- [7] W. REINALTER, S. ULMER, P. HELLER, T. RAUCH, J-M. GINESTE, A. FERRIERE, F. NEPVEU, *Detailed performance analysis of the 10 kW CNRS-PROMES Dish/Stirling system*, Proceeding of the 13th SolarPACES International Symposium, Seville, Espagne, 2006
- [8] P. GARCIA, *Outils d'évaluation technico-économique et d'aide à la conception des centrales solaires thermodynamiques du futur*, Thèse de doctorat, Université de Perpignan, 2007
- [9] C.L. PITMAN, L.L. VANT-HULL, *The University of Houston Solar Central Receiver Code System: Concepts, Updates and Start-up kits*, SAND-88-7029, 1989
- [10] B. L. KISTLER, *A User's Manual for DELSOL3: A Computer Code for Calculating the Optical Performance and Optimal System Design for Solar Thermal Central Receiver Plants*, SAND-86-8018, 1986.
- [11] C.L. LAURENCE, F.W. LIPPS, L.L. VANT-HULL, *User's manual for the University of Houston individual heliostat layout and performance code*, Houston Univ., TX, 1984
- [12] R. MONTERREAL, *Software developments for system analysis and optimization*, In R. Pitz-Paal, P. Schwarzbözl, SolarPACES Technical Report No. III-3/00, Cologne, Allemagne, 2000
- [13] P.L. LEARY, J.D. HANKINS, *Users guide for MIRVAL: a computer code for comparing designs of heliostat-receiver optics for central receiver solar power plants*, SAND-77-8280, 1979
- [14] T. WENDELIN, *SOLTRACE User Manual*, ASME International Solar Energy Conference, Hawaii, USA, 15-18 mars 2003

- [15] C. G. MCDONALD, *Heat losses from an open cavity*, College of Engineering, California State Polytechnic University, Pomona, 1995
- [16] R. SPIEGEL, J. R. HOWELL, *Thermal radiation heat transfer*, third edition, published by Taylor & Francis, 1992
- [17] P. BOUVIER, *Transferts thermiques en écoulement oscillant dans une conduite cylindrique : Application aux moteurs Stirling*, Thèse de doctorat, Université de Nantes, 2000
- [18] T. COLMANT, V. DELEDICQUE, *Modélisation thermodynamique des moteurs Stirling*, Université Catholique de Louvain, Louvain la Neuve, juin 2002
- [19] F.J. GARCIA-GRANADOS, M.A. SILVA-PEREZ, V.RUIZ-HERNANDEZ, *Thermal model of the EURODISH solar Stirling engine*, Proceeding of the 13th SolarPACES international symposium, Seville, Espagne, 2006
- [20] D. GEDEON, J. G. WOOD, *Oscillating flow regenerator test rig : hardware and theory with derived correlations for screens and felts*, NASA 198442, 1996
- [21] B. THOMAS, D. PITTMAN, *Update on the evaluation of different correlations for the flow friction factor and heat transfer of Stirling engine regenerator*, Proceeding of the 35th IECEC, Las Vegas, USA, 2000
- [22] T. KECK, P. HELLER, W. REINALTER, *Eurodish-continuous operation, system improvement and reference units*, Proceeding of the 13th SolarPACES International Symposium, Seville, Espagne, 2006

Chapitre 5 :

*Etude technico-économique d'un
cogénérateur Parabole/Stirling
EURODISH*

5.1 Nomenclature

\bar{C}	débit capacitif	$W.K^{-1}$
C_p	chaleur massique à pression constante	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
DNI	ensoleillement direct normal	$W.m^{-2}$
GHI	ensoleillement global horizontal	$W.m^{-2}$
h	coefficient de transferts thermiques	$W.m^{-2}.K^{-1}$
h_L	coefficient linéaire de pertes thermiques	$W.m^{-1}.K^{-1}$
H	coefficient global de transferts thermiques	$W.K^{-1}$
L	longueur	m
m	masse	kg
\dot{m}	débit massique	$kg.s^{-1}$
NUT	nombre d'unités de transfert	
Q	transfert d'énergie thermique	J
\dot{Q}	puissance thermique	W
S	surface	m^2
S_w	surface de transfert	m^2
S_{par}	surface de la parabole	m^2
t	temps	s
T	température	K
V	volume	m^3
ε	efficacité de l'échangeur	
ΔL	épaisseur entre 2 sous domaines d'un ballon	m
Δt	pas de temps	s
$\delta \dot{Q}$	puissance échangée sur un pas de temps	W
λ	conductivité thermique	$W.K^{-1}.m^{-1}$
η	rendement	

Indices

am	air ambiant
appoint	appoint électrique
B_{sol}	ballon solaire
B_{sto}	ballon d'appoint
C_{dv}	transferts thermiques conduction et convection
C_o	refroidisseur du moteur Stirling

ECS	eau chaude solaire
Ex	échangeur de l'installation de préparation d'ECS
Ex2/B _{sol}	sous domaine du ballon solaire d'admission en sortie de l'échangeur
Fan	refroidisseur de secours du circuit primaire
local	local où se trouvent les ballons
Los	pertes thermiques
Pprim	tuyauterie du circuit primaire
Pdis	tuyauterie du circuit de distribution
réseau	réseau d'eau froide
refroid	liquide de refroidissement du circuit primaire
seuil	consigne

La caractéristique majeure d'un système Parabole/Stirling par rapport aux deux autres filières de production d'électricité par voie solaire thermodynamique est sa faible puissance unitaire, comprise dans une fourchette entre 3 et 50 kW_e, lui permettant une large gamme d'utilisation dont celle de la production décentralisée actuellement en plein essor. Pour accroître le potentiel du système EURODISH dans l'objectif d'une commercialisation, et pour se différencier d'autres technologies plus matures et moins coûteuses comme le photovoltaïque, la cogénération semble une voie prometteuse. Le but du développement de la cogénération est double ; d'une part elle consiste à proposer une offre plus complète à partir d'une seule installation, en produisant de l'électricité et de la chaleur et d'autre part, elle permet d'améliorer le rendement global de l'installation par une utilisation maximale de l'énergie solaire collectée par la parabole. La production combinée d'électricité et de chaleur a un intérêt économique vis à vis de l'utilisation d'un système EURODISH classique. En effet, en réduisant l'investissement d'un système de production de chaleur séparé et le coût associé des énergies primaires, le temps de retour sur investissement du système EURODISH pourrait être réduit. Cette solution, par l'optimisation du rendement global et la non-utilisation d'énergies primaires classiques a également un très grand intérêt du point de vue de ses performances environnementales, notamment en terme d'émissions de gaz à effet de serre.

Alors que l'hybridation, autre évolution possible des systèmes Parabole/Stirling, a fait l'objet de nombreuses recherches avec plus ou moins de succès (chapitre 2), il n'existe pas à notre connaissance, de publications scientifiques sur les performances d'un module Parabole/Stirling appliqué à la cogénération. L'objectif de ce chapitre est de combler ce manque.

Après une introduction rapide sur la cogénération, on s'intéresse au pourquoi et au comment valoriser les rejets thermiques du système EURODISH. Dans un second temps, un outil de dimensionnement est développé permettant de calculer les performances énergétiques annuelles d'un cogénérateur EURODISH électricité/eau chaude solaire (ECS). Aussi fiable qu'est le modèle développé, les performances prévisionnelles de notre installation ne seront justes que si la ressource solaire (DNI) et les consommations en ECS sont correctement évaluées.

Le modèle développé est ensuite utilisé pour dimensionner une installation et pour évaluer les performances de notre cogénérateur sous différents climats et pour différents besoins en ECS. Afin de pouvoir étudier l'influence de la fiabilité sur les performances prévisionnelles de notre cogénérateur EURODISH, on introduit dans l'outil de dimensionnement un module simulant des défaillances du système. Puis, les performances de notre installation sont comparées à celles d'une installation plus classique composée de capteurs photovoltaïques pour la production d'électricité et de capteurs thermiques plans pour la préparation de l'ECS. L'objectif n'est pas de mettre en concurrence des technologies solaires mais de pouvoir comparer les performances prévisionnelles de notre système à celles d'une installation mature et largement disponible sur le marché de la production décentralisée. Pour finir ce chapitre, une analyse économique est réalisée à partir des performances prévisionnelles calculées dans le paragraphe précédent afin d'étudier le potentiel du cogénérateur EURODISH électricité/ECS.

5.2 Système Parabole/Stirling en cogénération : pourquoi, comment ?

Le principe de la cogénération [1] est contenu dans son nom et consiste à produire, à partir d'une même énergie primaire (la plupart du temps fossile), deux types d'énergie ; une énergie noble (mécanique ou électrique) et une énergie dégradée (thermique). La conséquence directe de ce fonctionnement est un rendement énergétique élevé par rapport à une production classique et séparée d'électricité et de chaleur (Figure 5.1). Le cogénérateur est alors soit une centrale de production d'énergie thermique avec un sous-produit qui est l'énergie électrique à valoriser ou soit plus généralement une centrale électrique avec valorisation des rejets thermiques.

D'après de nombreuses études [2, 3], la filière de la micro-cogénération (puissance inférieure à 500 kW [4]), considérée comme étant la production décentralisée d'énergie électrique et thermique a un potentiel élevé de croissance. De nombreuses technologies (systèmes PV/hybride [5], piles à combustibles, micro-turbines [6] ou encore les moteurs Stirling à biomasse) ayant un très faible impact environnemental sont actuellement au stade de développement. Dans ce contexte très favorable, le système Parabole/Stirling avec ses qualités remarquables (rendement élevé, émissions de polluants nulles, possibilités de stockage et d'hybridation...) peut trouver sa place.

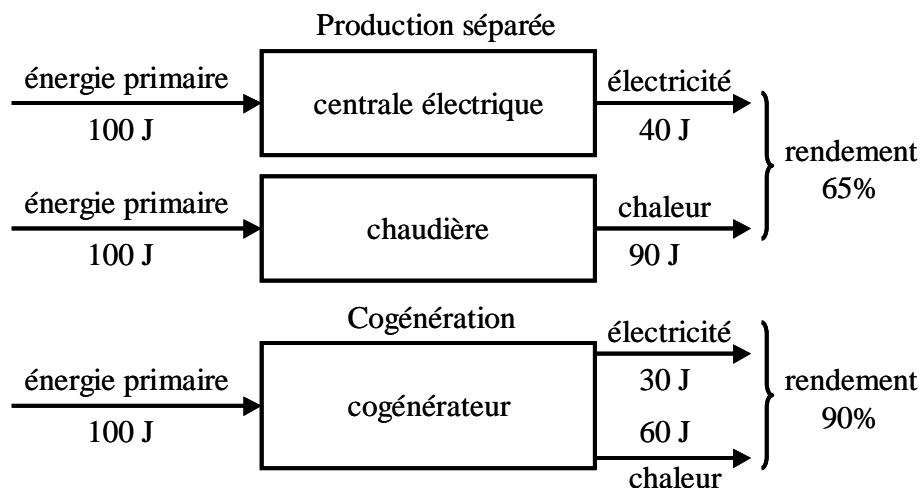


Figure 5.1 : Exemple classique de la comparaison entre le rendement d'un cogénérateur comparée à une installation classique et séparée de production d'électricité et de chaleur

Dans le chapitre précédent, nous avons pu voir à partir de mesures expérimentales et du modèle développé qu'actuellement, pour un ensoleillement direct normal de 906 W.m^{-2} et une surface complète de parabole de 53 m^2 , le rendement de conversion solaire-électricité est de l'ordre de 21-22 %. C'est à dire que 78 % de l'énergie solaire collectée par la parabole est évacuée dans l'air ambiant sous différentes formes. Dans ces 78 %, 38.5 % est évacué dans le circuit de refroidissement du moteur Stirling. A la différence des pertes dans la partie thermo-optique du système EURODISH, la récupération de cette chaleur au niveau du refroidisseur est simple ; il s'agit de détourner la tuyauterie actuelle vers un échangeur afin de ne plus évacuer cette chaleur dans l'air ambiant par l'intermédiaire du ventilateur.

Cette chaleur peut alors être valorisée de différentes manières. Dans la filière de la micro-cogénération, trois types d'utilisation de cette chaleur peuvent être envisagés :

- Le chauffage.
- Le refroidissement.
- La préparation d'eau chaude sanitaire (ECS).

Le chauffage d'un bâtiment nécessite de faibles niveaux de température ce qui permettrait de ne pas faire chuter le rendement de cycle du moteur Stirling. Cependant la demande en chauffage ne correspond pas à l'offre de puissance du système. En effet, les journées les plus ensoleillées où la quantité de chaleur évacuée par le système au niveau du refroidisseur est importante, sont aussi en général les journées où le besoin en chauffage est faible. A l'opposé, l'utilisation de la chaleur pour produire du froid, grâce à des technologies à absorption ou adsorption nécessite des températures élevées (supérieur à 80 °C) qui auront un impact sur le rendement électrique du système. Par contre la demande en froid correspond à la ressource solaire disponible, importante en été. Ces technologies restent néanmoins peu développées (bien qu'en plein essor) et ont un coût d'investissement élevé. La façon la plus simple de valoriser la chaleur évacuée au refroidisseur reste alors la préparation d'ECS. En effet, la filière de la préparation d'eau chaude par système solaire (capteurs plans) est mature et est en plein développement. De plus, les niveaux de température requis restent dans des ordres de grandeur acceptables pour le cycle Stirling et la demande en eau chaude et directement en chaleur, est plus stable sur l'année.

Etant donné les niveaux de puissance en chaleur potentiellement utilisable, de l'ordre de 18 kW pour un ensoleillement de 900 W.m⁻², notre système Parabole/Stirling appliqué à la cogénération électricité/ECS s'adresse à des installations collectives du type camping, hôtel, hôpital... En France, d'après [7], les systèmes de préparation d'ECS pour une installation collective par système solaire utilisent généralement le dispositif décrit sur la Figure 5.2. Bien entendu, dans notre étude les capteurs plans utilisés habituellement sont remplacés par le refroidisseur du moteur Stirling du système EURODISH. Ce dispositif comporte un échangeur externe chargé de récupérer la chaleur évacuée dans le circuit primaire du refroidisseur du moteur Stirling. Il est placé en parallèle au ventilateur actuellement en place qui aura pour rôle d'évacuer la chaleur excédentaire lors des périodes où la demande en eau chaude est insuffisante pour refroidir le cycle Stirling. L'eau préchauffée dans cet échangeur est ensuite dirigée vers un premier ballon tampon appelé ballon solaire. En bas de ce ballon entre l'eau froide du réseau de distribution. En haut sort une eau préchauffée par l'énergie solaire qui entre ensuite dans le bas d'un second ballon, appelé ballon d'appoint. L'eau est alors réchauffée par un système d'appoint (la plupart du temps une résistance électrique) de manière à atteindre une température de consigne définie par l'opérateur. En haut de ce ballon, l'eau chaude entre dans le circuit de distribution où se situent les différents points de puisage. Dans ce circuit de distribution, l'eau est mitigée avec de l'eau froide pour atteindre une température de 55 °C. Afin d'éviter les eaux stagnantes, la prolifération de germes et de répondre instantanément à une demande, un débit faible mais constant d'eau chaude circule en permanence dans ce circuit fermé à re-circulation.

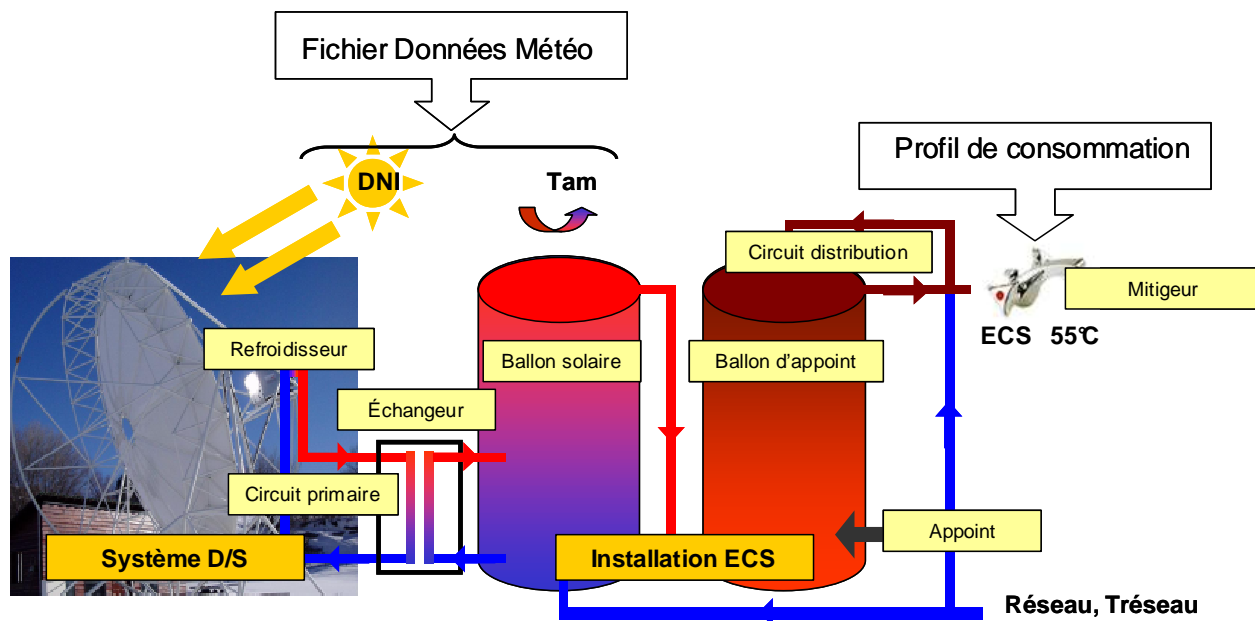


Figure 5.2 : Système Parabolique/Stirling en cogénération électricité/ECS

Les débits d'eau dans l'échangeur sont contrôlés en fonction des niveaux de température dans le circuit primaire et de l'ensoleillement direct normal. Quand l'ensoleillement dépasse le seuil minimal de démarrage du module de l'ordre de $250-300 \text{ W.m}^{-2}$, la pompe du circuit primaire démarre afin d'évacuer la chaleur au niveau du refroidisseur du moteur Stirling. Selon les niveaux de température en entrée du refroidisseur, des valves bipas dirigent le débit de liquide de refroidissement (eau+antigel) soit vers l'échangeur pour valoriser la chaleur récupérée, soit vers le ventilateur pour évacuer dans l'air ambiant la chaleur excédentaire. Ce choix de pilotage et la mise en parallèle de l'échangeur et du refroidisseur permettent de produire de l'électricité dès que l'ensoleillement est suffisant. De plus, pour ne pas accumuler les contraintes, la totalité de la production électrique du système ne répond pas à une demande mais est fournie à un réseau électrique (insulaire ou national). L'énergie électrique consommée par l'ensemble des auxiliaires (ventilateur, pompes...) provient quant à elle du réseau électrique.

5.3 Modélisation de l'installation

5.3.1 Méthodologie

Afin de prévoir correctement les performances techniques et économiques de ce cogénérateur, il est essentiel de disposer d'outils de simulation adaptés. Une bonne estimation des performances permettra d'optimiser la conception et la conduite du système et d'évaluer au mieux son potentiel technico-économique. Les performances d'une telle installation vont dépendre de ses caractéristiques physiques mais surtout de l'ensoleillement direct normal, de la température extérieure et de la demande en eau chaude, paramètres hautement variables sur une heure, une journée, un mois ou une année. Etant donné l'aspect dynamique de ces paramètres d'entrée du modèle, des simulations sur une longue période avec un faible pas de temps sont nécessaires. Couramment, dans la plupart des modèles pour simuler les performances d'un système de production d'énergie (électrique ou thermique) d'origine solaire, la base de temps est l'année avec un pas de temps de l'heure.

L'outil pour simuler les performances de notre installation a été développé en deux étapes. Dans un premier temps, le système EURODISH est modélisé par deux corrélations estimant la puissance électrique et la chaleur évacuée au niveau du refroidisseur en fonction de différents paramètres susceptibles de varier. Ces deux corrélations sont ensuite comparées à des mesures expérimentales sur plusieurs journées afin de les valider.

Des outils de dimensionnement et de simulation des performances annuelles existent déjà pour les systèmes de préparation d'ECS par capteurs solaires plans. Le plus utilisé par les professionnels de la filière en France est le logiciel SIMSOL, développé sous l'environnement TRNSYS par le CSTB et l'ADEME [8]. SIMSOL est un fichier exécutable, libre d'accès, muni d'une large base de données météorologiques, de consommation d'eau chaude et de caractéristiques prédéfinies d'installations typiques. Son code source n'est cependant pas accessible et il n'est donc pas possible de remplacer l'équation représentant le fonctionnement d'un capteur plan par celle simulant le comportement du refroidisseur de notre moteur Stirling. Il a donc été choisi, en s'appuyant sur une littérature conséquente [9], de développer sous MATLAB notre propre modèle dynamique simulant le comportement d'une installation de préparation d'eau chaude et utilisant n'importe quel type de capteurs. Il pourra être ainsi facilement validé en comparant ses résultats à ceux donnés par SIMSOL pour des capteurs plans puis utilisé pour notre cogénérateur.

5.3.2 Validation des corrélations simulant le comportement du module EURODISH

Dans le chapitre précédent, une modélisation de la chaîne de conversion solaire-électricité a été présentée puis a été utilisée pour étudier le comportement du système en fonction de différents paramètres tels que l'ensoleillement direct normal, la température de l'air ambiant (ou directement la température du liquide de refroidissement en entrée du refroidisseur) ou encore le débit dans le circuit de refroidissement. Ce modèle ne permet pas actuellement d'étudier le comportement du système EURODISH en régime transitoire, par exemple lors de passages nuageux ou pendant le lever ou le coucher du soleil. Cependant nous avons également vu dans le chapitre 2 que le fonctionnement en régime nominal, c'est à dire quand la température chaude de l'hydrogène est égale à sa valeur de consigne (typiquement à 635-650 °C), était atteint en moins de 5 min. Des corrélations simulant le comportement en régime nominal du module et utilisées pour estimer ses performances annuelles sur une base de temps supérieure à 5 min sont donc largement suffisantes.

L'étude paramétrique effectuée à partir du modèle en fin de chapitre 4 a donc été utilisée pour trouver deux corrélations estimant la puissance électrique nette (ou brute, la consommation des auxiliaires est constante à 500 W_e) et la puissance thermique évacuée au niveau du refroidisseur du moteur Stirling en fonction de 6 paramètres :

- La puissance solaire captée par la cavité qui dépend de la réflectivité de la parabole, de sa surface, de l'ensoleillement direct normal et de la fraction de l'énergie réfléchie qui entre dans le récepteur solaire.
- La température du liquide de refroidissement (eau+antigel) en entrée du refroidisseur du moteur Stirling.
- Le débit du liquide de refroidissement dans le refroidisseur.

Le développement complet de ces deux corrélations est donné en annexe A6. Celles ci sont purement mathématiques et n'ont pas de véritable sens physique. De plus, elles ne sont pas transposables à d'autres systèmes Parabole/Stirling que l'EURODISH avec les caractéristiques de fonctionnement à Odeillo (parabole et récepteur identique, hydrogène

comme fluide de travail...). A noter qu'il existe dans la littérature, d'autres méthodes plus générales permettant de développer des corrélations à partir de mesures expérimentales estimant généralement le rendement solaire-électrique ou la puissance électrique d'un système Parabole/Stirling en fonction de différents paramètres [10, 11].

Les estimations des corrélations sont comparées à des mesures expérimentales de l'énergie journalière électrique fournie au réseau et de l'énergie thermique évacuée au niveau du refroidisseur sur 5 journées. Sur les trois premières, en janvier 2006, la surface de la parabole était complète (53 m²) et sur les deux autres en février 2006 était diminuée à 45.6 m². Nous avons vu également dans le chapitre 4, que la fraction de l'énergie solaire réfléchie captée par la cavité était légèrement plus faible pour une surface de 45.6 m² (86.3 % au lieu de 87.3 %). La réflectivité (92.5 %) et le débit d'eau+antigel (1770 L.h⁻¹) dans le refroidisseur étaient quant à eux constants sur ces deux mois. Les paramètres d'entrée variables des corrélations (DNI et température d'entrée dans le refroidisseur) proviennent des mesures systématiques faites sur le système (chapitre 3, §3.4).

Les corrélations sont testées de deux manières ; tout d'abord à partir de paramètres d'entrée donnés sur une base de temps de la minute puis sur une base de temps de l'heure (Tableau 5.1). Les puissances estimées sur ces deux bases de temps par les corrélations sont ensuite intégrées sur la journée.

Globalement, les résultats donnés par les corrélations, que ce soit sur une base de temps de la minute ou de l'heure, sont très bons. Sur les journées de janvier, avec une parabole complète, les écarts sont de l'ordre de 5 %, et sur celles de février, avec une surface de parabole réduite à 45.6 m², ils sont inférieurs à 3 %. L'effet du ventilateur de secours qui évacue la chaleur excédentaire au niveau du récepteur quand la puissance réfléchie est trop importante pour le moteur Stirling n'est pas pris en compte dans le modèle développé et donc dans les corrélations. Ceci explique l'augmentation des écarts entre les mesures et les corrélations quand la surface de la parabole est de 53 m². On remarque également sur la journée du 24 janvier, des différences plus importantes pour les corrélations utilisées avec les données d'entrée horaires. Les effets de moyenne sur le calcul des DNI horaires sont à l'origine de cet écart. En effet, il est préférable pour la productivité du système, qui démarre pour un ensoleillement supérieur à 250-300 W.m⁻², d'avoir un ensoleillement nul sur 30 min et égal à 400 W.m⁻² sur la demi-heure restante plutôt que d'avoir 1 heure à 200 W.m⁻².

	<i>Energie électrique nette (kWh_e)</i>			<i>Energie évacuée au refroidisseur (kWh)</i>		
	<i>mesures</i>	<i>corrélation</i>		<i>mesures</i>	<i>corrélation</i>	
journée	--	base 1 min	base 1 heure	--	base 1 min	base 1 heure
19-01-06	77.8	78.8	79.2	153.6	147.0	147.6
20-01-06	80.4	79.5	77.2	152.2	147.9	142.7
24-01-06	42.3	42.9	45.3	81.4	78.1	82.1
12-01-06	66.1	68.1	66.7	128.0	125.6	123.8
28-01-06	88.8	87.4	88.3	163.1	163.5	163.5

Tableau 5.1 : Comparaison mesures-corrélations sur l'énergie journalière électrique nette produite et thermique évacuée au niveau du refroidisseur du moteur Stirling sur 5 journées

La Figure 5.3 corrobore les résultats du tableau ci-dessus. Les puissances électriques et thermiques sont correctement évaluées tout au long de la journée du 28 février sur une base de temps de la minute. On note de légers écarts dus à un fonctionnement du système en régime transitoire au lever et au coucher du soleil.

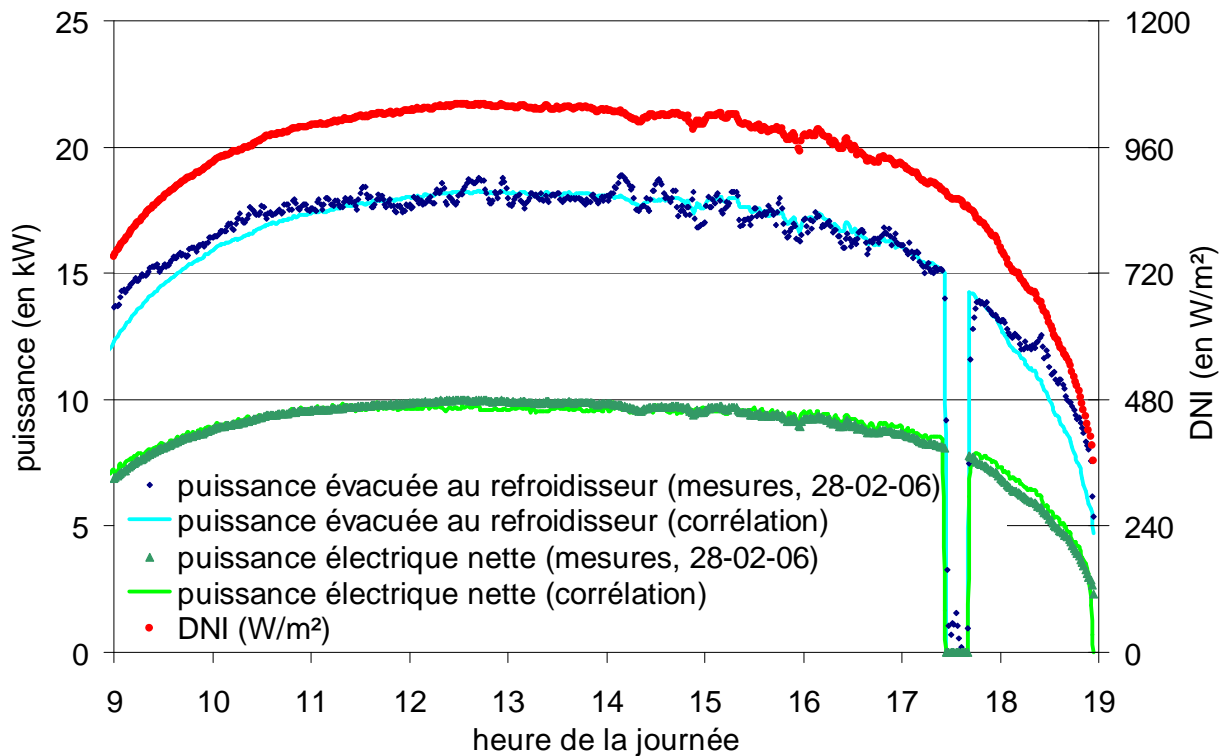


Figure 5.3 : Puissance électrique nette et thermique évacuée au refroidisseur mesurées et estimées par les corrélations sur la journée du 28 février 2006

5.3.3 Modélisation du système de préparation d'eau chaude sanitaire

Pour modéliser les systèmes plus ou moins complexes où interviennent de nombreux phénomènes physiques, la méthode nodale est majoritairement employée. Pour notre étude, le système décrit sur la Figure 5.2 est divisé en 28 nœuds représentant 28 sous-domaines :

- 5 pour le circuit primaire dont un pour le refroidisseur du moteur Stirling (C_o), deux pour les tuyauteries (P_{prim1} et P_{prim2}), 1 représentant le volume de l'échangeur côté circuit primaire ($Ex1$) et 1 dernier pour le ventilateur de secours (Fan) mis en parallèle à l'échangeur.
- 11 pour la modélisation du ballon solaire dont un pour l'échangeur ($Ex2$) et dix pour le ballon solaire (de B_{sol1} à B_{sol10}).
- 10 pour le ballon de stockage (de B_{sto1} à B_{sto10}).
- 2 pour le circuit fermé de distribution. On considère que tous les points de puisage d'eau chaude se situent à un même endroit. Le premier sous-domaine (P_{dis1}) représente la tuyauterie entre le ballon et le point de puisage et le second, celle entre le point de puisage et le ballon (P_{dis2}).

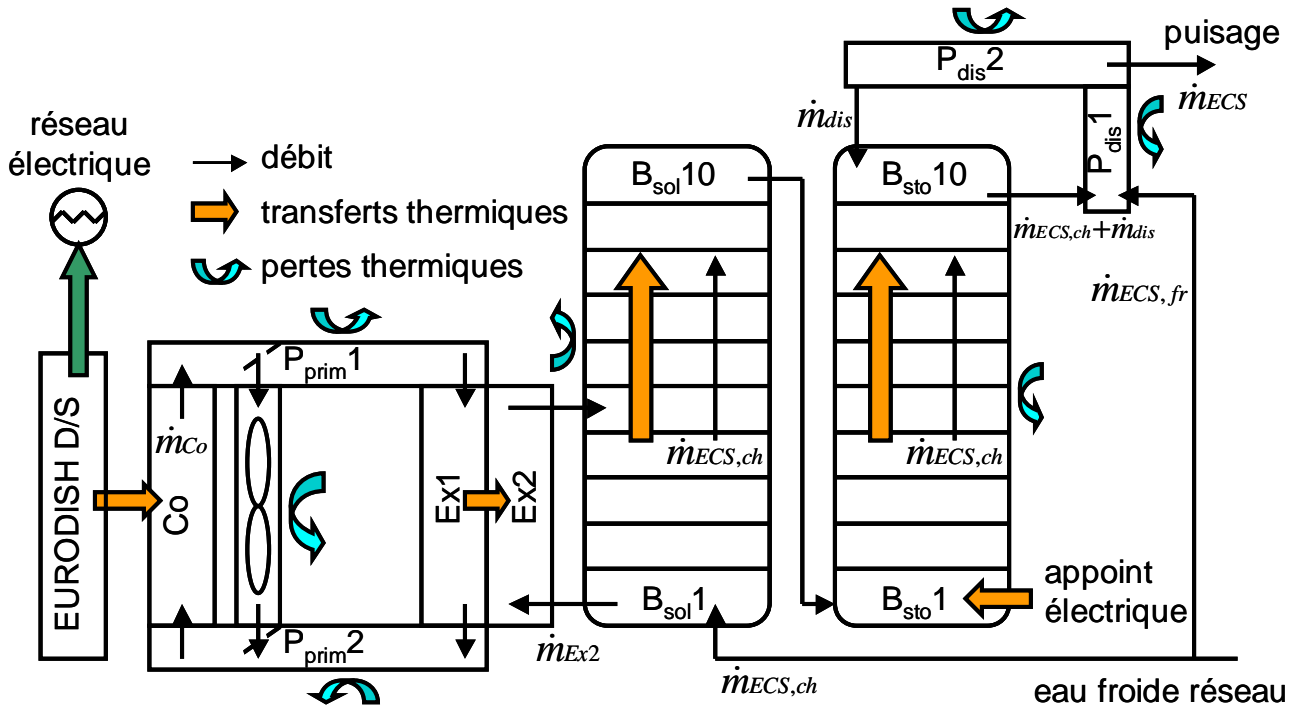


Figure 5.4 : Modélisation du système de préparation d'eau chaude sanitaire

On pose comme hypothèse que les variations de masse et de volume dans chacun des sous-domaines sont nulles, c'est à dire que les débits entrants et sortants sont égaux. L'équation du bilan des masses s'écrit alors :

$$\sum_i (\dot{m}_{in}) = \sum_i (\dot{m}_{out}) \quad \text{Eq.5.1}$$

L'équation du bilan d'énergie sous sa forme mono-dimensionnelle prend alors la forme suivante :

$$\delta \dot{Q}_i + C_{p_{refroid}} \left(\sum_i (T_{in} \dot{m}_{in}) - \sum_i (T_{out} \dot{m}_{out}) \right) = C_{p_{refroid}} \cdot m_i \frac{dT_i}{dt} \quad \text{Eq.5.2}$$

La seule difficulté de cette équation revient alors à déterminer les débits, les échanges de chaleur dans chacun des sous-domaines et les températures des débits entrants et sortants.

5.3.3.1 Equations de l'énergie dans le circuit primaire

Nous avons vu que, dans le circuit primaire, l'échangeur de l'installation de préparation d'ECS et le ventilateur de secours sont mis en parallèle. Le débit \dot{m}_{Co} de liquide de refroidissement circulant dans le refroidisseur du moteur Stirling quand le système EURODISH produit de l'électricité, est alors dirigé soit vers l'échangeur ($\dot{m}_{Ex1} = \dot{m}_{Co}$) à travers la tuyauterie, soit vers le ventilateur ($\dot{m}_{Fan} = \dot{m}_{Co}$). Pour chacun des 5 nœuds du circuit primaire, l'équation Eq.5.2 s'écrit :

$$\delta \dot{Q}_i + \dot{m}_i C_{p_i} (T_{in} - T_{out})_i = C_{p_i} m_i \frac{dT_i}{dt} \quad \text{Eq.5.3}$$

En accord avec le pilotage des débits dans le circuit, les températures T_{in} et T_{out} sont données suivant les conditions suivantes :

- Pour le sous-domaine ventilateur ($i=Fan$),

$$\text{Si } \dot{m}_{Fan}=\dot{m}_{Co} \quad \text{alors } T_{in}=T_{Co} \quad \text{et } T_{out}=T_{Fan}$$

- Pour les sous-domaines tuyauterie ($i= P_{prim1}$ et $i=P_{prim2}$),

$$\text{Si } (\dot{m}_{Ex1}=\dot{m}_{Co} \quad \text{et } i=P_{prim1}) \quad \text{alors } T_{in}=T_{Co} \quad \text{et } T_{out}=T_{Pprim1}$$

$$\text{Si } (\dot{m}_{Ex1}=\dot{m}_{Co} \quad \text{et } i=P_{prim2}) \quad \text{alors } T_{in}=T_{Ex1} \quad \text{et } T_{out}=T_{Pprim2}$$

- Pour le sous-domaine échangeur ($i=E_x1$),

$$\text{Si } \dot{m}_{Ex1}=\dot{m}_{Co} \quad \text{alors } T_{in}=T_{Pprim1} \quad \text{et } T_{out}=T_{Ex1}$$

- Pour le sous-domaine refroidisseur ($i=C_o$),

$$\text{Si } \dot{m}_{Fan}=\dot{m}_{Co} \quad \text{alors } T_{in}=T_{Fan} \quad \text{et } T_{out}=T_{Co}$$

$$\text{Si } \dot{m}_{Ex1}=\dot{m}_{Co} \quad \text{alors } T_{in}=T_{Pprim2} \quad \text{et } T_{out}=T_{Co} \quad \text{Eq.5.4}$$

Dans le sous-domaine refroidisseur, le transfert thermique $\delta\dot{Q}_{Co}$ est la puissance évacuée au niveau du moteur Stirling du système EURODISH calculée à partir de la corrélation validée dans le paragraphe §5.3.2 et développée en annexe A6.

Dans l'échangeur, la méthode classique NUT- ε est utilisée pour calculer la puissance thermique échangée entre le liquide de refroidissement et l'eau froide circulant à contre courant. L'utilisation de cette méthode suppose que l'inertie thermique des deux sous domaines de l'échangeur est négligeable. Ceci revient simplement à avoir des masses faibles de fluide contenus des deux côtés de l'échangeur. On a :

$$\delta\dot{Q}_{Ex1}=-\varepsilon\bar{C}_{\min}(T_{Pprim1}-T_{Bsoft}) \quad \text{Eq.5.5}$$

Où \bar{C}_{\min} est le plus faible des deux débits capacitifs $\bar{C}_{refroid}$ et \bar{C}_{eau} définis comme ci dessous :

$$\bar{C}_{refroid}=\dot{m}_{Ex1}Cp_{refroid} \quad \text{Eq.5.6}$$

$$\bar{C}_{eau}=\dot{m}_{Ex2}Cp_{eau} \quad \text{Eq.5.7}$$

Et ε représente l'efficacité de l'échangeur défini comme étant le rapport entre le transfert de chaleur réel et le transfert de chaleur théorique maximal. Pour une circulation des fluides à contre courant, l'efficacité de l'échangeur s'écrit :

$$\varepsilon=\frac{1-\exp(-NTU \cdot (1-R))}{1-R \cdot \exp(-NTU \cdot (1-R))} \quad \text{Eq.5.8}$$

Avec,

$$R = \frac{\overline{C}_{\min}}{C_{\max}} \quad \text{et} \quad NUT = \frac{H_{Ex}}{C_{\min}} \quad \text{Eq.5.9}$$

Le dernier de ces deux paramètres adimensionnels est appelé Nombre d'Unités de Transfert et est caractéristique du transfert de chaleur de l'échangeur. Plus sa valeur est élevée, plus l'échangeur se rapproche de sa limite thermodynamique. Le terme H_{Ex} est le coefficient global de transferts thermiques que l'on supposera constant dans notre étude.

Dans le sous-domaine ventilateur, la puissance thermique $\delta\dot{Q}_{Fan}$ évacuée à l'air ambiant est calculée à partir d'un coefficient global d'échange entre l'air et le liquide de refroidissement défini expérimentalement ($H_{Fan}=1000 \text{ W.K}^{-1}$).

$$\delta\dot{Q}_{Fan} = -H_{Fan}(T_{Fan} - T_{am}) \quad \text{Eq.5.10}$$

Et enfin, dans les deux nœuds P_{prim1} et P_{prim2} représentant la tuyauterie, les transferts thermiques $\delta\dot{Q}_{P_{prim1}}$ et $\delta\dot{Q}_{P_{prim2}}$ calculés à partir de l'équation Eq.5.11, sont les pertes thermiques par conduction à travers l'épaisseur des tubes puis évacuées par convection naturelle à l'air ambiant. Celles ci sont calculées à partir d'un coefficient d'échange global linéique h_L dépendant de l'épaisseur des tubes et de l'isolant.

$$\delta\dot{Q}_i = -L_i h_L (T_i - T_{am}), \quad i = P_{prim1} \text{ ou } P_{prim2} \quad \text{Eq.5.11}$$

5.3.3.2 Equations de l'énergie dans le ballon solaire

Les ballons de stockage de l'eau chaude sont des facteurs clés dans une installation de préparation d'ECS. La difficulté est de gérer le phénomène de stratification dont dépendent fortement les performances thermiques d'un ballon. La stratification consiste en une non-uniformité des températures ; celles en haut du ballon peuvent être supérieures de plusieurs dizaines de degré à celles en bas du ballon. Ce phénomène physique a fait l'objet de nombreuses études expérimentales ou numériques [12]. Dans notre étude, la méthode multicouche est utilisée. Elle utilise une méthode nodale classique (ballon divisé en n sous domaines horizontaux) couplée à l'algorithme « reversion-elimination mixing algorithm » développé dans [13] et décrit dans [14] qui consiste en une correction des températures calculées à chaque pas de temps, en mixant certains des sous-domaines afin d'obtenir un gradient positif du bas vers le haut du ballon.

Dans notre installation, les points de puisage de l'eau froide (vers l'échangeur, \dot{m}_{Ex2}) et de l'eau chaude (vers le ballon de stockage, $\dot{m}_{ECS, ch}$) sont fixes et se situent respectivement au niveau des sous-domaines B_{sol1} (nœud le plus froid du ballon) et B_{sol10} (nœud le plus chaud du ballon). L'eau froide du réseau (débit égal à $\dot{m}_{ECS, ch}$) arrive également toujours dans le bas (B_{sol1}) afin de ne pas refroidir les zones les plus chaudes du ballon solaire. Par contre, la position appelée $Ex2/B_{sol}$ du point de retour de l'eau réchauffée dans l'échangeur est une variable d'entrée du modèle et est fixée par l'utilisateur (typiquement, il se trouve au niveau du nœud B_{sol4}). Pour chacun des dix sous-domaines du ballon solaire, l'équation de l'énergie Eq.5.2 est appliquée avec comme hypothèse une conservation de la masse (Eq.5.1).

Pour le sous-domaine situé le plus en bas du ballon, on obtient :

$$\delta\dot{Q}_{B_{sol1}} + C_{p_{eau}}(\dot{m}_{ECS,ch}T_{reseau} - \dot{m}_{Ex2}T_{B_{sol1}} - (\dot{m}_{ECS,ch} - \dot{m}_{Ex2})T_{out}) = C_{p_{eau}}m_{B_{sol1}} \frac{dT_{B_{sol1}}}{dt}$$

Avec,

$$\text{Si } (\dot{m}_{ECS,ch} - \dot{m}_{Ex2}) > 0 \quad \text{alors } T_{out} = T_{B_{sol1}}$$

$$\text{Si } (\dot{m}_{ECS,ch} - \dot{m}_{Ex2}) < 0 \quad \text{alors } T_{out} = T_{in} = T_{B_{sol2}} \quad \text{Eq.5.12}$$

Pour les nœuds i compris entre les sous-domaines B_{sol1} et $Ex2/B_{sol}$ c'est à dire les sous-domaines en contact avec l'échangeur (entre le puisage de l'eau froide et l'admission de l'eau préchauffée), on a :

$$\delta\dot{Q}_{B_{soli}} + C_{p_{eau}}(\dot{m}_{ECS,ch} - \dot{m}_{Ex2})(T_{in} - T_{out}) = C_{p_{eau}}m_{B_{soli}} \frac{dT_{B_{soli}}}{dt}, \quad i = [B_{sol2}, Ex2/B_{sol}]$$

Où,

$$\text{Si } (\dot{m}_{ECS,ch} - \dot{m}_{Ex2}) > 0 \quad \text{alors } T_{in} = T_{B_{soli-1}} \quad \text{et } T_{out} = T_{B_{soli}}$$

$$\text{Si } (\dot{m}_{ECS,ch} - \dot{m}_{Ex2}) < 0 \quad \text{alors } T_{in} = T_{B_{soli}} \quad \text{et } T_{out} = T_{B_{soli+1}} \quad \text{Eq.5.13}$$

Pour le sous-domaine $Ex2/B_{sol}$ d'admission de l'eau provenant de l'échangeur, l'équation de l'énergie s'écrit :

$$\delta\dot{Q}_{Ex2/B_{sol}} + C_{p_{eau}}((\dot{m}_{ECS,ch} - \dot{m}_{Ex2})T_{in} + \dot{m}_{Ex2}T_{Ex2} - \dot{m}_{ECS,ch}T_{Ex2/B_{sol}}) = C_{p_{eau}}m_{Ex2/B_{sol}} \frac{dT_{Ex2/B_{sol}}}{dt}$$

Avec,

$$\text{Si } (\dot{m}_{ECS,ch} - \dot{m}_{Ex2}) > 0 \quad \text{alors } T_{in} = T_{Ex2/B_{soli-1}}$$

$$\text{Si } (\dot{m}_{ECS,ch} - \dot{m}_{Ex2}) < 0 \quad \text{alors } T_{in} = T_{out} = T_{Ex2/B_{sol}} \quad \text{Eq.5.14}$$

Dans cette dernière équation intervient la température T_{Ex2} calculée à partir du bilan énergétique sur le sous domaine $Ex2$ (Eq.5.15) et dans lequel on retrouve le transfert thermique $\delta\dot{Q}_{Ex1}$ donné par l'équation Eq.5.5 :

$$\delta\dot{Q}_{Ex1} + \dot{m}_{Ex2}C_{p_{eau}}(T_{B_{sol1}} - T_{Ex2}) = C_{p_{eau}}m_{Ex2} \frac{dT_{Ex2}}{dt} \quad \text{Eq.5.15}$$

Et enfin dans les derniers nœuds du ballon situés au-dessus du point d'admission de l'eau provenant de l'échangeur, l'équation de l'énergie est simplifiée et s'écrit simplement :

$$\delta\dot{Q}_{B_{soli}} + C_{p_{eau}}\dot{m}_{ECS,ch}(T_{B_{soli-1}} - T_{B_{soli}}) = C_{p_{eau}}m_{B_{soli}} \frac{dT_{B_{soli}}}{dt}, \quad i > Ex2/B_{sol} \quad \text{Eq.5.16}$$

Le terme $\delta\dot{Q}_{B_{soli}}$ qui intervient dans les équations Eq.5.12, 5.13, 5.14 et Eq.5.16 ci dessus est composé de deux types d'échange thermique. Le premier $\delta\dot{Q}_{Los}$ donné par l'équation Eq.5.17 représente les pertes thermiques de chaque nœud avec l'air du local où se trouve le ballon solaire. Le coefficient de pertes thermiques h_{Los} est calculé à partir d'un coefficient normalisé appelé constante de refroidissement (en $Wh.L^{-1}.K^{-1}.jour^{-1}$) caractérisant le ballon et dépendant

de nombreux paramètres [8]. De plus, les ballons sont stockés dans un local à une température T_{local} différente de celle de l'extérieur.

$$\dot{\delta Q}_{Los,Bsoli} = h_{Los} S_{WBsoli} (T_{Bsoli} - T_{local}) \quad \text{Eq.5.17}$$

Le second terme de transfert énergétique, $\dot{\delta Q}_{Cdv,Bsoli}$ intervenant dans le ballon solaire représente les transferts par conduction dus à l'eau elle-même entre des sous-domaines en contact. De plus, ce transfert thermique est amplifié par deux autres phénomènes physiques qui vont homogénéiser rapidement les températures dans le ballon et ainsi affaiblir la stratification. Le premier a pour origine la conduction élevée des parois métalliques du ballon et le second, la convection naturelle entre deux sous-domaines en contact et à différentes températures. Ces phénomènes sont délicats à simuler et plutôt que de complexifier le modèle, on ajoute un coefficient correcteur, λ_{cor} estimé à partir de mesures expérimentales, sur la conductivité thermique de l'eau. On a alors simplement :

$$\dot{\delta Q}_{Cdv,Bsoli} = \frac{(\lambda_{eau} + \lambda_{cor}) \cdot S_{WCdv}}{\Delta L} \cdot (T_{Bsoli-1} - T_{Bsoli}) + \frac{(\lambda_{eau} + \lambda_{cor}) \cdot S_{WCdv}}{\Delta L} \cdot (T_{Bsoli+1} - T_{Bsoli}) \quad \text{Eq.5.18}$$

5.3.3.3 Equations dans le ballon d'appoint

La méthodologie développée pour modéliser le ballon solaire est également utilisée pour simuler les performances thermiques du second ballon de stockage, le ballon d'appoint. Comme précédemment, le ballon est divisé en 10 couches horizontales auxquelles on applique l'équation de l'énergie. On note cependant deux différences ; la première dans le bas du ballon (B_{sto1}), où on a positionné l'appoint électrique de notre installation et la seconde dans le haut du ballon (B_{sto10}) où se situent les points de puisage et d'admission de la boucle fermée de distribution. On a au final, trois bilans énergétiques différents :

$$\dot{\delta Q}_{Bsto1} + \dot{\delta Q}_{appoint} + C_{peau} \dot{m}_{ECS,ch} (T_{Bsto10} - T_{Bsto1}) = C_{peau} m_{Bsto1} \frac{dT_{Bsto1}}{dt} \quad \text{Eq.5.19}$$

$$\dot{\delta Q}_{Bstoi} + C_{peau} \dot{m}_{ECS,ch} (T_{Bsoli-1} - T_{Bstoi}) = C_{peau} m_{Bstoi} \frac{dT_{Bstoi}}{dt}, \quad i = [B_{sto2}, B_{sto9}] \quad \text{Eq.5.20}$$

$$\dot{\delta Q}_{Bstor10} + C_{peau} (\dot{m}_{ECS,ch} T_{Bstoi-1} + \dot{m}_{dis} T_{Pdis2} - (\dot{m}_{ECS,ch} + \dot{m}_{dis}) T_{Bstor10}) = C_{peau} m_{Bstor10} \frac{dT_{Bstor10}}{dt} \quad \text{Eq.5.21}$$

5.3.3.4 Circuit fermé de distribution

Le circuit de distribution est fermé afin de pouvoir y faire circuler un faible débit d'eau constant qui s'ajoute, quand il y a, à la demande en ECS. Le mixage de l'eau chaude provenant du ballon d'appoint et de l'eau froide du réseau afin d'obtenir le débit demandé à une température de consigne $T_{ECS,seuil}$ de 55 C se fait au niveau du sous domaine P_{dis1} situé entre le ballon et les points de puisage. Le calcul du débit d'eau chaude $\dot{m}_{ECS,ch}$ et du débit d'eau froide $\dot{m}_{ECS,fr}$ se fait à partir du débit demandé \dot{m}_{ECS} et des températures de l'eau du réseau T_{reseau} et de celle en haut du ballon d'appoint, T_{Bsto10} :

$$\dot{m}_{ECS,ch} = \frac{\dot{m}_{ECS} (T_{ECS,seuil} - T_{reseau}) + \dot{m}_{dis} (T_{ECS,seuil} - T_{Bsto10})}{T_{Bsto10} - T_{reseau}}$$

$$\dot{m}_{ECS,fr} = \dot{m}_{ECS} - \dot{m}_{ECS,fr} \quad \text{Eq.5.22}$$

Il suffit ensuite d'écrire l'équation de l'énergie sur ces deux derniers sous-domaines pour compléter notre système d'équations modélisant notre installation d'ECS. Dans ces équations ci-dessous, les termes $\delta\dot{Q}_{Pdis1}$ et $\delta\dot{Q}_{Pdis2}$ se calculent à partir de l'équation Eq.5.11

$$\delta\dot{Q}_{Pdis1} + C_{peau}(\dot{m}_{dis} + \dot{m}_{ECS,ch})T_{Bsto10} + \dot{m}_{ECS,fr}T_{reseau} - (\dot{m}_{dis} + \dot{m}_{ECS})T_{Pdis1} = C_{peau}m_{Pdis1} \frac{dT_{Pdis1}}{dt} \quad \text{Eq.5.23}$$

$$\delta\dot{Q}_{Pdis2} + C_{peau}\dot{m}_{dis}(T_{Pdis1} - T_{Pdis2}) = C_{peau}m_{Pdis2} \frac{dT_{Pdis2}}{dt} \quad \text{Eq.5.24}$$

5.3.3.5 Résolution du système d'équations différentielles

Sous sa forme numérique (différence arrière au premier ordre), le terme de dérivée première sur le temps de la température intervenant dans les différentes équations de l'énergie s'écrit :

$$\left. \frac{dT_i}{dt} \right|^{j+1} = \frac{T_i^{j+1} - T_i^j}{\Delta t}$$

Ou encore,
$$T_i^{j+1} = \left. \frac{dT_i}{dt} \right|^{j+1} \Delta t + T_i^j \quad \text{Eq.5.25}$$

La résolution des 28 équations différentielles du premier ordre se fait par une méthode directe. L'utilisation de ce type de méthode, par rapport à une méthode itérative classique, comme celle utilisée dans la résolution du système d'équations du modèle développé dans le chapitre 4, permet d'éviter les divergences dues à des pas de temps trop élevés. Sous sa forme matricielle, le système d'équations est donné par :

$$[A_i][T_i]^{j+1} = [B_i] \quad \text{Eq.5.26}$$

Les températures des 28 sous-domaines au pas de temps j+1 sont alors calculées directement à partir de la matrice inverse A_i^{-1} (Eq.5.27) Une fois les températures calculées, l'algorithme « reversion-elimination mixing algorithm » est utilisé pour éliminer les inversions de températures dans les deux ballons.

$$[T_i]^{j+1} = [A_i]^{-1}[B_i] \quad \text{Eq.5.27}$$

Le pilotage de l'appoint électrique et des débits dans le circuit primaire dépendant des niveaux de températures et intervenant dans le système d'équations au pas de temps j+1 se fait en fonction des températures calculées au pas de temps précédent j. Afin de réguler correctement ces paramètres, en particulier les débits (ainsi que les valves bipas associées) qui ont une importance capitale sur les performances de notre cogénérateur, un pas de temps de l'ordre de la dizaine de minutes est nécessaire. A partir de l'intégration sur chaque pas de temps des puissances et des températures calculées, les flux énergétiques et les températures moyennes dans notre installation sont ensuite calculés sur une base horaire pour une année (8760 heures) de fonctionnement et exportés vers un tableur EXCEL.

L'algorithme utilisé pour résoudre ce système d'équations a été développé sous l'environnement MATLAB et est présenté sur la Figure 5.5. Les données d'entrée du modèle sont importées à partir d'un tableur EXCEL et peuvent être classées suivant 4 types :

- Les paramètres météorologiques, variables tout au long de l'année, et donnés au pas de temps de l'heure. Il s'agit de l'ensoleillement direct normal, de la température extérieure et de celle de l'eau du réseau (en °C). S'ajoute à ces paramètres la température du local des ballons, qui sera considérée constante et égale à 19 °C tout au long de l'année.
- Les paramètres de consommation d'eau chaude, liés au type d'établissement pour lequel l'installation est étudiée. La demande horaire en ECS est calculée à partir d'un profil journalier et annuel de la consommation de l'établissement considéré.
- Les caractéristiques techniques, qui fournissent des informations sur les différentes parties de l'installation (dimensions du module Parabole/Stirling, des tuyauteries et de l'échangeur, caractéristiques du fluide caloporteur, coefficients de pertes thermiques...).
- Les paramètres de pilotage, qui désignent l'ensemble de valeurs de consigne utilisées dans le pilotage des débits, et de l'appoint électrique.

L'analyse des besoins en eau chaude et de la ressource solaire disponible pour un site donné est l'étape indispensable et préliminaire dans l'estimation des performances d'un système solaire de préparation d'ECS. A partir d'une estimation correcte des besoins et de la ressource, le modèle développé permettra une évaluation correcte des performances prévisionnelles de notre cogénérateur. Une fois cette étape validée, les paramètres de pilotage et les caractéristiques techniques de notre installation pourront être optimisés et enfin nous pourrons juger de l'opportunité d'installer un système Parabole/Stirling pour une application en cogénération électricité/ECS.

La validation du modèle à partir de l'utilisation de capteurs plans et en comparaison avec les performances prévisionnelles données par le logiciel SIMSOL est développée en annexe A7.

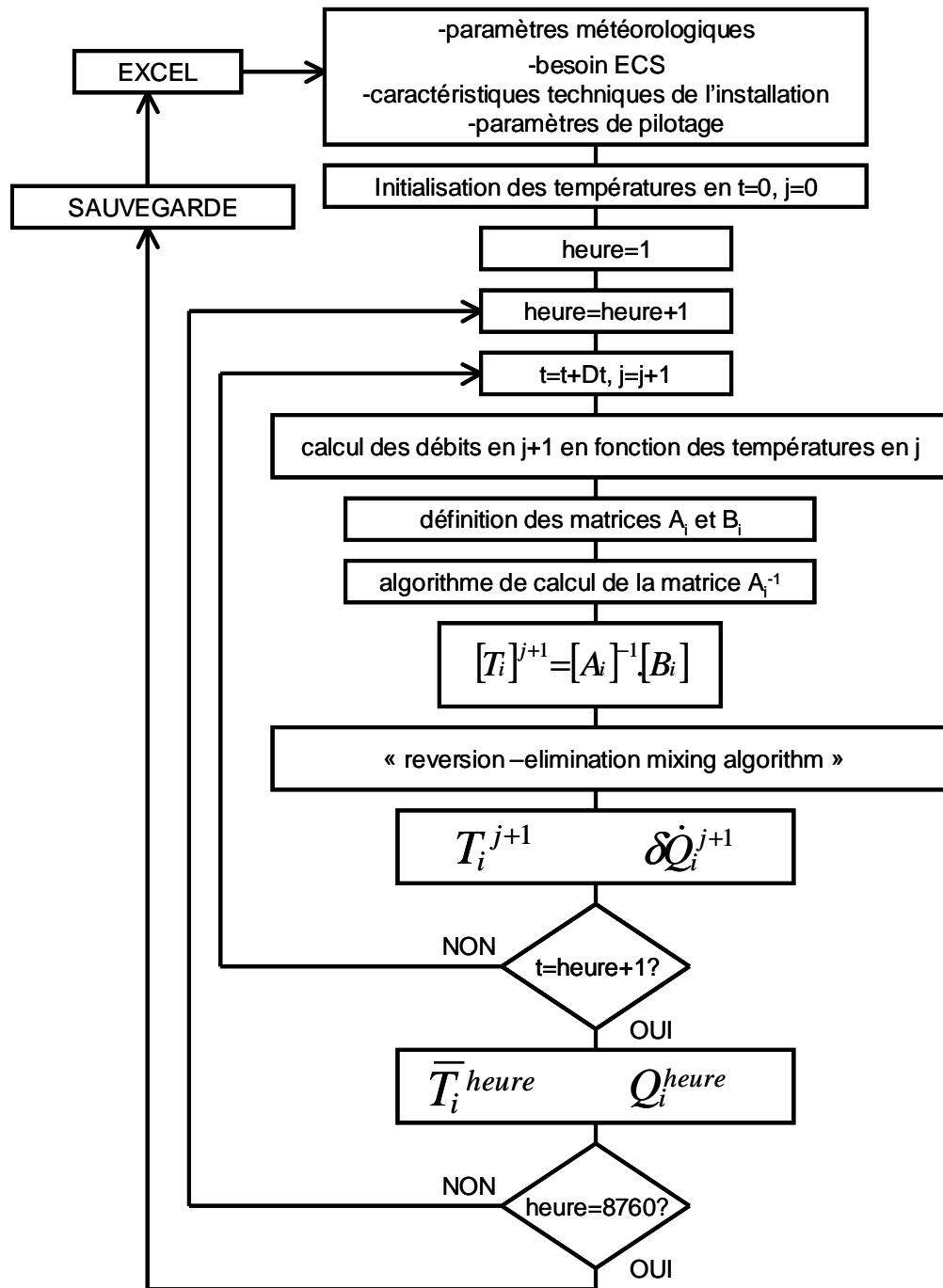


Figure 5.5 : Algorithme développé pour la résolution du système d'équations de la modélisation d'un système cogénérateur électricité/ECS Parabole/Stirling

5.4 Cas d'étude pour la simulation des performances d'un cogénérateur électricité/ECS Parabole/Stirling EURODISH

Pour notre étude, deux sites géographiques ont été choisis pour analyser le potentiel technico-économique de notre installation de production d'électricité et d'eau chaude sanitaire. Le premier de ces sites se situe en Corse, à Vignola (41°55'N, 8°39'E, altitude de 70 m), c'est-à-dire dans un contexte insulaire. L'approvisionnement énergétique est une des problématiques principales sur les îles et de nombreux rapports [15] ont montré le potentiel des énergies renouvelables, solaire en particulier, par rapport aux sources d'énergie traditionnelles (fossile). Dans ce contexte, la France mène une politique volontariste pour le développement de l'énergie solaire sur ses territoires insulaires dont la Corse. EDF, le principal producteur d'électricité sur cet île a une obligation de rachat à 40 c€/kWh¹ de l'électricité d'origine solaire. De plus, d'autres facteurs plus spécifiques à la Corse vont dans le sens du développement de la production électrique d'origine solaire :

- La Corse n'est pas connectée au réseau électrique national français et plus de 50 % de l'électricité est produite par deux centrales conventionnelles (diesel) et obsolètes.
- Région très touristique, les besoins énergétiques de la Corse sont importants en été quand la ressource solaire est élevée.
- La Corse fait partie des régions françaises possédant une très bonne ressource solaire.
- Et enfin, dans l'optique d'un projet de plate forme de recherche dans le domaine de l'énergie solaire [16], des mesures d'ensoleillement (DNI et GHI) et de températures depuis 1998 ont été réalisées.

Le second site choisi est Odeillo (42°3'N, 2°1'E, altitude de 1550 m) où se situe le laboratoire PROMES et le système EURODISH étudié. En plus de proposer des caractéristiques météorologiques et des besoins énergétiques différents de ceux de la Corse, on dispose également de mesures d'ensoleillement sur plusieurs années (de 2001 à aujourd'hui) et cette étude devrait être la première phase de la mise en place d'un prototype expérimental de l'installation étudiée.

5.4.1 Evaluation de la ressource solaire à Vignola en Corse et à Odeillo

A la différence des systèmes solaires à capteurs plans qui profitent de l'ensoleillement global (G), la ressource solaire utilisée par le système Parabole/Stirling est l'ensoleillement direct (DNI). Plus encore que le global, le DNI est une donnée à forte variabilité spatiale et temporelle. Or les données que l'on trouve généralement dans les atlas [7] concernent l'ensoleillement global et très peu de stations météorologiques disposent de mesures de DNI fiables avec des pas de temps suffisamment faibles pour pouvoir en tirer des moyennes horaires. Sans station météorologique à proximité du site étudié, deux autres types de données peuvent être utilisés :

- METEONORM est une base de données météorologiques fournissant des années types sur une base horaire. Les valeurs de DNI sont estimées à partir de corrélations basées sur des mesures de GHI (ensoleillement global horizontal) sur plus de 10 années provenant de 7000 stations installées sur tout le globe. Pour un site situé entre plusieurs stations, une interpolation est réalisée pouvant entraîner des incertitudes élevées sur les mesures. Aujourd'hui, METEONORM reste la

base de donnée la plus utilisée par les outils de dimensionnement (dont SIMSOL) de systèmes solaires, photovoltaïque ou thermique.

- Depuis plusieurs années, un gros travail sur le traitement des données satellitaires a été réalisé en particulier à partir des satellites européens Meteosat qui balayent principalement la zone Europe et Afrique du nord. Certaines de ces données sont disponibles sur internet (données SoDA [17]) mais rarement sur une base de temps de l'heure, indispensable pour simuler correctement les performances de notre système. Il est possible de commander ces données horaires de DNI mais à des prix très élevés.

Aujourd'hui, en particulier en Espagne, l'installation de pyrhéliomètres pour l'estimation de la ressource solaire directe reste nécessaire et est devenue l'une des priorités des professionnels de la filière du solaire concentré. Dans notre étude, les deux sites choisis disposent de mesures expérimentales de DNI et ce sur plusieurs années. D'après [18], cinq années de mesures sont nécessaires pour ne pas s'éloigner de plus de 10 % d'une estimation de la ressource à plus long terme. La première étape de ce travail est donc de traiter les données disponibles sur les deux sites sur au minimum cinq années. Nous nous intéresserons également aux données de METEONORM, disponibles au laboratoire PROMES, afin de regarder si une utilisation de ce logiciel dans l'estimation des performances d'un système Parabole/Stirling est possible.

La température extérieure est moins sujette que le DNI à de fortes variations et surtout a une influence moindre sur les performances d'un système Parabole/Stirling. A la différence de la station météorologique de Odeillo, celle de Vignola dispose d'une mesure de températures extérieures. Ces données seront également traitées de la même façon que pour le DNI. A noter également que dans notre étude, l'influence du vent et des autres paramètres météorologiques (pluie, neige...) n'est pas pris en compte dans les simulations. En effet, l'exploitation du système EURODISH à Odeillo pendant 4 années (Chapitre 3) a montré que les arrêts intempestifs dus à des conditions météorologiques extrêmes sont rarissimes.

5.4.1.1 Données météorologiques à Vignola

La station météo de Vignola dispose d'un pyrhéliomètre (DNI), de trois pyranomètres mesurant l'ensoleillement global horizontal (GHI) ainsi que global pour des surfaces inclinées de 45 et 60° et d'une mesure de température. L'acquisition de ces données s'est faite avec un pas de temps de la minute entre Mars 1998 et Décembre 2004. La création d'un programme dans l'environnement MATLAB a été nécessaire pour traiter ces données disponibles dans 5 fichiers « .txt » (1 par type de mesures). Les données sont moyennées sur l'heure (ou sur une autre base de temps à définir dans le programme) et extraites mois par mois pour chaque année vers un tableur EXCEL. Le nombre de données manquantes (dues à des dysfonctionnements de l'appareil de mesures) est également sauvegardé pour chaque heure de l'année.

La Figure 5.6 montre la ressource annuelle en ensoleillement direct normal calculée à partir des mesures brutes minutées de la station météo de Vignola. La première observation montre un nombre élevé de données manquantes sur 5 années du à des dysfonctionnements réguliers du pyrhéliomètre. La seule année pouvant être considérée comme complète est l'année 2003 ; la ressource solaire annuelle en DNI est alors mesurée à $1786 \text{ kWh.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$, valeur élevée en France. Il apparaît clairement sur cette figure que les années qui ont été amputées de données ne sont pas représentatives de la ressource solaire disponible à Vignola et une reconstitution de ces années est nécessaire pour leurs exploitations.

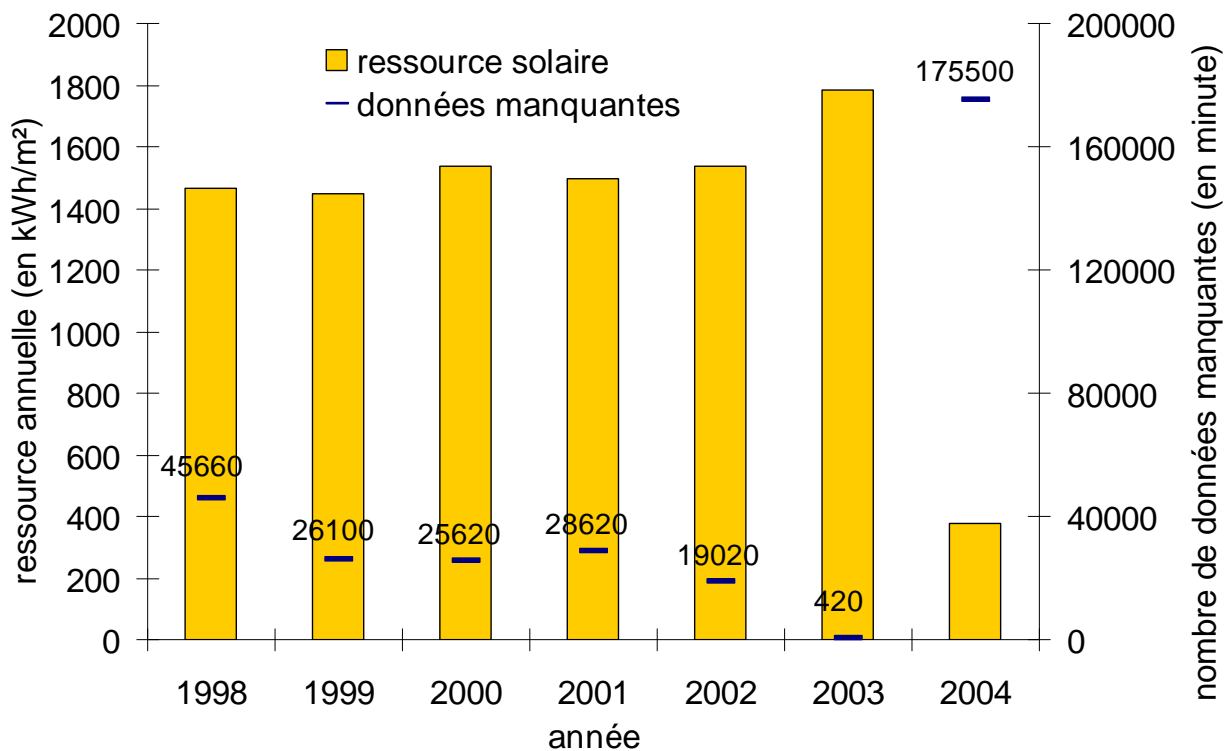


Figure 5.6 : Ressource solaire en ensoleillement direct normal obtenue à partir des mesures brutes de la station météo de Vignola en Corse

La reconstitution de données météorologiques à forte variabilité est un problème particulièrement épineux et il n'existe aucune norme internationale. La méthodologie que nous avons développée et utilisée est présentée en annexe A8. Les années 1998 et 2004 n'ont pas été traitées vu le nombre bien trop important de mesures manquantes. Les ensoleillements mensuels et annuels sur les 5 années reconstituées entre 1999 et 2003 sont fournis dans le tableau ci-dessous ainsi que les estimations de la base de données METEONORM. La ressource solaire en DNI pour une année moyenne est de $1482 \text{ kWh.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$ d'après METEONORM alors que les mesures donnent sur les 5 années étudiées une ressource moyenne de $1716 \text{ kWh.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$ soit une différence élevée de plus de 13 %. La base de données SoDA [17] donne pour l'année 2005 à Vignola une ressource solaire en DNI de $1908 \text{ kWh.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$ ce qui va dans le sens d'une sous-estimation de la ressource par METEONORM. De plus, On remarque sur la Figure 5.7 où est reportée la répartition du nombre d'heures d'ensoleillement par tranches de flux, une distribution très différente de celle fournie par METEONORM. Le nombre d'heures sur l'année où l'ensoleillement est inférieur à 300 W.m^{-2} est sur-estimé par METEONORM de 53 % par rapport à la moyenne mesurée entre 1999 et 2003. Les mesures montrent également que le nombre d'heures de DNI compris entre 300 et 700 W.m^{-2} donné par METEONORM est sur-estimé de plus de 500 h. A l'opposé, pour des flux supérieurs à 700 W.m^{-2} , le nombre d'heures généré par METEONORM (520 h) est sous-estimé de 50 % par rapport aux mesures (1020 h en moyenne sur les 5 années étudiées). En conclusion, l'utilisation de la base de données METEONORM devrait altérer de façon significative les performances prévisionnelles de notre cogénérateur qui démarre pour un flux supérieur à $250\text{-}300 \text{ W.m}^{-2}$ et avec un rendement de conversion solaire-électricité maximal vers les $700\text{-}900 \text{ W.m}^{-2}$.

année	Mesures						Meteonorm
	1999	2000	2001	2002	2003	moyenne	--
janvier (kWh.m ⁻²)	111.5	76.2	43	98.8	67.9	88.6	73.6
février (kWh.m ⁻²)	107.9	123.3	121.4	92.2	95.7	104.7	71.1
mars (kWh.m ⁻²)	148.8	126.5	126.5	157.6	182.0	153.7	106.3
avril (kWh.m ⁻²)	129.5	124.4	164.2	142.6	179.1	143.9	123.6
mai (kWh.m ⁻²)	177.1	194.5	154.0	183.6	194.7	187.5	145.0
juin (kWh.m ⁻²)	230.0	237.2	223.3	214.1	241.9	230.8	183.6
juillet (kWh.m ⁻²)	239.5	228.9	240.3	222.0	246.4	234.2	202.0
août (kWh.m ⁻²)	184.8	177.8	211.9	199.1	215.3	194.3	179.6
septembre(kWh.m ⁻²)	150.7	141.9	168.0	153.6	185.4	158.0	143.2
octobre (kWh.m ⁻²)	119.8	94.8	149.3	120.2	84.9	105.0	107.2
novembre (kWh.m ⁻²)	74.2	64.6	87.1	64.6	50.7	63.5	78.3
décembre (kWh.m ⁻²)	56.7	58.7	76.3	48.6	42.3	51.6	69.4
année (kWh.m⁻²)	1730	1649	1765	1696	1786	1716	1482

Tableau 5.2 : Distribution mensuelle du DNI à Vignola mesurée sur cinq années et fournie par METEONORM

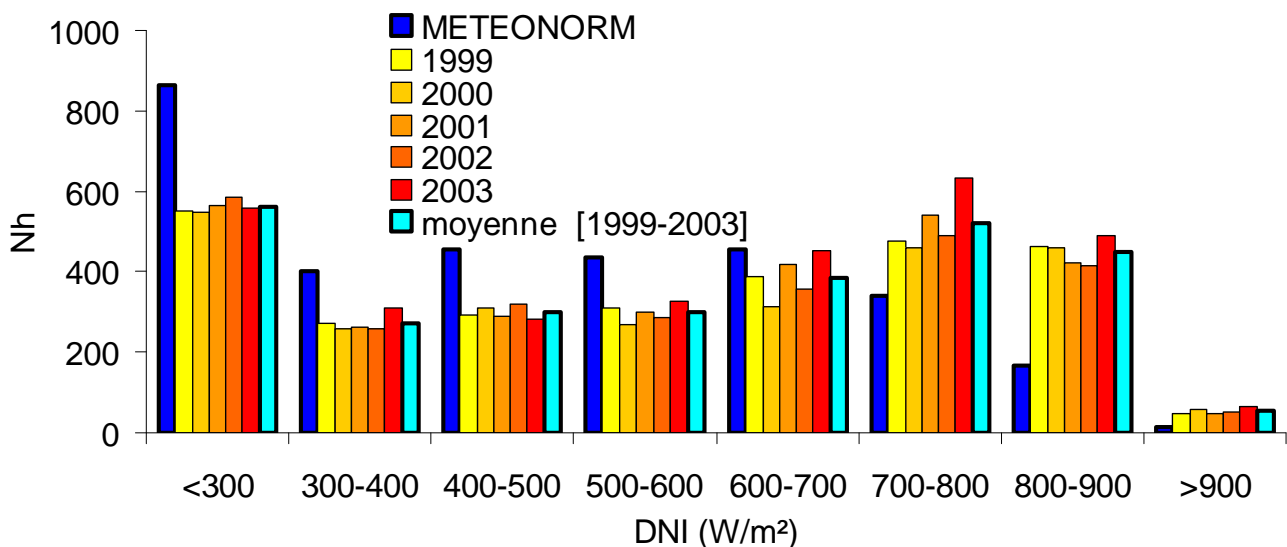


Figure 5.7 : Distribution par tranche de flux du DNI mesurée à Vignola et fournie par METEONORM

Les données sur la température sont moins problématiques pour l'analyse des performances de notre installation. De plus, le nombre de mesures manquantes est quasi nul entre 1999 et 2003. La température moyenne donnée par METEONORM (14.6 °C) est plus faible que celle mesurée à 17.2 °C sur les 5 ans.

D'après [8], la température de l'eau froide du réseau peut être corrélée à partir d'une sinusoïde amortie (Eq.5.28) de période d'un an (8760 h) ajustée à partir des mesures de la température extérieure sur l'année étudiée. Dans toute notre étude, le coefficient d'amortissement ζ sera pris égal à 0.62 et les autres paramètres d'ajustement sont calculés à partir de la méthode des moindres carrés. La Figure 5.8 montre l'évolution de la température extérieure et de la température de réseau sur l'année 2003.

$$T_{\text{reseau}} = \bar{T}_{\text{am,moy}} + \zeta \Delta T_{\text{am}} \cos\left(\frac{2\pi}{8760} \cdot \text{heure} - \varphi\right) \quad \text{Eq.5.28}$$

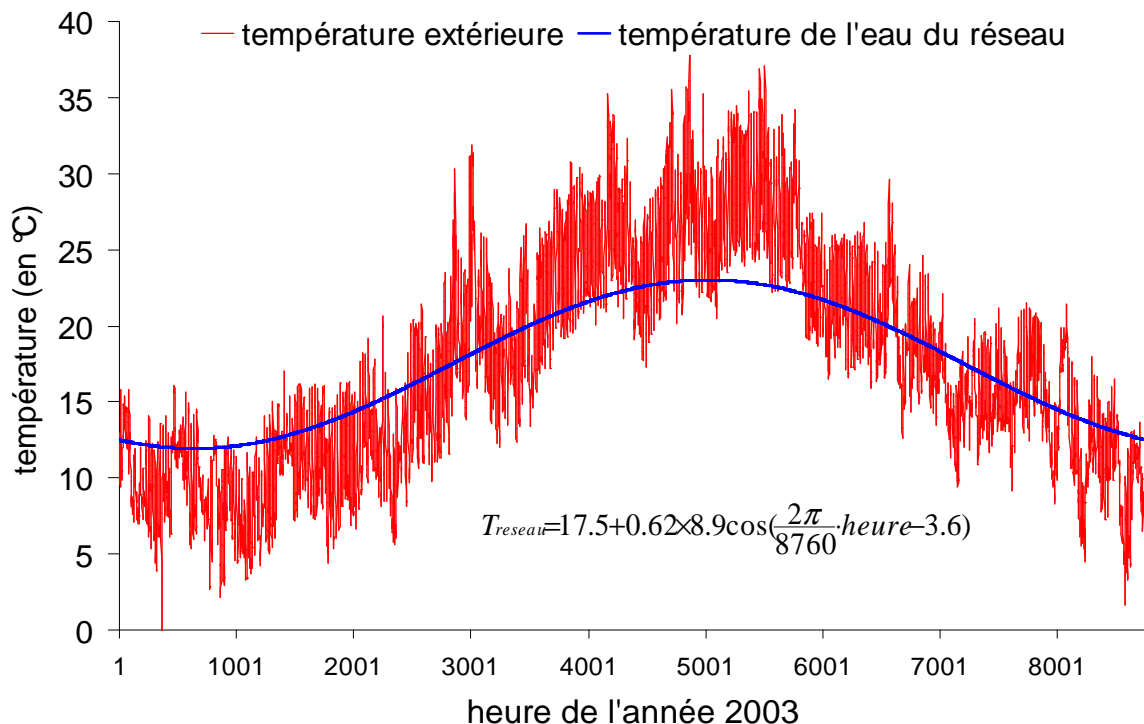


Figure 5.8 : Température extérieure mesurée et température du réseau d'eau froide ajustée sur l'année 2003 à Vignola

La Figure 5.9 montre l'évolution de l'ensoleillement direct normal, de la température extérieure et de celle de l'eau du réseau sur les journées du 22 et 23 août 2003. On remarque une bonne correspondance entre les évolutions de la température extérieure et du DNI, en particulier lors du passage nuageux du 22 août entre 13 h et 14 h qui se répercute sur la température extérieure. Ce sont ces trois types de données météorologiques moyennés sur une base horaire qui seront utilisés pour estimer les performances de notre cogénérateur Parabole/Stirling.

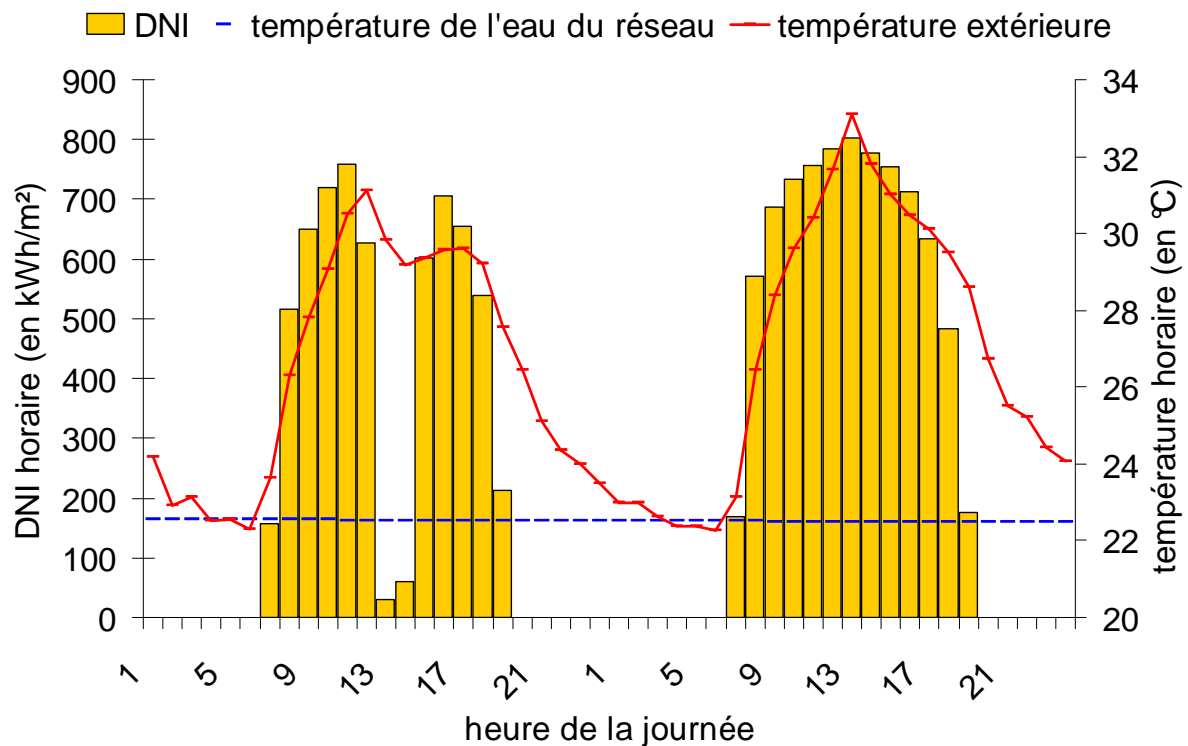


Figure 5.9 : Evolution du DNI, de la température extérieure et de la température de l'eau froide du réseau mesurés sur les journées du 22 et 23 août 2003

5.4.1.2 Données météorologiques à Odeillo

Le même travail a été effectué pour traiter les données de la station météo du laboratoire PROMES à Odeillo entre 2001 et 2007. A noter que les plages de données manquantes sont peu nombreuses mis à part pour les années 2004 et 2007. Les mesures de DNI faites entre 2001 et 2004 avaient déjà été traitées par P. GARCIA dans sa thèse [19]. Après reconstitution des années entre 2005 et 2007, la ressource solaire moyennée sur les 7 années d'étude est mesurée à $1900 \text{ kWh.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$. Quant à METEONORM, la base de données fournit une ressource solaire en DNI pour une année type de $1814 \text{ kWh.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$ soit une différence avec les mesures de 5 %, valeur plus faible que celle de l'étude à Vignola (13 %). Ceci peut s'expliquer par la méthode de calcul de METEONORM pour estimer le DNI à partir de mesures d'ensoleillement global. En effet, selon la situation géographique du site étudié (bord de mer, montagne, plaine...), les corrélations utilisées ne sont pas identiques et sont donc plus ou moins fiables. Par contre, la Figure 5.11 montre toujours des différences importantes entre METEONORM et les mesures sur la répartition de la ressource par pallier de flux, en particulier pour le nombre d'heure où le DNI est inférieur à 300 W.m^{-2} , sur-estimé de 30 % (733 h au lieu de 560 h) et pour celui où le DNI est supérieur à 900 W.m^{-2} , sous-estimé de 53 % (315 h au lieu de 680 h).

Comparée au site de Vignola, la ressource solaire en DNI est plus élevée à Odeillo mais la différence principale se situe surtout sur la répartition du flux. Alors que le nombre d'heure où le DNI est supérieur à 900 W.m^{-2} est quasi nul à Vignola, il dépasse largement les 600 h par an à Odeillo. De plus, la variabilité annuelle de la ressource solaire est également plus grande avec des différences pouvant atteindre 20 % d'une année à l'autre (2001 et 2002) d'où

l'importance d'utiliser un nombre d'années élevé pour simuler les performances prévisionnelles de notre installation à plus long terme.

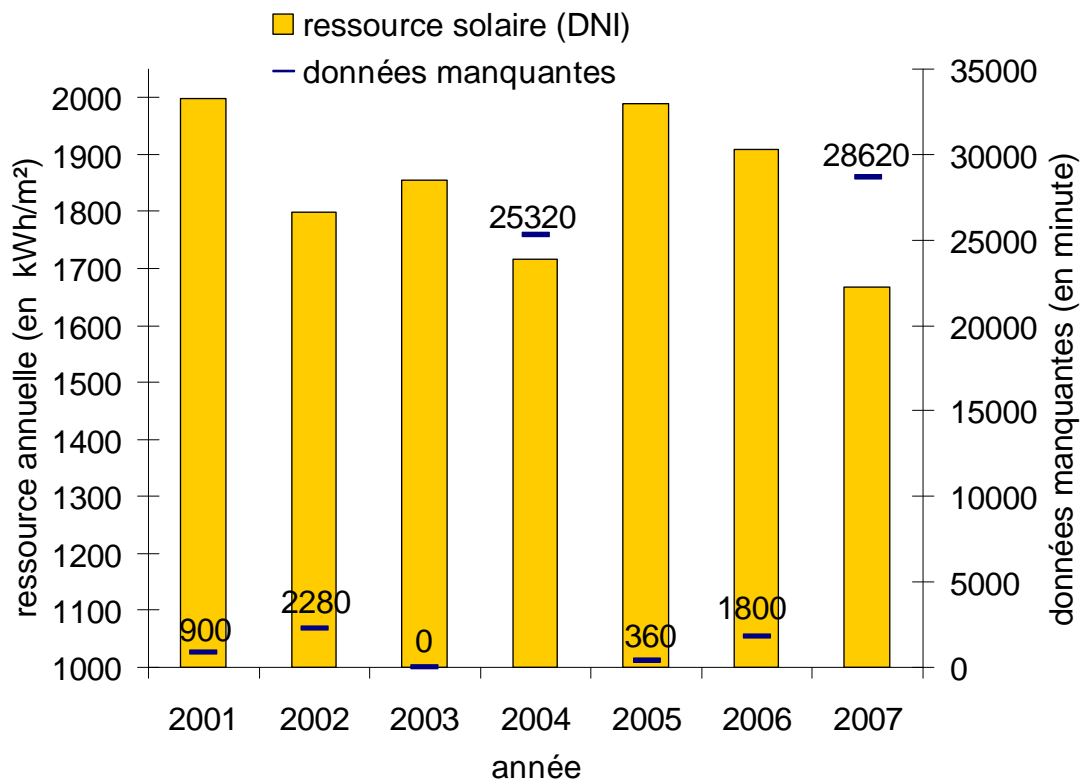


Figure 5.10 : Ressource solaire en ensoleillement direct normal obtenue à partir des mesures brutes de la station météo de Odeillo dans les Pyrénées orientales

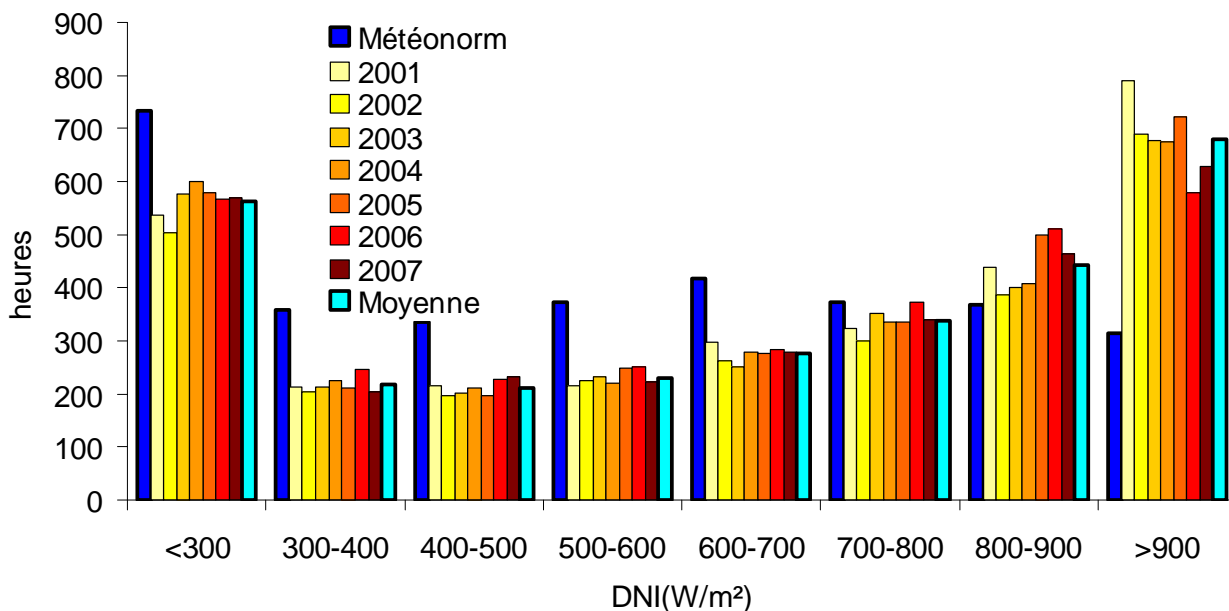


Figure 5.11 : Distribution par tranche de flux du DNI mesurée à Odeillo et fournie par METEONORM

Malheureusement, la station météorologique d'Odeillo n'est pas équipée d'une mesure en température extérieure et il faudra donc se contenter des données fournies par METEONORM. Cependant cela reste acceptable vu l'influence de ce paramètre sur les performances du système EURODISH par rapport à celle du DNI, et des écarts observés de l'ordre de 4-5 °C entre les mesures et les données de METEONORM à Vignola.

5.4.2 Evaluation de la demande en eau chaude sanitaire

Nous avons vu en début de chapitre que les niveaux de puissance potentiellement récupérables pour le chauffage de l'eau permet une utilisation collective de notre cogénérateur. Pour notre étude, le choix s'est porté sur un hôtel. En plus de la disponibilité dans la littérature [20] de nombreuses données sur la consommation d'ECS d'un établissement hôtelier, cette option permet d'avoir un grand nombre de possibilité que ce soit sur les besoins annuels (fonction de la taille de l'hôtel, de sa qualité...) ou sur les profils de consommation dépendant du type de l'établissement étudié.

Les besoins en eau et les profils de consommation d'un hôtel dépendent de nombreux paramètres dont le nombre de chambres, le nombre d'étoiles de l'hôtel, le site où il se trouve (mer, montagne...), la présence d'une piscine ou encore d'une laverie. Afin de ne pas multiplier les cas d'études dans ce chapitre, mais tout en sachant que l'outil de dimensionnement développé gère n'importe quel type d'établissement, notre choix s'est porté sur un hôtel 3 étoiles de 15 chambres que ce soit à Vignola ou à Odeillo. Ce type d'établissement a un besoin en ECS estimé à $187 \text{ L}\cdot\text{jour}^{-1}\cdot\text{chambre}^{-1}$. Le profil de consommation journalier d'ECS choisi pour notre étude est donné sur la Figure 5.12.

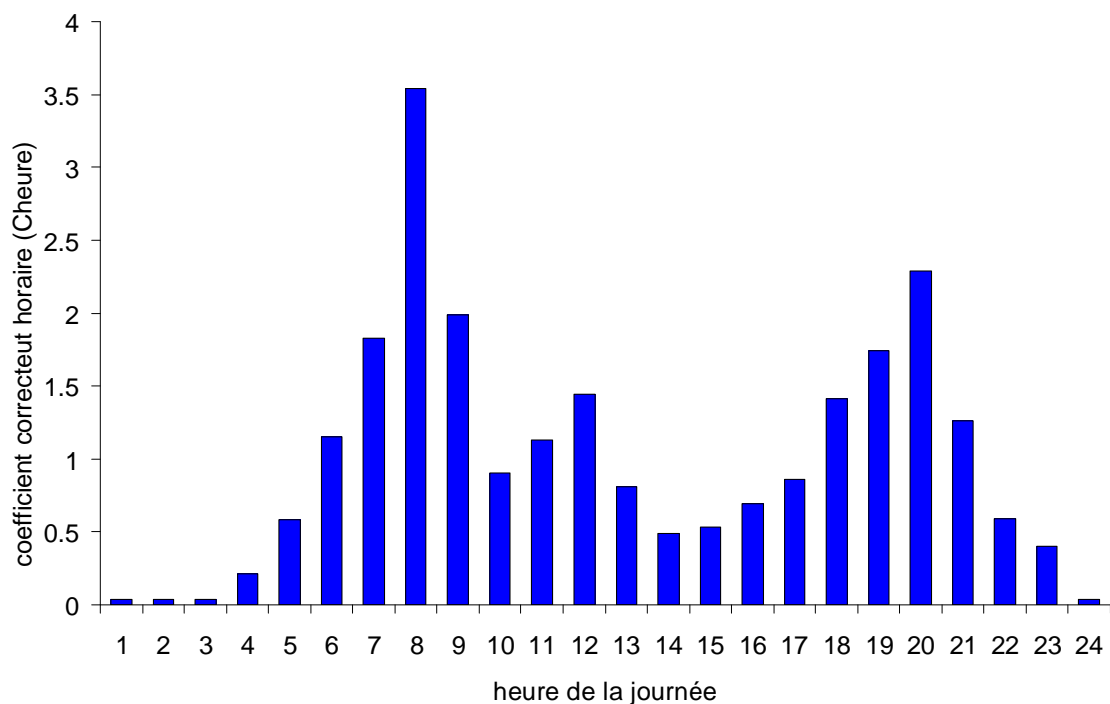


Figure 5.12 : Profil journalier de consommation d'un hôtel en eau chaude sanitaire

De plus, selon la situation géographique de l'hôtel, un profil d'occupation des chambres est également utilisé. A Vignola, les établissements hôteliers sont plutôt du type hôtel « été » du à la forte présence touristique à cette période. Par contre, à Odeillo, le profil utilisé sera du type « hôtel hiver ». Et enfin pour pouvoir comparer entre eux les résultats sur les deux sites, un profil « 4 saisons » sera également utilisé (Tableau 5.3). Au final, la demande horaire en eau chaude sanitaire de l'hôtel est calculée à partir de l'équation Eq.5.29

$$\dot{m}_{ECS} = 187 \cdot N_{chambre} \frac{Cheure}{24} \frac{Cmois}{Cmois,max} \quad \text{Eq.5.29}$$

<i>établissement</i>	<i>été</i>	<i>hiver</i>	<i>4 saisons</i>
<i>mois</i>	<i>coefficient correctif Cmois</i>		
janvier	0	1.2	0.85
février	0.23	1.7	0.78
mars	0.27	1.4	0.77
avril	1.24	1.7	0.73
mai	1.43	0.9	0.78
juin	1.8	1	1.05
juillet	2.05	1.3	1.24
août	2.23	1.5	1.25
septembre	1.72	0.5	1.28
octobre	1.03	0	1.28
novembre	0	0	1
décembre	0	0.8	0.9

Tableau 5.3 : Taux d'occupation des chambres selon le type d'établissement étudié

5.4.3 Caractéristiques techniques et paramètres de pilotage de l'installation

Le Tableau 5.4 donne les caractéristiques techniques de notre cogénérateur que nous considérerons constantes dans toute notre étude. Le système Parabole/Stirling considéré a une surface de parabole complète (53 m²) et des miroirs propres (réflectivité de 92.5 %). Les autres paramètres de l'installation de préparation d'ECS sont quant à eux typiques d'une application collective. Ces données peuvent cependant facilement être modifiées dans le tableur EXCEL d'où sont importés les paramètres d'entrée du modèle développé sous MATLAB. (Figure 5.5). Il reste cependant plusieurs paramètres à optimiser en fonction de la ressource solaire et des besoins en ECS :

- Les volumes du ballon solaire et du ballon d'appoint dépendants de leurs diamètres et de leurs hauteurs.
- Les débits dans le circuit primaire et dans l'échangeur.

De plus une fois ces paramètres optimisés, une étude paramétrique sera faite sur la longueur de la tuyauterie du circuit fermé donnée intrinsèque à un hôtel et ayant une influence non négligeable sur les performances de l'installation.

<u>Système EURODISH</u>		
surface de la parabole	m ²	53
réflectivité de la parabole	--	0.925
<u>Circuit primaire</u>		
diamètre interne des tubes	mm	27
longueur totale des tubes	m	60
coefficient linéique de pertes	W.m ⁻¹ .K ⁻¹	0.1
puissance de la pompe	W	200
<u>Propriété du liquide de refroidissement (eau+antigel)</u>		
masse volumique	kg.m ⁻³	1060
capacité calorifique	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹	3574
<u>Ventilateur de secours du circuit primaire</u>		
coefficient d'échange global	W.K ⁻¹	1000
puissance	W	350
<u>Echangeur</u>		
coefficient d'échange global	W.K ⁻¹	2000
puissance de la pompe	W	200
<u>Ballon solaire</u>		
nœud d'admission de l'eau (Ex2/B _{sol})	--	4
coefficient de pertes thermiques	W.K ⁻¹ .m ⁻²	0.78
<u>Ballon d'appoint</u>		
puissance de l'appoint	kW	30
fonctionnement de l'appoint	--	nocturne [23h-5h]
coefficient de pertes thermiques	W.K ⁻¹ .m ⁻²	0.78
<u>Circuit fermé de distribution</u>		
diamètre interne des tubes	mm	27
longueur totale des tubes	m	100
coefficient linéique de pertes	W.m ⁻¹ .K ⁻¹	0.1
débit volumique	m ³ .h ⁻¹	0.1
puissance de la pompe	W	100
<u>Locaux des ballons</u>		
température	°C	19

Tableau 5.4 : Caractéristiques techniques fixes du système Parabole/Stirling EURODISH pour une application en cogénération électricité/ECS

Par rapport à une installation solaire de préparation d'ECS utilisant des capteurs plans [7], le pilotage des débits de notre système est simplifié. En effet dès que le système Parabole/Stirling produit de l'électricité (quand le DNI est supérieur au seuil de démarrage du système), la pompe P1 du circuit primaire doit obligatoirement démarrer pour évacuer la puissance thermique évacuée par le moteur Stirling. Puis si l'hôtel est occupé (Cmois>0) et selon la température de consigne utilisée, les vannes bipas vont diriger le débit de liquide de

sous domaine $T_{B_{sto}1}$ est inférieure à une première valeur de consigne, $T_{seuil1,Ap}$. L'eau contenue dans le ballon d'appoint est ensuite chauffée jusqu'à une seconde température seuil, $T_{seuil2,Appoint}$ suffisamment élevée pour pouvoir répondre à une demande en eau sur une journée entière sans apport d'énergie solaire. La température de consigne de l'eau chaude demandée est de 55 °C. Celle-ci est obtenue grâce à l'utilisation d'un mitigeur dont le rôle est de réguler les débits d'eau froide et d'eau chaude en fonction de leurs températures respectives (équation Eq.5.22).

Ces différents seuils de pilotage, choisis par expérience, sont donnés dans le tableau suivant. Ils seront fixes tout au long de notre étude mais l'influence des seuils, utilisés dans la régulation du fonctionnement de la pompe P2 ($T_{seuil1,CP}$ et $T_{seuil2,CP}$) sera tout de même étudiée.

<u>Systeme EURODISH</u>	
DNiseuil ($W.m^{-2}$)	300
<u>Pompe P2 et ventilateur</u>	
Tseuil1,CP (°C)	83
Tseuil2,CP (°C)	80
<u>Appoint électrique</u>	
$T_{seuil1,Appoint}$ (°C)	60
$T_{seuil2,Appoint}$ (°C)	65
<u>Mitigeur</u>	
T_{ECS} (°C)	55

Tableau 5.5 : Paramètres de régulation du système Parabole/Stirling EURODISH pour une application en cogénération électricité/ECS

5.5 Simulation des performances du cogénérateur électricité/ECS Parabole/Stirling

5.5.1 Définition des rendements

Les rendements ci-dessous, calculés à partir des puissances et des températures sur une base horaire exportées vers un tableur EXCEL (Figure 5.5), sont utilisés pour évaluer les performances de notre installation sur les 12 mois de l'année étudiée :

- Fraction d'utilisation énergétique f_{col} , la proportion de l'énergie solaire Q_{sol} et utilisée par le système (Q_{col}) pour produire de l'électricité et de la chaleur DNI>DNIsseuil).

$$f_{int} = \frac{Q_{col}}{Q_{sol}} 100 \quad \text{Eq.5.30}$$

Avec,

$$Q_{sol} = S_{par} \int DNI dt$$

Si DNI>DNIsseuil alors $Q_{col} = S_{par} \int DNI dt$

- Rendement de conversion solaire-électricité $\eta_{elec,D/S}$, la part de l'énergie solaire collectée par le concentrateur Q_{col} et convertie en électricité Q_{elec} .

$$\eta_{elec,D/S} = \frac{Q_{elec}}{Q_{col}} 100 \quad \text{Eq.5.31}$$

- Fraction de valorisation des rejets thermique f_{echan} , la part de l'énergie thermique évacuée au niveau du refroidisseur du moteur Stirling Q_{Co} et récupérée par l'échangeur de l'installation de préparation d'ECS (Q_{Ex1}).

$$f_{echan} = \frac{Q_{Ex1}}{Q_{Co}} 100 \quad \text{Eq.5.32}$$

- Rendement utile du système EURODISH $\eta_{D/S,utile}$, la part de l'énergie solaire interceptée par la parabole Q_{col} , convertie en électricité (Q_{elec}) et fournie à l'échangeur de l'installation de préparation d'ECS (Q_{Ex1}).

$$\eta_{D/S,utile} = \frac{Q_{elec} + Q_{Ex1}}{Q_{col}} 100 \quad \text{Eq.5.33}$$

- Rendement global du système EURODISH $\eta_{D/S,global}$, la part de l'énergie solaire disponible, convertie en électricité (Q_{elec}) et fournie à l'échangeur de l'installation de préparation d'ECS (Q_{Ex1}).

$$\eta_{D/S,global} = \frac{Q_{elec} + Q_{Ex1}}{Q_{sol}} 100 \quad \text{Eq.5.34}$$

- Rendement de l'installation de préparation d'eau chaude sanitaire, $\eta_{Inst,ECS}$, la proportion de l'énergie entrant dans l'installation de préparation d'ECS, Q_{Ex1} et $Q_{appoint}$, et utilisée pour répondre à un besoin en ECS (Q_{ECS}).

$$\eta_{Inst,ECS} = \frac{Q_{ECS}}{Q_{Ex1} + Q_{appoint}} 100 \quad \text{Eq.5.35}$$

Avec,

$$Q_{ECS} = \int C_{p_{eau}} \dot{m}_{ECS} (T_{ECS} - T_{reseau}) dt$$

- Fraction solaire f_{sol} , la part de l'énergie solaire, $Q_{sol,Bsto}$ contenue dans l'énergie totale fournie au ballon d'appoint ($Q_{appoint}$ et $Q_{sol,Bsto}$).

$$f_{sol} = \frac{Q_{sol,Bsto}}{Q_{sol,Bsto} + Q_{appoint}} 100 \quad \text{Eq.5.36}$$

Avec,

$$Q_{sol,Bsto} = \int C_{p_{eau}} \dot{m}_{ECS,ch} (T_{Bsol10} - T_{reseau}) dt$$

- Rendement global du cogénérateur η_{inst} , la part de l'énergie entrant dans le système (appoint $Q_{appoint}$, auxiliaire Q_{aux} et énergie solaire collectée Q_{col}) et convertie en énergie utile (électricité Q_{elec} et eau chaude sanitaire Q_{ECS})

$$\eta_{inst} = \frac{Q_{elec} + Q_{ECS}}{Q_{col} + Q_{appoint} + Q_{aux}} 100 \quad \text{Eq.5.37}$$

5.5.2 Dimensionnement de l'installation pour un hôtel été sous le climat de Vignola

Le dimensionnement de l'installation de préparation d'ECS associée au système Parabole/Stirling est réalisé dans le cas d'étude d'un hôtel type « été » de 15 chambres ($187 \text{ L.jour}^{-1} \cdot \text{chambre}^{-1}$) sous le climat de Vignola et ce pour l'année 2003 (mesures du DNI et de la température extérieure, §5.4.1.1). L'objectif du dimensionnement est d'optimiser la consommation de l'appoint électrique fonctionnant exclusivement pendant les heures creuses (entre 23 h et 5 h) tout en pouvant répondre à une demande en ECS à 55°C quel que soit l'apport énergétique du système EURODISH. De plus, la production électrique du module EURODISH revendue à EDF à des tarifs avantageux doit également rester élevée.

5.5.2.1 Dimensionnement des volumes des ballons solaire et d'appoint

La taille du ballon d'appoint est ordonnée par la consommation maximale de l'hôtel sur une journée. En effet, l'appoint étant exclusivement nocturne, le volume d'eau chaude stocké dans le ballon d'appoint doit au moins être égale aux besoins journaliers maximaux afin de pouvoir répondre à la demande en ECS sur une journée sans apport solaire. En été lorsque l'hôtel est complet (15 chambres occupées), ses besoins journaliers en ECS sont alors de 2805 L.jour^{-1} . Notre choix s'est donc porté sur un volume de ballon d'appoint de 3000 L d'une longueur de 2.66 m et d'un diamètre de 1.2 m.

La Figure 5.14 donne les performances annuelles du cogénérateur en fonction du volume du ballon solaire. On s'aperçoit que le fait d'augmenter le volume du ballon solaire permet de mieux valoriser l'énergie thermique évacuée par le moteur Stirling (augmentation de f_{echan}). En effet, un ballon de grande capacité a besoin d'un apport énergétique important pour atteindre la température de déclenchement du ventilateur de secours, $T_{seuil,CP}$. L'augmentation de la valorisation des rejets thermiques du moteur Stirling a une influence directe sur le rendement du système EURODISH et sur la fraction solaire. Cependant, on remarque une limite pour un volume de ballon de 3000 L. Des ballons de taille supérieure ont des pertes thermiques élevées qui tendent à compenser l'augmentation de l'énergie d'origine solaire apportée à l'installation de préparation d'ECS. De plus, leurs prix augmentent de façon exponentielle avec leurs volumes et l'accroissement de la fraction solaire (et donc la diminution de l'apport énergétique fait par l'appoint) ne devrait plus être suffisant pour compenser ce surcoût. En conclusion, un volume de ballon solaire de 3000 L identique au ballon d'appoint semble être largement suffisant pour notre installation.

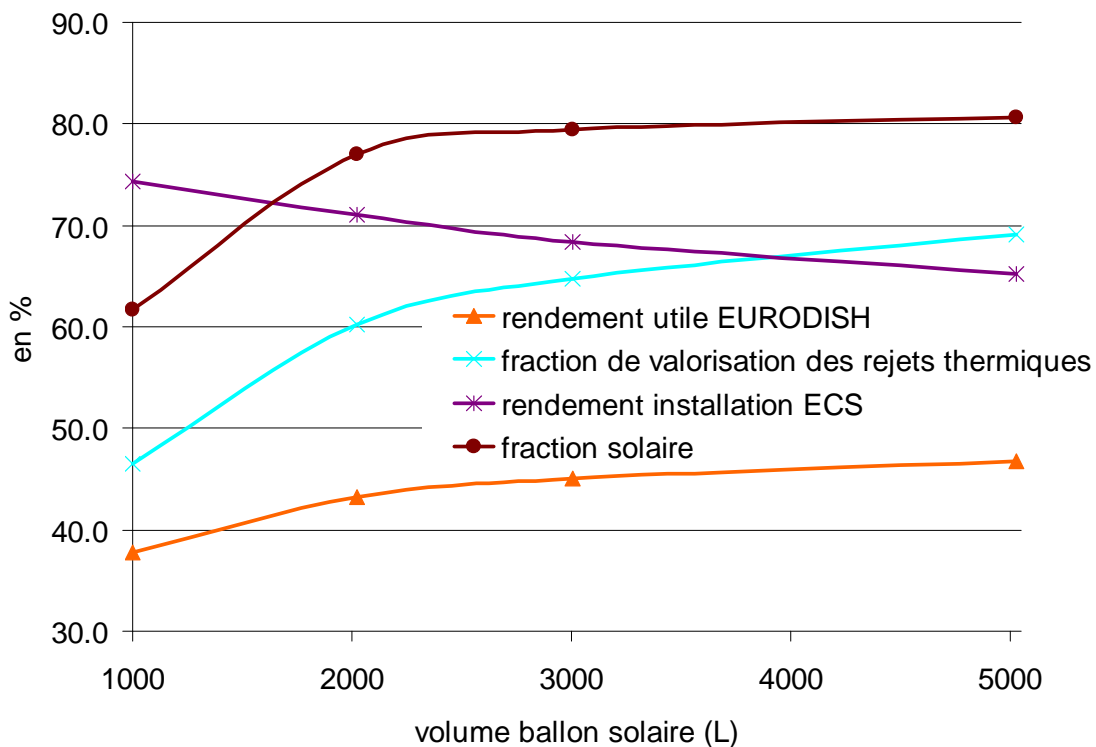


Figure 5.14 : Evolution des performances annuelles du cogénérateur en fonction du volume du ballon solaire ($\dot{m}_{Co}=2000L.h^{-1}$, $\dot{m}_{Ex2}=2000L.h^{-1}$, $V_{Bst0}=3000 L$)

5.5.2.2 Optimisation des débits dans le circuit primaire et l'échangeur

Les débits vont surtout avoir une influence sur les niveaux de température dans le circuit primaire et directement sur le rendement du système EURODISH. Diminuer trop fortement le débit dans le circuit primaire va, comme on a pu le voir dans le chapitre 4 (Figure 4.31), diminuer fortement le rendement du cycle du moteur Stirling à cause d'une augmentation de la température moyenne du liquide de refroidissement dans le refroidisseur. Cette influence est prise en compte par la corrélation simulant le comportement du système EURODISH. Diminuer le débit dans l'échangeur côté ballon solaire, aura tendance à augmenter la température du liquide de refroidissement en entrée du refroidisseur du moteur Stirling. La conséquence est également une diminution du rendement de cycle mais de façon moins marquée (chapitre 4, Figure 4.32). La Figure 5.15 montre l'évolution de la température maximale dans le circuit primaire (en sortie du refroidisseur du moteur Stirling) et du rendement de conversion solaire-électricité en fonction des débits dans le circuit primaire et dans l'échangeur. Les corrélations utilisées pour simuler le comportement du système EURODISH prennent bien en compte la diminution du débit et l'augmentation de la température en entrée du refroidisseur (diminution du débit dans l'échangeur). Afin de ne pas diminuer la production électrique, pour la suite des simulations, les débits seront fixés à 2000 L.h^{-1} . Ces valeurs permettent en plus de limiter la température maximale dans le circuit primaire, observée sur l'année étudiée, à une valeur inférieure à $100 \text{ }^\circ\text{C}$, ce qui élimine tout risque d'ébullition du liquide de refroidissement.

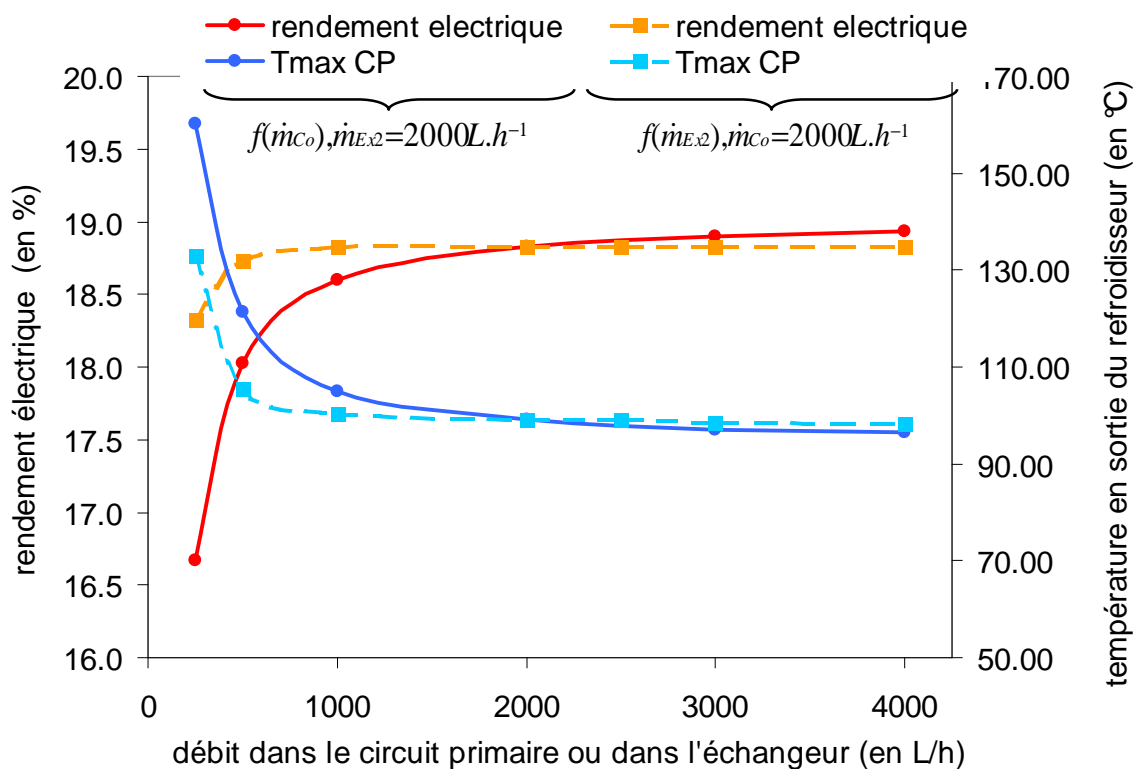


Figure 5.15 : Evolution des performances annuelles du cogénérateur en fonction des débits dans le circuit primaire ($\dot{m}_{Ex2}=2000 \text{ L.h}^{-1}$) et dans l'échangeur ($\dot{m}_{Co}=2000 \text{ L.h}^{-1}$) pour des ballons de 3000 L

5.5.2.3 Influence de la longueur du circuit fermé de distribution

Afin de limiter les risques bactériologiques, la norme française [7] recommande, dans le cas où l'installation de préparation d'ECS serait équipée d'une boucle de distribution à re-circulation, que la température de l'eau au retour soit au minimum de 50 °C. Cette contrainte nécessite l'ajout d'un appoint électrique au niveau de cette boucle fermée, surtout si la longueur de la tuyauterie est importante. Le modèle développé peut gérer le pilotage (mode TOR) d'un second appoint électrique « de sécurité » positionné au niveau du sous domaine P_{Pdis2}. La Figure 5.16 montre l'évolution des performances de notre installation en fonction de la longueur totale de la tuyauterie du circuit de distribution sans ou avec un appoint « de sécurité » d'une puissance de 500 W_e. L'augmentation des pertes thermiques dans le circuit de distribution entraîne une diminution importante du rendement de l'installation de préparation d'ECS ; il passe de 68 à 53 % pour une augmentation de la longueur de la tuyauterie de 100 à 500 m. Dans le cas où il n'y a pas d'appoint de « sécurité », la fraction solaire chute alors de 80 à 68 % et le nombre d'heures où la température de l'eau en retour de la boucle de re-circulation explose entraînant un risque important de développement bactériologique. Un appoint de « sécurité », diminuant encore la fraction solaire, est nécessaire dès lors que la tuyauterie dépasse les 200 m de longueur. De plus, si la longueur totale est supérieure à 400 m, la puissance de cet appoint doit dépasser les 500 W_e. Ce paramètre a une influence importante sur les performances de notre installation et sur sa conduite (ajout d'un appoint) qu'il faudra prendre en compte dans le cadre d'une réalisation expérimentale.

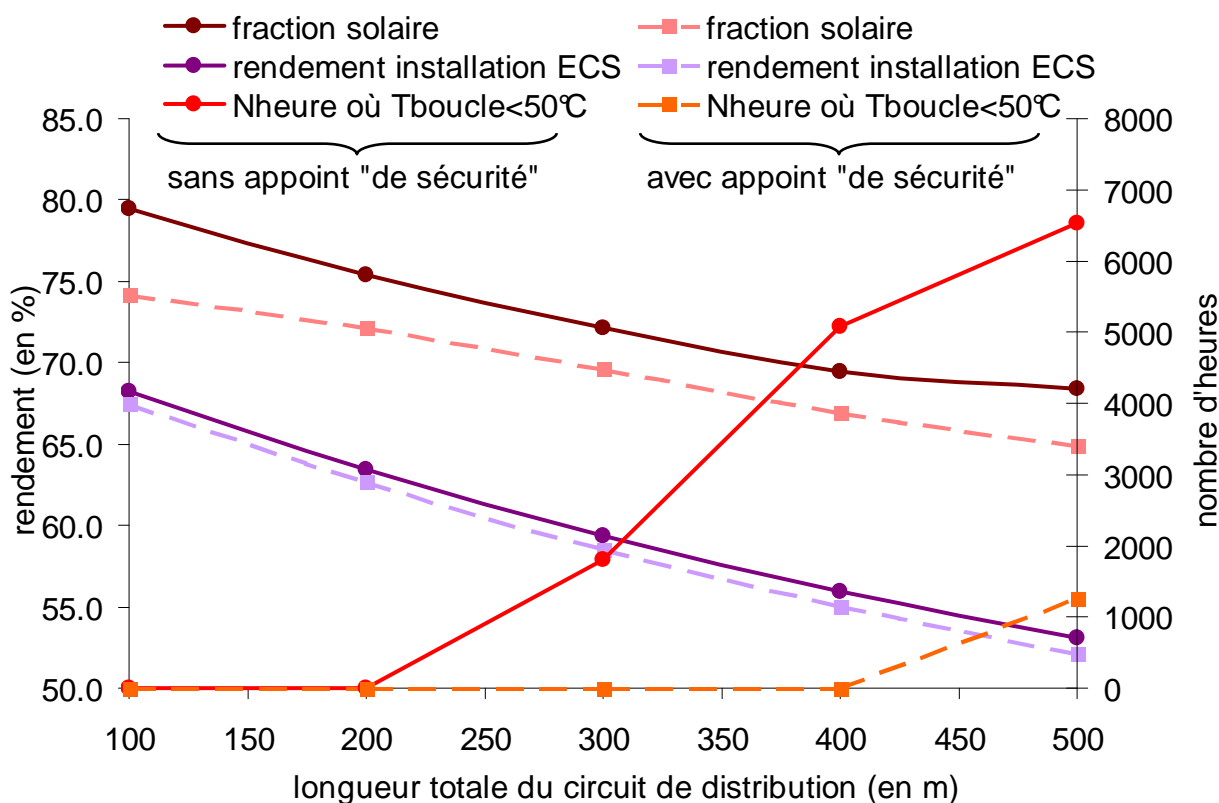


Figure 5.16 : Evolution des performances annuelles du cogénérateur en fonction de la longueur totale du circuit de distribution ($V_{Bsol}=V_{Bsto}=3000 L$, $\dot{m}_{Co}=\dot{m}_{Ex2}=2000L.h^{-1}$)

5.5.2.4 Influence de la température de déclenchement du ventilateur du circuit primaire

Comme le montre la Figure 5.17, l'augmentation de la température de démarrage du ventilateur ($T_{seuil1,CP}$) utilisée dans la boucle de régulation des débits, a une influence directe sur le rendement du système EURODISH du fait d'une meilleur valorisation des rejets thermiques du moteur Stirling. Cependant, l'augmentation générale des températures dans le circuit primaire et le ballon solaire diminue légèrement le rendement de conversion solaire-électricité ainsi que celui de l'installation de préparation d'ECS. Au final, la fraction solaire passe de 80 à 84 % pour une température $T_{seuil1,CP}$ augmentant de 83 ($T_{seuil2,CP}=80\text{ °C}$) à 98 °C ($T_{seuil2,CP}=95\text{ °C}$). N'ayant pas de données sur le point d'ébullition du liquide de refroidissement (eau +antigel), nous travaillerons dans les prochaines simulations avec une température de déclenchement du ventilateur de 83 °C permettant, dans cette configuration (débits, volumes de ballon...) de garder sous les 100 °C, la température dans le circuit primaire.

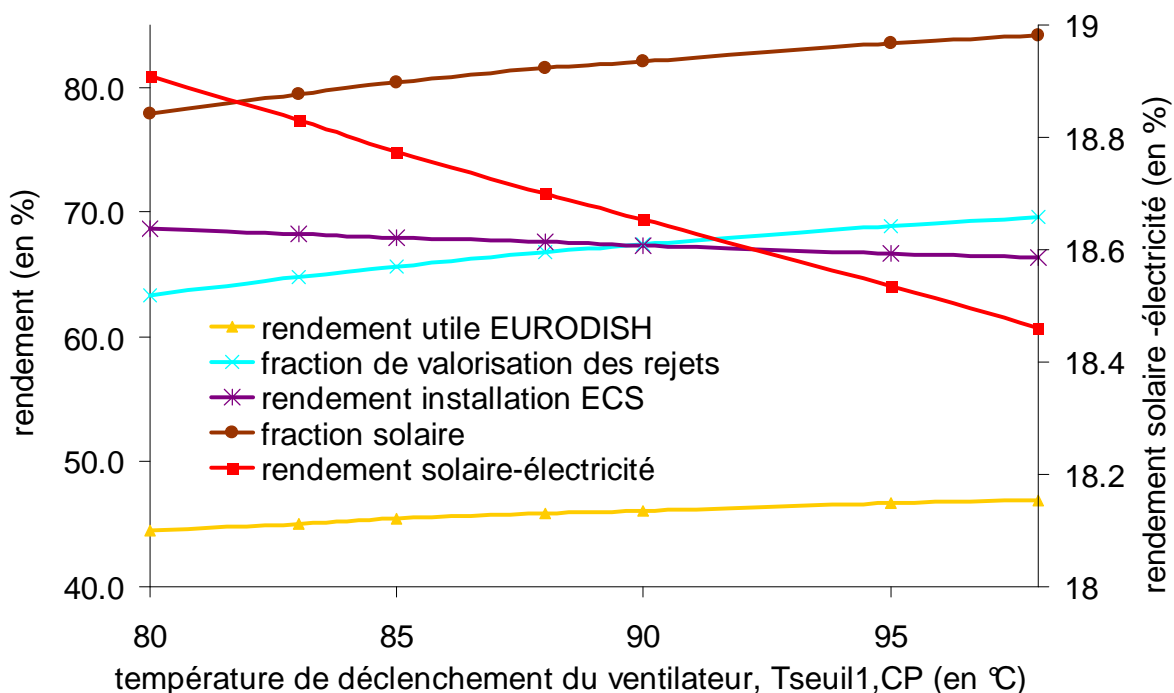


Figure 5.17 : Evolution des performances annuelles du cogénérateur en fonction de la température de déclenchement du ventilateur ($V_{Bsol}=V_{Bsto}=3000\text{ L}$, $\dot{m}_{Co}=\dot{m}_{Ex2}=2000\text{L.h}^{-1}$)

5.5.3 Simulation des performances de l'installation sous le climat de Vignola

5.5.3.1 Fonctionnement de l'installation

Avant de nous intéresser aux performances mensuelles, la Figure 5.18 montre l'évolution des températures et des transferts thermiques dans notre installation, dimensionnée dans le paragraphe §5.5.2 précédent, entre le 15 et le 18 juillet 2003, à Vignola lorsque la consommation de l'hôtel « été » est maximale.

Quand l'ensoleillement direct normal est supérieur au seuil de démarrage du système EURODISH de 300 W.m^{-2} (heure 4687), le système démarre et commence à fournir de l'électricité au réseau et de l'énergie thermique au liquide de refroidissement du moteur Stirling. La température, T_{Bsol10} étant inférieure au seuil de démarrage du ventilateur, la pompe P2 démarre et l'énergie thermique est évacuée dans le ballon solaire via l'échangeur. Les températures dans ce ballon et dans le circuit primaire augmentent ; la température en entrée du refroidisseur du moteur Stirling atteint 85 % diminuant de plus de 7 % le rendement de conversion solaire-électricité. Dans le même temps, les températures dans le ballon de stockage varient faiblement suivant la demande horaire en ECS. A l'heure 4697, la température T_{Bsol10} dépasse le seuil de sécurité de $83 \text{ }^\circ\text{C}$; la pompe P2 s'arrête et les valves bipas du circuit primaire pilotent alors le liquide de refroidissement vers le ventilateur permettant de faire chuter la température dans le circuit primaire de plus de $40 \text{ }^\circ\text{C}$ et de maintenir les niveaux de températures dans le ballon solaire à des valeurs acceptables tout en continuant de produire de l'électricité. La seconde journée, celle du 16 juillet (entre les heures 4705 et 4729) est marquée par une ressource solaire faible empêchant le démarrage du système EURODISH. A l'heure 4712, la demande en eau chaude est maximale et les températures dans le ballon solaire diminuent rapidement. Il est intéressant de voir l'effet de la stratification, la température dans le bas du ballon chute de 52 à $25 \text{ }^\circ\text{C}$ alors que celle dans le haut diminue seulement de 80 à $72 \text{ }^\circ\text{C}$. A l'heure 4727, l'appoint électrique démarre pour réchauffer l'eau contenue dans le ballon d'appoint de 60 à $65 \text{ }^\circ\text{C}$. Le troisième jour, l'ensoleillement est perturbé mais est supérieur à 300 W.m^{-2} permettant ainsi de préchauffer l'eau dans le ballon solaire. Cette préchauffe est cependant insuffisante et l'appoint électrique fournit au cours de la nuit 40 kWh pour compenser cette faible ressource solaire. Le dernier jour, la ressource solaire est de nouveau importante, et les températures dans le ballon solaire atteignent rapidement des valeurs élevées obligeant à un démarrage précoce du ventilateur du circuit primaire.

En conclusion, le système est correctement dimensionné ($V_{\text{Bsol}}=V_{\text{Bsto}}=3000 \text{ L}$, $\dot{m}_{\text{Co}}=\dot{m}_{\text{Ex2}}=2000 \text{ L.h}^{-1}$). Malgré les variations de la ressource solaire, les besoins en ECS, maximaux en juillet, ont toujours été satisfaits. De plus, le ventilateur de secours montre toute son importance sur les périodes où la ressource solaire est élevée et permet au système EURODISH de produire de l'électricité quels que soient les niveaux de température dans le ballon solaire.

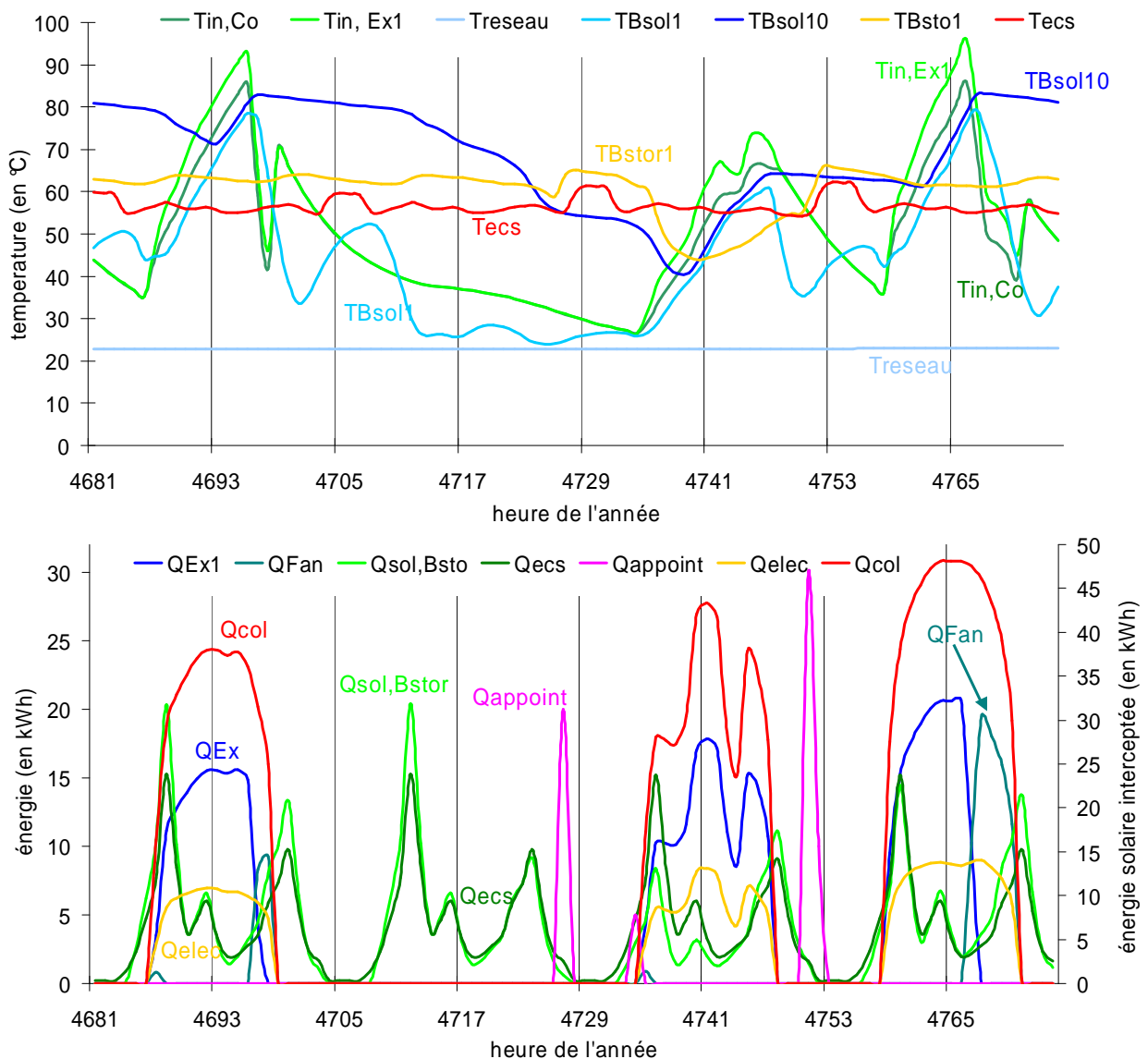


Figure 5.18 : Evolution des températures et des transferts énergétiques sur les 4 journées entre le 15 et le 18 juillet 2003 à Vignola pour des besoins en ECS d'un hôtel « été »

5.5.3.2 Performances annuelles du cogénérateur à Vignola

Le Tableau 5.6 donne les résultats des simulations réalisées à Vignola pour six cas d'études permettant ainsi d'étudier l'influence des données météorologiques et des besoins en ECS sur les performances annuelles prévisionnelles de notre installation. A noter, que dans le cas des besoins d'un hôtel « 4 saisons », le dimensionnement de l'installation de préparation d'ECS est identique à celui réalisé pour répondre à la consommation d'un hôtel « été ».

- Cas 1, données météorologiques d'une année type tirées de METEONORM + besoin en ECS d'un hôtel « 4 saisons ».
- Cas 2, données météorologiques mesurées sur cinq années entre 1999 et 2003 + besoin en ECS d'un hôtel « 4 saisons ». Dans le cas où on s'intéresse aux performances mensuelles de l'installation, on prendra comme référence l'année 2003.

- Cas 3, données météorologiques d'une année type tirées de METEONORM + besoin en ECS d'un hôtel « été ».
- Cas 4, données météorologiques mesurées sur cinq années entre 1999 et 2003 + besoin en ECS d'un hôtel « été ». Dans le cas où on s'intéresse aux performances mensuelles de l'installation, on prendra comme référence l'année 2003.

Les deux derniers cas correspondent à l'étude des performances annuelles d'un système Parabole/Stirling EURODISH classique, c'est à dire produisant simplement de l'électricité. Les rejets thermiques du moteur Stirling sont évacués dans l'air ambiant par l'intermédiaire du ventilateur de secours. Ce cas revient simplement à avoir une occupation de l'hôtel nulle tout au long de l'année étudiée ($C_{\text{mois}}=0$). L'algorithme développé dans le modèle pour gérer la régulation des pompes (Figure 5.13) dirige alors le liquide de refroidissement vers le ventilateur. Ces deux cas permettent ainsi d'étudier l'impact de la valorisation des rejets thermiques du moteur Stirling sur le rendement annuel de conversion solaire-électricité :

- Cas 5, données météorologiques d'une année type tirées de METEONORM + besoin en ECS nuls.
- Cas 6, données météorologiques mesurées sur cinq années entre 1999 et 2003 + besoin en ECS nuls. Dans le cas où on s'intéresse aux performances mensuelles de l'installation, on prendra comme référence l'année 2003.

Tout d'abord, ce tableau confirme les résultats du paragraphe §5.4.1.1. L'influence des données météorologiques sur les performances du système est très importante. En plus de sous-estimer fortement la ressource solaire disponible, la mauvaise répartition des niveaux de flux solaire donnée par la base de données METEONORM diminue de 92.4 % à 86.7 % la fraction d'utilisation énergétique, f_{col} . Au final, l'utilisation de METEONORM diminue artificiellement la ressource solaire utilisable par le système de 84 à 68 MWh entraînant une chute de la production électrique théorique du système EURODISH d'environ 3 MWh_e soit une diminution de plus de 19 % ! Ces premières simulations montrent le besoin d'utiliser des mesures sur site d'ensoleillement direct normal. Il serait cependant également intéressant de tester l'influence de l'utilisation de données satellitaires sur les performances de notre installation.

La deuxième remarque est que la valorisation des rejets thermiques du moteur Stirling n'a qu'un faible impact sur la production électrique du système EURODISH. La température du liquide de refroidissement en entrée du refroidisseur du moteur Stirling est en moyenne annuelle calculée à 32.4 °C pour des besoins nuls en ECS (cas 6). Pour les besoins d'un hôtel « été » et « 4 saisons », elle est estimée à 45 °C et 50 °C ce qui entraîne une diminution faible du rendement de conversion solaire-électricité du système EURODISH. Sur une année, la production électrique théorique chute de 16573 kWh_e à 15876 kWh_e (-4.2 %) et à 15818 kWh_e (-4.6 %) pour respectivement une préparation d'ECS correspondant aux besoins d'un hôtel « été » (cas 4) et d'un hôtel « 4 saisons » (cas 2). Si l'évolution du système à une application de cogénération diminue faiblement sa production électrique, elle permet surtout d'améliorer ses performances globales de façon spectaculaire. La valorisation de 64.4 % (hôtel « été », cas 4) et de 85.4 % (hôtel « 4 saisons », cas 2) de l'énergie fournie au liquide de refroidissement du moteur Stirling fait faire un bond au rendement utile du système EURODISH de 19.8 % (cas 6, EURODISH classique) à respectivement 45 et 53.4 % soit une augmentation de plus de 127 et 169 % !

Les besoins en eau chaude influent également grandement sur les performances de notre installation. Dans le cas d'un hôtel « 4 saisons », la demande plus importante et plus régulière au cours de l'année permet de mieux valoriser les rejets thermiques du moteur Stirling par rapport à la consommation d'un hôtel « été » ; la fraction de valorisation des rejets thermiques, f_{echang} , qui passe de 64.4 à 85.4 % permet d'augmenter le rendement utile du système EURODISH de 45 à 53.4 %. De plus, les températures dans l'installation de préparation d'ECS étant plus faibles, le rendement $\eta_{\text{Inst,ECS}}$ passe alors de 69.4 % à 78.9 % . Le cumul de ces deux effets permet ainsi d'améliorer le rendement du cogénérateur de 38.6 à 50.6 %. En contre partie, la fraction solaire annuelle est diminuée de 74.1 % à 61.1 %.

Performances énergétiques (en kWh.an⁻¹)						
	<i>hôtel « 4 saisons »</i>		<i>hôtel « été »</i>		<i>sans préparation d'ECS</i>	
	Météonorm <i>année type</i>	Mesures <i>1999-2003</i>	Météonorm <i>année type</i>	Mesures <i>1999-2003</i>	Météonorm <i>année type</i>	Mesures <i>1999-2003</i>
Q_{sol}	78443	90851	78443	90851	78443	90851
Q_{col}	67980	83922	67980	83922	67980	83922
Q_{elec}	12843	15818	12781	15876	13376	16573
Q_{Exl}	25120	28992	19775	21847	--	--
$Q_{\text{sol,Bsto}}$	23172	26299	17048	18617	--	--
Q_{appoint}	21680	16764	9155	6537	--	--
$Q_{\text{pertes,Inst}}$	9602	10559	9067	9662	--	--
Q_{ECS}	37993	36081	20786	19689	--	--
Q_{aux}	1789	1896	1635	1757	1246	1405
Rendement (en %)						
	<i>hôtel « 4 saisons »</i>		<i>hôtel « été »</i>		<i>sans préparation d'ECS</i>	
	Météonorm <i>année type</i>	Mesures <i>1999-2003</i>	Météonorm <i>année type</i>	Mesures <i>1999-2003</i>	Météonorm <i>année type</i>	Mesures <i>1999-2003</i>
f_{col}	86.7	92.4	86.7	92.4	86.7	92.4
η_{elec}	18.9	18.9	18.8	18.9	19.7	19.8
f_{echan}	94.5	85.4	74.1	64.4	--	--
$\eta_{\text{D/S,utile}}$	55.9	53.4	47.9	45.0	19.7	19.8
$\eta_{\text{D/S,global}}$	48.4	49.3	41.5	41.5	17.04	18.2
$\eta_{\text{Inst,ECS}}$	81.2	78.9	71.8	69.4	--	--
f_{sol}	51.7	61.1	65.1	74.1	--	--
η_{Inst}	55.6	50.6	42.6	38.6	19.3	19.4

Tableau 5.6 : Performances annuelles prévisionnelles du système EURODISH classique et en cogénération avec les données météorologiques de METEONORM ou mesurées sur 5 années (1999-2003) sous le climat de Vignola

La Figure 5.19 complète les résultats du Tableau 5.6 en donnant la distribution mensuelle de l'énergie solaire disponible au cours de l'année 2003 dans le cas des besoins en ECS, d'un hôtel « 4 saisons », d'un hôtel « été » et nuls (cas 6). Cette figure montre bien l'importance de la consommation en ECS sur la valorisation des rejets thermiques du moteur Stirling et donc sur le rendement global du cogénérateur. Les mois à forte consommation, en août particulièrement, plus de 90 % de ces rejets sont fournis au ballon solaire, le rendement mensuel du système EURODISH, $\eta_{\text{D/S,utile}}$ dépasse alors les 56 %. A l'opposé, les mois où la

consommation est faible, en mars pour l'hôtel « été », le rendement $\eta_{D/S,utile}$ est limité à 27 %, et quand la consommation est nulle, elle est équivalente au système « EURODISH » classique. Pour un hôtel « 4 saisons », la consommation plus régulière et plus importante permet de maintenir un rendement mensuel $\eta_{D/S,utile}$ entre 50 et 60 % ; en hiver où la ressource solaire a été très faible (Tableau 5.2), plus de 97 % des rejets thermiques du moteur Stirling ont été fournis au ballon solaire.

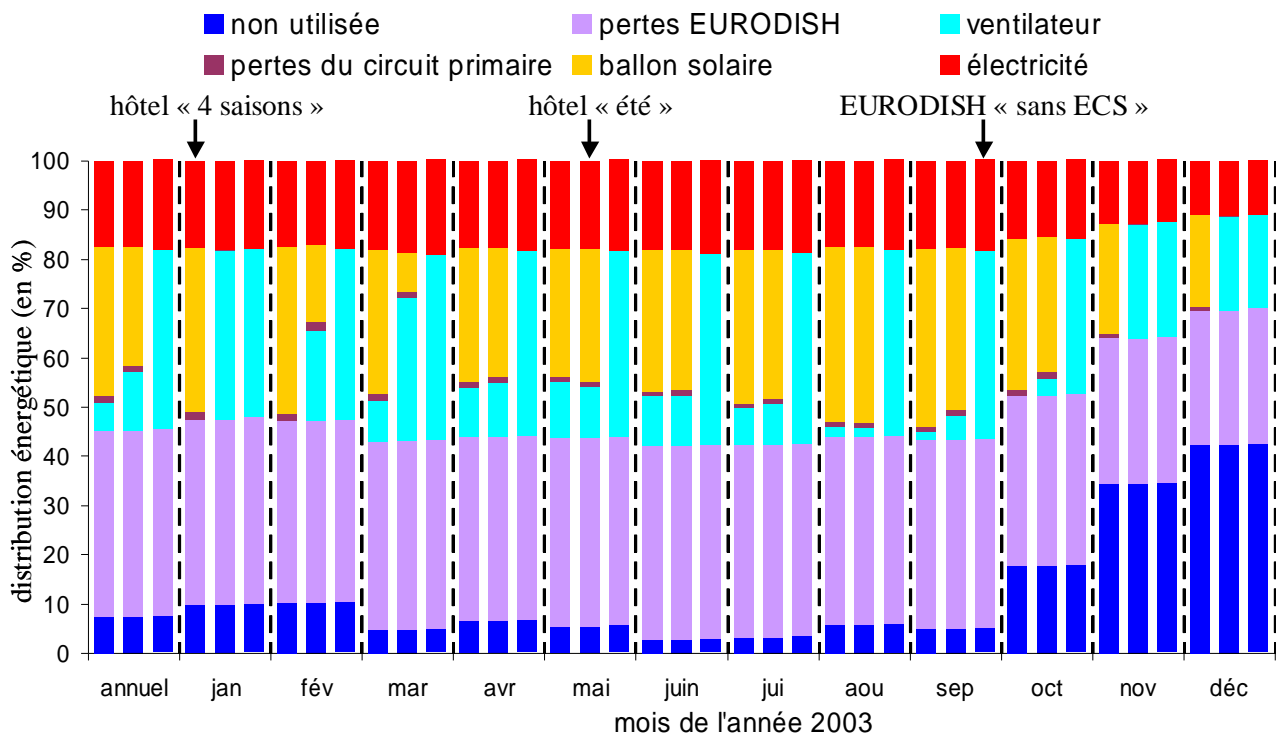


Figure 5.19 : Utilisation par le système EURODISH pour les cas d'étude 2, 4 et 6 de l'énergie solaire disponible sous le climat de Vignola en 2003

Pour finir, la Figure 5.20 donne pour chaque mois de l'année 2003, l'apport solaire et de l'apport électrique dans l'énergie totale fournie au ballon solaire dans les cas de l'hôtel « 4 saisons » et de l'hôtel « été ». De plus afin d'avoir une idée des économies réalisées grâce à l'apport solaire, le modèle a été utilisé pour calculer les performances prévisionnelles d'une installation de préparation d'eau chaude classique ne fonctionnant qu'avec une résistance électrique. Il suffit pour cela de remplacer l'équation de l'énergie sur le sous domaine B_{sto1} (Eq.5.19) par celle ci-dessous (Eq.5.38). Ceci revient simplement à supprimer toute la partie de notre installation en amont du ballon d'appoint (ballon solaire, échangeur, circuit primaire). Restent alors le ballon d'appoint de 3000 L, sa résistance électrique de 30 kW_e et le circuit fermé de distribution à re-circulation d'une longueur totale de 100 m.

$$\dot{\delta Q}_{B_{sto1}} + \dot{\delta Q}_{appoint} + C_{peau} \dot{m}_{ECS, ch} (T_{reseau} - T_{B_{sto1}}) = C_{peau} m_{B_{sol1}} \frac{dT_{B_{sto1}}}{dt} \quad \text{Eq.5.38}$$

Comme nous l'avons vu dans le Tableau 5.6, par rapport à un hôtel « été », la consommation d'ECS plus régulière d'un hôtel « 4 saisons » permet d'améliorer le rendement global du système EURODISH mais diminue également la fraction solaire de l'installation de préparation d'ECS. Comme le montre la figure ci dessous, la concordance entre demande et

ressource solaire est à l'origine de cette baisse. En effet, en hiver la consommation de l'hôtel « 4 saisons » reste élevée (Tableau 5.3) alors que la ressource solaire en ces mois de 2003 est quant à elle très faible. En décembre, l'énergie d'origine solaire entrant dans le ballon d'appoint est inférieure à 500 kWh, l'appoint électrique fournit alors la quasi-totalité de l'énergie du ballon d'appoint ce qui entraîne une chute de la fraction solaire à 11 %. Dans le cas de l'hôtel « été », mis à part les mois où la consommation en eau chaude est faible (février, mars, octobre), la fraction solaire mensuelle reste à des valeurs élevées supérieures à 80 %. Sur cette année 2003, par rapport à une installation de préparation d'ECS classique, les économies sur l'appoint électrique réalisées grâce à l'apport de l'énergie d'origine solaire sont estimées à 23830 et 18130 kWh_e pour les consommations de l'hôtel « 4 saisons » et de l'hôtel « été » soit une économie de 59 et 78 %. Ces chiffres sont légèrement inférieurs aux fractions solaires évaluées en 2003 à 61.4 et 79.4 %. Ceci est dû à une augmentation du rendement de l'installation classique d'ECS donné à 86 (hôtel « 4 saisons ») et 80 % (hôtel « été ») par le modèle.

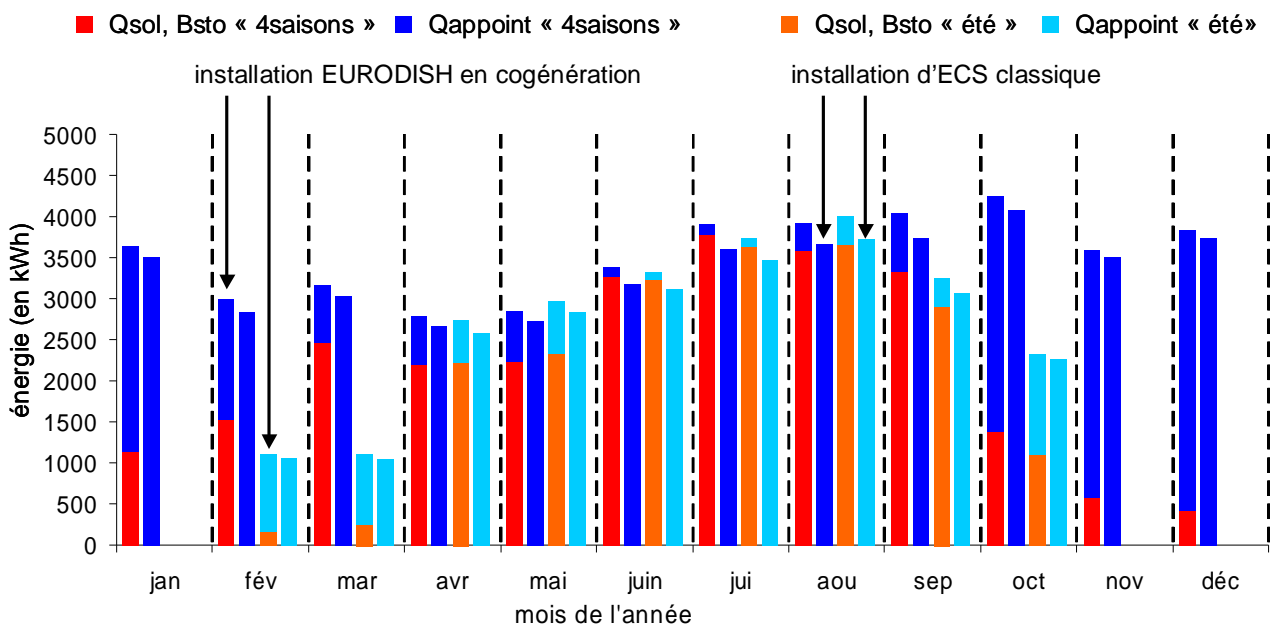


Figure 5.20 : Apport solaire dans l'énergie mensuelle apportée au ballon d'appoint de 3000 L pour le cogénérateur et une installation classique d'ECS dans le cas d'une consommation d'un hôtel « 4 saisons » et d'un hôtel « été » sous le climat de Vignola en 2003

En conclusion, sur les cinq années d'étude à Vignola entre 1999 et 2003, en utilisant une installation classique d'ECS, la consommation électrique de l'appoint est évaluée à 204 MWh_e pour les besoins d'un hôtel « 4 saisons » (cas 2) et à 119 MWh_e pour ceux d'un hôtel « été ». L'utilisation de notre cogénérateur permettrait alors d'économiser respectivement 120 MWh_e et 86 MWh_e tout en fournissant 79 MWh_e d'électricité au réseau (théorique) !

5.5.4 Simulation des performances de l'installation sous le climat de Odeillo

La même démarche a été réalisée sous le climat d'Odeillo pour des besoins en eau chaude d'un hôtel « 4 saisons », d'un hôtel « hiver » et nuls (système EURODISH classique) et en utilisant la base de données METEONORM et les mesures d'ensoleillement direct normal sur 7 années entre 2001 et 2007. Les caractéristiques techniques de l'installation de préparation d'ECS restent identiques à celles utilisées à Vignola (Tableau 5.4, §5.5.2). Le Tableau 5.7 permet de constater que l'utilisation de METEONORM pénalise la production théorique de notre installation d'environ 1.2-1.4 MW_e soit une baisse de la production de 7.3 % dans le cas où les besoins en eau chaude sont nuls (EURODISH classique). Plus que les écarts sur la ressource solaire disponible, cette diminution est surtout due à la répartition du flux solaire délivrée par METEONORM ; la fraction d'utilisation énergétique, f_{col} est estimée à 90.6 % au lieu de 92.6 %. L'année type en DNI de METEONORM est cependant bien plus fiable à Odeillo qu'à Vignola malgré une importante variabilité de la ressource d'une année sur l'autre (Figure 5.10).

<i>Performances énergétiques (en kWh.an⁻¹)</i>						
	<i>hôtel « 4 saisons »</i>		<i>hôtel « hiver »</i>		<i>sans préparation d'ECS</i>	
	<i>Météonorm année type</i>	<i>Mesures 2001-2007</i>	<i>Météonorm année type</i>	<i>Mesures 2001-2007</i>	<i>Météonorm année type</i>	<i>Mesures 2001-2007</i>
Q_{sol}	95978	100631	95978	100631	95978	100631
Q_{col}	86969	93360	86969	93360	86969	93360
Q_{elec}	16745	18030	16871	18163	17680	19075
Q_{Ex1}	32045	34886	25450	27460	--	--
$Q_{sol,Bsto}$	30240	32810	23445	25099	--	--
$Q_{appoint}$	22880	20440	17600	15980	--	--
$Q_{pertes, Inst}$	9647	10011	8785	9184	--	--
Q_{ECS}	46305	46356	35096	35112	--	--
Q_{aux}	1907	1855	1832	1778	1396	1317
<i>Rendement (en %)</i>						
	<i>hôtel « 4 saisons »</i>		<i>hôtel « hiver »</i>		<i>sans préparation d'ECS</i>	
	<i>Météonorm année type</i>	<i>Mesures 2001-2007</i>	<i>Météonorm année type</i>	<i>Mesures 2001-2007</i>	<i>Météonorm année type</i>	<i>Mesures 2001-2007</i>
f_{col}	90.6	92.8	90.6	92.8	90.6	92.8
η_{elec}	19.2	19.3	19.4	19.5	20.3	20.4
f_{echan}	92.1	91.0	73.4	71.9	--	--
$\eta_{D/S,utile}$	56.1	56.7	48.7	48.9	20.3	20.4
$\eta_{D/S,global}$	50.8	52.6	44.1	45.3	18.4	19.0
$\eta_{Inst,ECS}$	84.3	83.6	81.5	80.8	--	--
f_{sol}	56.9	64.5	57.1	61.1	--	--
η_{Inst}	56.4	54.7	48.8	48.0	20.0	20.1

Tableau 5.7 : Performances annuelles prévisionnelles du système EURODISH classique et en cogénération avec les données météorologiques de METEONORM ou mesurées sur 7 années (2001-2007) sous le climat de Odeillo

Avec une ressource solaire annuelle plus importante de 9.7 %, des niveaux de flux et des températures extérieures plus favorables au système, la production électrique à Odeillo de 19075 kWh_e (EURODISH classique) est supérieure de 13 % à celle sous le climat de Vignola (16573 kWh_e). De plus, à Odeillo l'énergie évacuée au niveau du refroidisseur de moteur Stirling est mieux valorisée qu'à Vignola ; dans le cas de l'hôtel « 4 saisons », 91 % est fournie au ballon solaire contre 85.4 %. Cette différence s'explique par la répartition mensuelle de la ressource solaire. A Vignola, 80 % de la ressource solaire est fournie entre mars et octobre, les 4 mois restants ayant une ressource très faible. A Odeillo, l'ensoleillement est mieux réparti sur les différents mois (moins de 70 % de la ressource est fourni entre mars et octobre) ce qui permet de mieux valoriser les rejets thermiques du moteur Stirling notamment en été. (Figure 5.21). Finalement, le rendement annuel global du système EURODISH passe de 49.3 % à 52.6 %, soit une progression de 6.7 %. On remarque également sur la figure ci-dessous l'influence des conditions météorologiques ; sur le rendement électrique (et directement sur le rendement global du système EURODISH) ; les mois d'hiver, les températures extérieures faibles et les flux d'ensoleillement élevés à Odeillo sont particulièrement favorables au système.

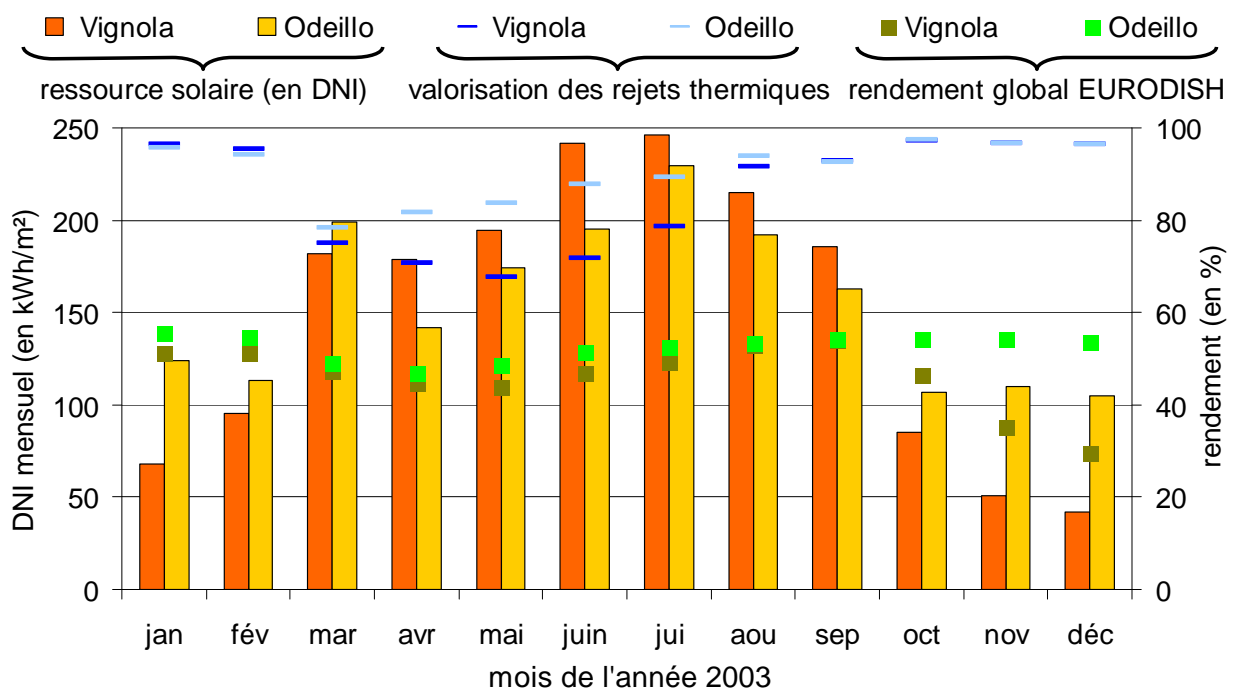


Figure 5.21 : Comparaison des performances mensuelles de l'installation à Vignola et Odeillo en 2003 pour des besoins en ECS d'un hôtel « 4 saisons »

La valorisation de 91 % et de 71.9 % des rejets thermiques du moteur Stirling pour répondre en partie aux besoins en ECS d'un hôtel « 4 saisons » et d'un hôtel « hiver » fait respectivement chuter la production électrique de 5.5 et 4.8 % mais augmente le rendement utile du système EURODISH à 56.3 et 48.9 % soit une augmentation de 139 et 177 % ! Cependant, la part de l'appoint électrique est importante, en particulier dans le cas de l'hôtel « hiver », le plus probable à Odeillo. La fraction solaire annuelle est en moyenne sur les sept années étudiées, calculée à 61.1 %. De plus, celle-ci varie fortement d'une année sur l'autre en fonction de la ressource solaire ; sur l'année 2005, elle est estimée à 66 % et sur l'année 2007, à 56 % soit une variabilité de 15 % (Figure 5.22). Comme nous l'avons déjà abordé dans le paragraphe précédent, ces fractions solaires faibles sont dues à une mauvaise concordance entre demande et ressource solaire. Par rapport à une installation classique de

préparation d'ECS, les économies réalisées grâce à l'apport d'énergie d'origine solaire sont calculées à 22948 et 29935 kWh_e pour les consommations d'un hôtel « hiver » et d'un hôtel « 4 saisons ».

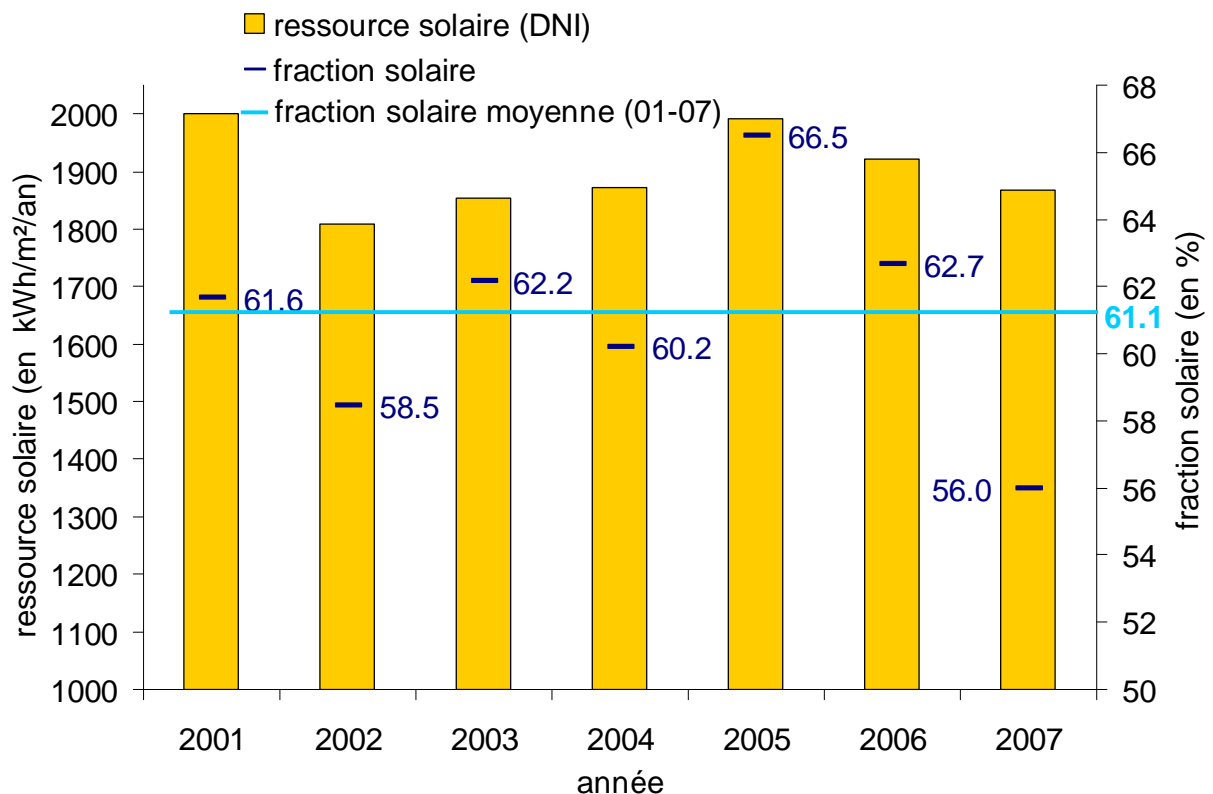


Figure 5.22 : Variabilité de la fraction solaire sous le climat de Odeillo entre 2001 et 2007

5.5.5 Influence de la fiabilité du système EURODISH sur ses performances

Ces résultats, excellents pour le système EURODISH sont toutefois à prendre avec précaution ; dans ces simulations, le système ne subissait aucune défaillance. Or, la conclusion principale du chapitre 3 sur le retour d'expérience du système EURODISH « classique » installé à Odeillo est que la fiabilité de ce module est largement insuffisante pour un système dit « pré-commercial ». A cause des nombreuses défaillances, le système n'a utilisé que 37 % de la ressource solaire potentiellement utilisable à Odeillo pour produire 19232 kWh d'électricité en 44 mois d'exploitation. L'étude statistique réalisée sur les défaillances permet de distinguer plusieurs types de pannes perturbant le fonctionnement et les performances du module EURODISH. Ces pannes, de différentes natures, ont chacune une durée moyenne de perturbation du système et une certaine probabilité de survenir pendant les heures de fonctionnement du procédé. Les pannes dites INTERBUS, de courte durée sont associées à une probabilité élevée alors que celles de longue durée (incendie, fuite récepteur...) seront associées à une probabilité très faible. 13 types de pannes se caractérisant par leurs durées ont été répertoriés, et leurs probabilités de perturber le système ont été intégrées au modèle développé sous MATLAB. La probabilité associée à une panne est calculée par l'équation Eq.5.39 et est donnée en « panne par heure de production du système » dans le Tableau 5.8. La durée de la panne prend alors en compte uniquement les heures de non production du système EURODISH, c'est à dire quand l'ensoleillement est supérieur au seuil minimal de production (DNI_{seuil}).

<i>panne</i>	<i>durée de non production du système</i> <i>(en min)</i>	<i>probabilité</i> <i>(en panne/heure de production)</i>
type 1	10	0.121965
type 2	40	0.022868
type 3	80	0.012422
type 4	160	0.004518
type 5	210	0.001694
type 6	270	0.002259
type 7	330	0.001694
type 8	390	0.000282
type 9	470	0.001129
type 10	1310 (22 heures)	0.004235
type 11	4580 (76 heures)	0.001412
type 12	14120 (235 heures)	0.001129
type 13	65880 (1098 heures)	0.000565

Tableau 5.8 : Caractéristiques des pannes perturbant le fonctionnement du système EURODISH

$$\text{Probabilité(panne}_i\text{)} = \frac{N_{\text{panne}_i}(\text{DNI} > \text{DNI}_{\text{seuil}})}{\text{Cumul}_{\text{seuil, prod}} + \text{Cumul}_{\text{seuil, non-prod}}} \quad \text{Eq.5.39}$$

Avec $N_{\text{panne}_i}(\text{DNI} > \text{DNI}_{\text{seuil}})$, le nombre de pannes du type i , recensées sur les 44 mois d'exploitation du système quand le DNI mesuré était supérieur au seuil de fonctionnement $\text{DNI}_{\text{seuil}}$, $\text{Cumul}_{\text{seuil, prod}}$, le nombre d'heure de production et $\text{Cumul}_{\text{seuil, non-prod}}$, le nombre d'heure où le système était en fonctionnement avec un $\text{DNI} > \text{DNI}_{\text{seuil}}$ (Cf chapitre 3).

La fiabilité annuelle (Fiab) du système EURODISH est alors définie par :

$$\text{Fiab} = \frac{\text{Cumul}_{\text{seuil, prod}}}{\text{Cumul}_{\text{seuil}}} 100$$

Avec $\text{Cumul}_{\text{seuil}}$, le nombre d'heure où le DNI est supérieur au $\text{DNI}_{\text{seuil}}$.

La Figure 5.23 donne le résultat des simulations effectuées sur l'année 2003 sous le climat de Odeillo pour des besoins en ECS d'un hôtel « hiver ». Les pannes étant aléatoires (mais fonction de leurs probabilités), il faut plusieurs simulations sur la même année pour obtenir différents niveaux de fiabilité annuelle du système. En moyenne, pour 7 simulations sur l'année 2003, on obtient une fiabilité moyenne du système EURODISH de 53 % pour une dispersion de la fiabilité annuelle allant de 38 à 75 %. Ces valeurs sont du même ordre de grandeur que la fiabilité, égale à 48 %, observée pendant l'exploitation du système EURODISH sur une période de 44 mois à Odeillo ce qui permet de valider la méthodologie utilisée pour simuler les défaillances du système EURODISH.

On remarque, en tout logique, que la production électrique ou de façon plus générale l'écart entre la production électrique entre un système avec un certain niveau de fiabilité Fiab et avec un système fiable à 100 %, évolue de façon linéaire avec la fiabilité. Cette évolution est moins vérifiée en ce qui concerne l'apport énergétique de l'appoint électrique car en plus de dépendre de l'apport thermique du refroidisseur du moteur Stirling et donc de la fiabilité, l'appoint est également fonction des besoins en ECS ; à Odeillo, il vaut mieux que le système

subisse une grosse défaillance les mois d'octobre ou de novembre plutôt qu'en pleine saison touristique, en février, où les besoins en ECS sont importants. Par rapport à un système idéal (fiabilité de 100 %), le système dans son état de développement actuel, avec une fiabilité de 47 % a une production électrique diminuée d'environ 50 % et l'apport de l'appoint électrique est augmenté de plus de 70 % ce qui diminue la fraction solaire à moins de 40 % et le rendement global du système EURODISH, $\eta_{D/S,global}$ à 25 % !

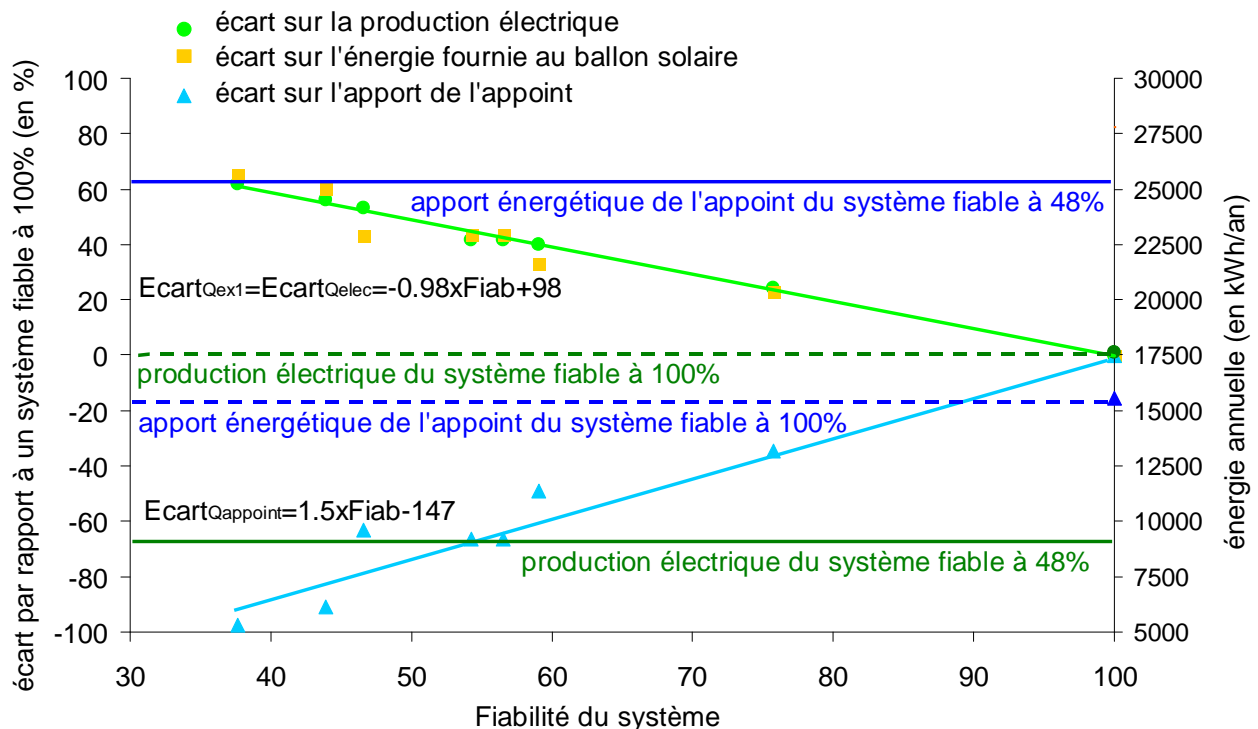


Figure 5.23 Performances du cogénérateur EURODISH en fonction de sa fiabilité sur l'année 2003 pour les besoins en ECS d'un hôtel « hiver »

D'autres simulations, sous le climat de Odeillo sur différentes années ont permis de vérifier que les corrélations données sur la Figure 5.23 sont généralisables pour des besoins en ECS d'un hôtel « hiver ». Par contre, pour des consommations en ECS différentes, de nouvelles simulations sont nécessaires en particulier pour l'estimation de l'apport de l'appoint électrique.

5.5.6 Comparaison des performances du cogénérateur EURODISH avec une association de capteurs photovoltaïques et de capteurs plans

Un des intérêts de l'outil de dimensionnement développé dans ce chapitre est qu'il gère tout type de capteurs solaires ce qui nous permet de comparer les performances de notre installation à celles d'une installation solaire plus classique composée de capteurs photovoltaïques (PV) pour la production d'électricité associés à des capteurs thermiques plans pour l'installation de préparation d'ECS. La principale différence se situe au niveau de l'utilisation de la ressource solaire. A la différence du système EURODISH, les systèmes solaires plans exploitent l'ensoleillement global et ce sans contrainte sur les niveaux de flux. Le détail de ces simulations (ressource solaire, caractéristiques techniques des capteurs...) est donné en annexe A9. Le nombre de modules photovoltaïques (BP solar 585F, type mono-cristallin, surface unitaire de 0.45 m²) a été choisi de manière à ce que la production électrique annuelle du

champ photovoltaïque soit sensiblement égale à celle du système EURODISH. De même, le nombre de capteurs plans (Clipsol TGD, surface unitaire de 0.463 m²) a été calculé afin d'obtenir une énergie thermique annuelle fournie au ballon solaire équivalente à celle fournie par le refroidisseur du moteur Stirling. De plus, l'installation de préparation d'ECS est identique à celle associée au système EURODISH (volume ballon solaire, d'appoint, débits dans le circuit primaire...). Seul le pilotage des pompes dans le circuit primaire est modifié (annexe A7). Quant aux besoins en ECS, ils correspondent à ceux des cas les plus probables, c'est à dire à un hôtel « été » à Vignola et à un hôtel « hiver » à Odeillo.

Le Tableau 5.9 donne les résultats des simulations pour cette association de capteurs photovoltaïques et de capteurs plans comparés aux performances du cogénérateur EURODISH fiable à 100 % (Tableau 5.6 et Tableau 5.7). Ces simulations permettent d'établir que des surfaces utiles de 61.2 m² (136 modules) et de 66.6 m² (148 modules) de capteurs photovoltaïques sont nécessaires pour obtenir la même production électrique théorique que le cogénérateur EURODISH de 53 m² sous les climats de Vignola et de Odeillo. Les rendements électriques annuels sont alors calculés à 13.5 % et à 14.2 %. Le climat plus froid à Odeillo est à l'origine de cette augmentation du rendement de conversion solaire-électricité des capteurs photovoltaïques. Pour la partie thermique, 72 modules à Vignola et 96 modules à Odeillo couvrant respectivement des surfaces utiles de 33.3 m² et de 44.4 m² permettent de fournir la même énergie d'origine solaire à l'installation de préparation d'ECS. Finalement, les associations de 94.6 m² à Vignola et de 111 m² à Odeillo de capteurs classiques ont alors des rendements globaux de 20.6 % et de 22 % contre 41.5 % et 45.3 % pour le cogénérateur EURODISH fiable à 100 %. Cependant, une installation associant des capteurs photovoltaïques et plans, technologies matures et d'une grande fiabilité, ne nécessite respectivement que 73 (32.85 m²) et 42 (19.5 m²) modules unitaires pour obtenir les mêmes performances énergétiques à Odeillo (hôtel « hiver ») que celles du système EURODISH dans son état actuel de développement (fiabilité estimée à environ 48 %).

Performances énergétiques (en kWh.an⁻¹)						
	<u>Vignola, hôtel « été »</u>			<u>Odeillo, hôtel « hiver »</u>		
	Mesures DNI° 1999-2003	Mesures G45° 1999-2003		Mesures DNI° 2001-2007	Mesures G45° 2001-2007	
	EURODISH	BP 585F	Clipsol	EURODISH	BP 585F	Clipsol
N _{capteur}	1	136	72	1	148	96
S _{capteur}	53 m²	61.2 m²	33.34 m²	53 m²	66.6 m²	44.45 m²
Q _{sol}	90851	116190	63289	100631	126063	84133
Q _{col}	83922	179480		93360	210196	
Q _{elec}	15876	15717		18163	17897	
Q _{Ex1}	21847	21289		27460	28341	
Q _{sol,Bsto}	18617	17337		25099	25479	
Q _{appoint}	6537	7750		15980	14980	
Q _{perdes,Inst}	9662	10722		9184	10192	
Q _{ECS}	19689	19676		35112	34984	
Q _{aux}	1757	1644		1778	1820	
Rendement (en %)						
	<u>Vignola, hôtel « été »</u>			<u>Odeillo, hôtel « hiver »</u>		
	Mesures DNI° 1999-2003	Mesures G45° 1999-2003		Mesures DNI° 2001-2007	Mesures G45°, 2001-2007	
	EURODISH	BP 585F	Clipsol	EURODISH	BP 585F	Clipsol
N _{capteur}	1	136	72	1	148	96
S _{capteur}	53 m²	61.2 m²	33.34 m²	53 m²	66.6 m²	44.45 m²
f _{col}	92.4	100		92.8	100	
η _{elec}	18.9	13.53 (Réf : Q _{sol,PV})		19.5	14.2 (Réf : Q _{sol,PV})	
η _{Inst,ECS}	69.4	68.7		80.8	79.5	
f _{sol}	74.1	70.2		61.1	67.4	
η _{PV+Plan} , η _{D/S,global}	41.5	20.62 (Réf : Q_{col})		45.3	22.0 (Réf : Q_{col})	
η _{Inst}	38.6	18.78		48.0	23.3	

Tableau 5.9 : Comparaison des performances du cogénérateur EURODISH fiable à 100 % à une association de capteurs solaires (PV et plan) sous le climat de Odeillo et de Vignola

5.6 Analyse technico-économique du système EURODISH appliqué à une application de cogénération électricité/ECS

Les performances prévisionnelles du cogénérateur EURODISH (ou de l'association capteurs photovoltaïques + capteurs thermiques plans) calculées à partir du modèle développé permettent de réaliser une analyse économique et environnementale complète et ce en fonction de la ressource solaire, des besoins en ECS ou encore de la fiabilité du système. Nous sommes en effet en mesure d'estimer le coût de l'investissement ainsi que les dépenses dues aux consommations électriques lors de l'exploitation. Quant au calcul des recettes, il se fait à partir de l'énergie électrique produite par le système, et des économies réalisées sur l'appoint. D'autres paramètres économiques, comme les coûts de maintenance, les taux de remboursement d'emprunt ou de crédit d'impôts, les prix de l'électricité et des énergies fossiles, la durée de vie de l'installation, ou encore le taux d'actualisation et dont dépend fortement la rentabilité économique de notre système sont également à prendre en compte.

5.6.1 Définition des paramètres et des indicateurs pour l'évaluation d'un projet de centrale solaire de production d'électricité et de chaleur

Il existe actuellement de nombreux outils informatiques (ECOSTAR, GREENIUS, SOLELE, SAM, [21]) pour évaluer le potentiel technico-économique d'une centrale solaire. Cependant, aucun de ces logiciels n'est adapté à notre installation. De plus, tous proposent des indicateurs économiques avec presque autant de définitions et de méthodes de calculs que de logiciels. Dans ce paragraphe, nous proposons nos définitions, adaptables à une installation fonctionnant en cogénération électricité/ECS, d'indicateurs économiques fréquemment employés dans l'analyse de projets de centrales solaires commerciales.

Les systèmes solaires sont généralement caractérisés par des coûts d'investissement importants et des coûts de fonctionnement relativement faibles. Les difficultés rencontrées lors de l'étude économique d'une centrale (solaire ou autre) sont causées par la comparaison entre le coût de l'investissement initial et les futurs coûts de fonctionnement. La méthode employée pour réaliser cette analyse économique est appelée épargnes du cycle de vie (Life Savings Analysis). Cette méthode prend en compte la valeur de l'argent au cours du temps et permet de considérer de façon détaillée tous les flux de trésorerie (recette ou dépense) intervenant dans l'exploitation de la centrale.

5.6.1.1 taux d'actualisation (discount rate) et taux d'inflation

L'actualisation est l'opération inverse de la capitalisation. La capitalisation, dans le milieu financier consiste à calculer la valeur future d'une somme placée à un certain taux d'intérêt sur une période donnée. A l'inverse, l'actualisation consiste à calculer la valeur actuelle d'une somme future à partir du taux d'actualisation. Pour un investisseur, une disposition d'argent immédiate est préférée à une disponibilité future du même montant. Plus le taux d'actualisation, τ_{act} est élevé, plus cela marque une préférence pour le présent. Il reflète les craintes d'un investisseur vis à vis du long terme et du risque financier lié à son investissement.

Un flux de trésorerie C_t survenant N années après « aujourd'hui » peut être ramené à sa valeur actuelle $Ca_{(N)}$ par l'équation suivante :

$$Ca_{(N)} = \frac{C_{t(N)}}{(1 + \tau_{act})^N} \quad \text{Eq.5.40}$$

De même, une somme actuelle d'argent $Ct_{(0)}$, avec un taux d'inflation (ou un taux de dépréciation de la monnaie) annuel, τ_{inf} , aura pour valeur dans N année :

$$Ct_{(N)}=Ct_{(0)}(1+\tau_{inf})^N \quad \text{Eq.5.41}$$

Réactualisée, on a alors :

$$Ca_{(N)}=\frac{Ct_{(0)}(1+\tau_{inf})^N}{(1+\tau_{act})^N} \quad \text{Eq.5.42}$$

5.6.1.2 Indicateurs économiques

Le coût normalisé de production de l'électricité (LEC, Levelized electricity cost) est de loin l'indicateur le plus communément utilisé pour l'analyse des performances économiques d'une centrale solaire. Son calcul est fortement influencé par la méthodologie employée et les hypothèses de départ. D'autres indicateurs ont aussi été sélectionnés pour évaluer la rentabilité intrinsèque d'un investissement, comme la valeur actualisée nette (VAN ou NPV, net present value), le taux de rentabilité interne (TRI ou IRR, internal rate of return) ou encore le temps de retour sur investissement (POT, pay out time). La VAN est un bon critère d'évaluation puisqu'elle indique le flux de trésorerie (cash flow) généré en fin de projet. Une VAN positive signifie que le projet est rentable. Le TRI est la valeur du taux d'actualisation qui annule la VAN. Si le TRI est supérieur au taux d'actualisation choisi pour le projet et défini par l'investisseur, celui-ci sera rentable. Quant au POT, il renseigne sur le nombre d'années d'exploitation de la centrale nécessaires avant de pouvoir rentabiliser l'investissement ou encore le nombre d'années nécessaires avant de pouvoir espérer en tirer des bénéfices (VAN>0).

Il est ici capital de comprendre que le LEC et la VAN (ainsi que le TRI et le POT) ne sont pas des indicateurs économiques du même type. Le LEC est destiné à comparer entre eux différents systèmes de production d'électricité alors que la VAN est utilisée pour évaluer la faisabilité d'un projet. Dans le calcul du LEC, le taux d'actualisation $\tau_{act,LEC}$ est défini par les grands organismes (IEA...) du domaine de l'énergie. A l'opposé, dans le calcul de la VAN, c'est le financier qui va définir le taux d'actualisation $\tau_{act,VAN}$, principalement par rapport à son impression sur le risque de son investissement et des bénéfices qu'il veut en tirer.

Le calcul du LEC (équation Eq.5.43) est fait pour une année type d'exploitation de la centrale à partir du calcul du facteur de recouvrement du capital (CRF, capital recovery factor) qui représente le rapport d'une annuité constante sur la somme actualisée de toutes ces annuités sur la durée de vie N_{vie} , de la centrale (Eq.5.44), et du coût total actualisé des flux de trésorerie. Dans cette équation, les coûts liés à l'assurance de la centrale sont négligés et les impôts sur les bénéfices de la centrale sont omis. A noter également que le LEC est réservé à la comparaison de cas où les hypothèses économiques sont équivalentes (emprunt, inflation, taux d'actualisation).

Une façon de voir une centrale fonctionnant en cogénération est d'introduire dans le LEC un terme correspondant à un coût évité sur la préparation de l'eau chaude solaire par rapport à une installation classique fonctionnant uniquement avec un appoint électrique. Ce terme \bar{E}_{aECS} en euros, prend en compte les économies faites sur l'appoint électrique sur la durée de vie de l'installation grâce à l'apport d'énergie d'origine solaire mais également le léger

surcoût sur l'investissement et sur la maintenance « matériel » du à l'échangeur et au ballon solaire.

$$LEC = \frac{CRF(\bar{C}a_{invest} + \bar{C}a_{MO} + \bar{C}a_{materiel} + \bar{C}a_{aux} - \bar{E}a_{ECS})}{Q_{elec}} \quad \text{Eq.5.43}$$

Avec,

$$CRF = \frac{\tau_{act,LEC}(1+\tau_{act,LEC})^{N_{vie}}}{(1+\tau_{act,LEC})^{N_{vie}} - 1} \quad \text{Eq.5.44}$$

$\bar{C}a_{invest}$	Valeur actualisée des coûts totaux (sur la durée de vie du système) liés à l'investissement en €.
$\bar{C}a_{MO}$	Valeur actualisée des coûts totaux de la main d'œuvre en €.
$\bar{C}a_{materiel}$	Valeur actualisée des coûts totaux de la maintenance matériel (changement de pièce) en €.
$\bar{C}a_{aux}$	Valeur actualisée des coûts totaux liés à la consommation des auxiliaires en €.
Q_{elec}	Production électrique annuelle de la centrale solaire sur sa durée de vie, en kWh _e en €.

La VAN est la somme des différents flux de trésorerie annuels actualisés $Ca_{(N)}$ (dépenses et recettes) depuis la mise en service de la centrale à l'année 0 jusqu'à l'année d'exploitation N. Quand celle-ci est supérieure à 0, le projet devient rentable :

$$VAN_{(N)} = \sum_{i=0}^N Ca_{(i)} = \sum_{i=0}^N \frac{Ct_{(i)}}{(1+\tau_{act})^i} \quad \text{Eq.5.45}$$

Le TRI et le POT sont quant à eux calculés à partir de la VAN.

5.6.1.3 Flux de trésorerie annuel

Pour le financement de l'investissement, il est possible de bénéficier d'une aide, Ct_{aide} sur le coût total de l'investissement, Ct_{invest} . Afin de simplifier l'étude, on suppose que la totalité de l'investissement est versée l'année de mise en service de la centrale. Pour une étude économique plus détaillée, il est nécessaire de prendre en compte le mode de financement de la centrale (emprunt, intérêt sur l'emprunt...).

A partir des simulations réalisées à Vignola et à Odeillo, les performances prévisionnelles annuelles à long terme de la centrale solaire (EURODISH ou capteurs photovoltaïques + plans) ont été déterminées ce qui permet de calculer la plupart des flux de trésorerie de façon précise.

Les recettes réalisées par la vente de l'électricité produite par le système sont calculées à partir de l'énergie électrique annuelle moyenne délivrée au réseau et du prix d'achat du kWh électrique d'origine solaire. Ce prix de rachat est considéré constant tout au long de l'étude mais dépend du site où est installé la centrale ; à Vignola, dans un contexte insulaire, le kWh

électrique d'origine solaire est revendu à 40 c€, à Odeillo, en France métropolitaine, il est revendu à 30 c€. De plus, on suppose dans cette équation qu'il n'y pas de coût annuel associé à la vente de l'électricité (pas d'abonnement EDF, pas d'imposition sur les revenus).

$$C_{vente,(N)}=Q_{elec}.Tarif_{elec,solaire} \quad \text{Eq.5.48}$$

Les dépenses générées par les consommations électriques des pompes ou du ventilateur sont calculées à partir du prix de l'électricité à l'année N (dépendant de l'inflation, Eq.5.41) et des consommations électriques pendant les heures pleines (HP) ou les heures creuses (HC).

$$C_{taux,(N)}=Q_{aux,HC}.Tarif_{elec,HC,(N)}+Q_{aux,HP}.Tarif_{elec,HP,(N)} \quad \text{Eq.5.49}$$

Les coûts associés à la maintenance (O&M) de la centrale solaire vont dépendre du coût de la main d'œuvre (MO) et d'un coût matériel, $C_{tmatériel}$. Ce dernier est estimé à partir d'un pourcentage annuel du prix d'investissement (prix du système EURODISH ou des capteurs photovoltaïques ou plans). Ce pourcentage est élevé dans le cas du système EURODISH, dont la fiabilité a été remise en cause lors de l'exploitation du module à Odeillo. Quant au coût de la main d'œuvre, il est calculé à partir du nombre d'heures annuel $N_{heure,MO}$ nécessaire pour remettre la centrale en service après une défaillance et pour la maintenance préventive et du coût horaire de la main d'œuvre sur l'année N (dépendant de l'inflation).

$$C_{tMO,(N)}=N_{heure,MO}.Tarif_{MO,(N)} \quad \text{Eq.5.50}$$

L'économie réalisée $E_{ECS,(N)}$, pour une installation fonctionnant en cogénération grâce à l'apport thermique d'origine solaire dans le chauffage de l'ECS est calculée par l'équation suivante. Dans cette équation intervient également le terme $St_{O\&M,(N)}$ qui représente le surcoût de maintenance du à l'ajout de nouveaux équipements dans l'installation de préparation d'ECS (ballon solaire et échangeur en particulier). De plus, un surcoût sur l'investissement du à ces nouveaux équipements s'ajoute au coût initial du système étudié.

$$E_{ECS,(N)}=St_{O\&M,(N)}+(Q_{appoint,classique}-Q_{appoint,solaire}).Tarif_{elec,HC,(N)} \quad \text{Eq.5.51}$$

5.6.1.4 Indicateur environnemental

En plus des différents paramètres économiques, nous intégrons dans cette analyse un indicateur environnemental, la tonne de CO₂ évitée par an. A noter que ce paramètre est dans certaines études technico-économiques introduit dans le calcul du LEC et de la VAN. En effet dans plusieurs pays, des primes sont allouées pour chaque tonne de CO₂ évitée lors de la production d'électricité et de chaleur d'origine renouvelable en comparaison à une installation classique. Dans notre étude, la tonne de CO₂ évitée est calculée à partir l'équation Eq.5.53. Les rejets de CO₂ dus à la fabrication du système solaire sont négligées (EURODISH ou capteurs photovoltaïques ou plans).

$$E_{CO2}=(Q_{elec}-Q_{aux}+(Q_{appoint,classique}-Q_{appoint,solaire})).T_{CO2} \quad \text{Eq.5.54}$$

Avec,

Q_{elec} Production électrique annuelle de la centrale solaire, en kWh_e.

$Q_{\text{appoint,classique}}$	L'apport énergétique annuel de l'appoint électrique pour une installation classique de préparation d'ECS, en kWh _e .
$Q_{\text{appoint,solaire}}$	L'apport énergétique annuel de l'appoint électrique pour une installation solaire (système EURODISH en cogénération) de préparation d'ECS, en kWh _e .
Q_{aux}	Consommation électrique annuelle des auxiliaires de la centrale solaire en kWh _e .
T_{CO_2}	La quantité de CO ₂ émise par kWh _e provenant du réseau insulaire pour le site de Vignola et du réseau national français pour le site de Odeillo. Ces quantités sont calculées en annexe A10 à partir du bouquet énergétique du réseau électrique considéré.

5.6.2 Analyse technico-économique

5.6.2.1 Méthodologie

La méthodologie optée pour cette étude est de développer différents scénarios de développements et de degrés de maturité du système Parabole/Stirling EURODISH classique et appliqués à la cogénération électricité/ECS. Afin d'avoir une référence, les performances de ces installations sont comparées à celle des installations solaires traditionnelles à capteurs photovoltaïques (BP 585F) et à capteurs plans (Clipsol). Trois études sont réalisées :

- Dans un premier temps, on s'intéresse aux coûts de production du kWh électrique (LEC) et au tonnage de CO₂ évité des installations solaires (BP 585F et EURODISH classique et en cogénération).
- Dans un second, on se place dans la position d'un hôtelier dans l'obligation de remplacer son installation de préparation d'ECS ; plusieurs choix s'offrent alors à lui, une installation classique neuve, une installation solaire à capteurs plans ou le cogénérateur électricité/ECS. Le taux d'actualisation choisi par l'hôtelier pour son analyse technico-économique va alors dépendre de son envie d'investir sans risque ou d'investir dans une technologie dite renouvelable. Dans le premier cas, le taux d'actualisation sera élevé alors que dans le second, il sera faible. Cette étude technico-économique est réalisée sous les climats de Vignola et de Odeillo pour respectivement des besoins en ECS d'un hôtel « été » et d'un hôtel « hiver ».
- Pour terminer, de la même façon que pour l'étude précédente, on se place toujours dans la position d'un hôtelier voulant installer un système de production d'électricité pour apporter une plus value à son hôtel. Le cogénérateur, en plus de fournir de l'électricité au réseau permet alors de chauffer en partie l'ECS consommé par l'hôtel.

4 scénarios de développement du système Parabole/Stirling sont choisis (Tableau 5.10). Pour chaque scénario, le système peut fonctionner de façon classique ou en cogénération :

- Cas 1, système EURODISH « prototype ». Ce cas représente le système EURODISH dans son état actuel de développement. Le faible nombre d'unités construites (7) entraîne des coûts d'investissement élevés. La durée de vie du système est faible tout comme sa fiabilité entraînant des coûts de maintenance importants.
- Cas 2, système EURODISH « commercial, en démonstration ». Grâce à plusieurs prototypes développés, le système est maintenant fiable avec une durée de vie allongée. Cependant le nombre de systèmes construit par an reste encore faible (~100) et les coûts d'investissement restent élevés.
- Cas 3, système EURODISH « commercial, mature ». C'est le cas idéal. Le système Parabole/Stirling EURODISH est mature et éprouvé. La fabrication d'unités par an est importante (>500) et les coûts d'investissement sont faibles. Le système est fiable à 100 % mais une maintenance préventive faible reste tout de même nécessaire.

<i>paramètres</i>	<i>prototype</i>	<i>démonstration</i>	<i>mature</i>
Coût d'une unité EURODISH (€.unité ¹)	140000	60000	40000
Surcoût sur l'investissement (€)	20000	10000	10000
Durée de vie du système	10	25	25
Fiabilité annuelle (%)	47	90	100
Coût de la maintenance matériel (€.an ⁻¹)	2000	400	200
Main d'œuvre annuelle (heure.an ⁻¹)	200	40	20

Tableau 5.10 : Caractéristiques économiques des systèmes EURODISH à différents stades de maturité

5.6.2.2 Calcul du coût normalisé de l'électricité (LEC)

Les paramètres économiques utilisés dans les simulations pour le calcul du LEC sont donnés dans le Tableau 5.11. Pour le système à capteurs photovoltaïques BP 585F, le coût d'investissement est donné par le constructeur à 470 € le module (0.45 m², 5.5 €.W^c). A cela s'ajoutent le prix d'un onduleur de puissance nominale de 12 kW_e pour Odeillo estimé à 3700 € et de 10 kW_e à 3000 € à Vignola et un surcoût de 5 % du coût d'investissement pour la pose des capteurs. La durée de vie des capteurs photovoltaïques est prise égale à 25 ans. Les coûts annuels de maintenance (main d'œuvre et matériel) sont quasi nuls pour ce type de capteur. Une valeur de 0.5 %.an⁻¹ du coût d'investissement est supposée dans les simulations. De plus, l'onduleur devra être changé à la demi-vie des capteurs (12 ans).

Pour le système EURODISH appliqué à la cogénération électricité/ECS, le surcoût lié à l'ajout d'équipement dans l'installation de préparation d'ECS est pris égal à 4000 € (ballon solaire + échangeur). Ce surcoût s'ajoute à l'investissement sur le système EURODISH. De plus, on ajoute une augmentation sur la maintenance de l'installation de préparation d'ECS $Sto\&M,(N)$ due à ces nouveaux équipements (40 €.an⁻¹, 1 % du surcoût de 4000 €).

<i>paramètres</i>	<i>valeur</i>
Taux d'actualisation (%)	8 [22]
Emprunt sur l'investissement (% de l'investissement)	0
Coût de la main d'œuvre (€.heure ⁻¹)	30
Inflation sur le coût de la main d'œuvre (%.an ⁻¹)	2
Coût de l'électricité HP (€.kWh ⁻¹)	0.0463
Coût de l'électricité HC (€.kWh ⁻¹)	0.0787
Inflation sur le coût de l'électricité (%)	2
quantité de CO ₂ par kWh _e , Vignola (g.kWh _e ⁻¹)	580
quantité de CO ₂ par kWh _e , Odeillo (g.kWh _e ⁻¹)	110

Tableau 5.11 : Paramètres économiques utilisés dans les simulations pour le calcul du LEC

Le Tableau 5.12 donne les coûts normalisés de l'électricité (LEC) et les économies en rejet de CO₂ du système EURODISH classique et appliqué à la cogénération électricité/ECS sous les climats de Odeillo et de Vignola en comparaison à une installation typique de capteurs photovoltaïques (72 m² à Odeillo, 63 m² à Vignola). Pour cette dernière, le LEC (identique à Vignola et à Odeillo, ressource solaire en G45° équivalente sur les deux sites, cf annexes A9) est calculé à 43 c€.kWh⁻¹ sous les hypothèses données précédemment (taux d'actualisation de 8 %, maintenance...). Le LEC du système EURODISH dans son état actuel de développement (cas 1, classique prototype) est calculé à une valeur exorbitante supérieur à 4 €.kWh⁻¹ à Vignola et à 3.5 €.kWh⁻¹ à Odeillo à cause d'une production électrique très faible du système par rapport au coût d'investissement élevé couplé à une maintenance importante. De plus, l'ajout à ce système de l'installation de préparation d'ECS augmente encore ces valeurs. La fiabilité trop faible du système EURODISH (47 %) ne permet pas de réaliser des économies suffisantes sur l'appoint électrique par rapport à une installation classique pour diminuer le coût du kWh_e produit. Dans le second cas d'étude, c'est à dire pour le système EURODISH en démonstration commerciale (Tableau 5.10), le LEC calculé à Odeillo à 44 c€.kWh⁻¹ devient du même ordre de grandeur que celui pour une centrale solaire à capteurs photovoltaïques grâce à une augmentation importante de la fiabilité (90 %) et directement à l'augmentation de la production électrique. Une application en cogénération sur ce système permet alors de faire passer le LEC à 41 c€.kWh⁻¹ soit une diminution de 7 %. A Vignola, la ressource solaire en ensoleillement direct plus faible qu'à Odeillo entraîne une diminution de la production électrique et une augmentation du LEC ; celui-ci passe à 51 c€.kWh⁻¹ pour le système classique et à 49.1 c€.kWh⁻¹ pour le cogénérateur, soit respectivement des augmentations de 15 et 19 % par rapport aux LEC calculés à Odeillo. Ces chiffres montrent encore une fois l'importance d'une évaluation correcte de la ressource solaire. Et enfin, pour le système classique EURODISH mature et fiable à 100 %, le LEC chute à des valeurs de 32 c€.kWh⁻¹ à Vignola et de 27.7 c€.kWh⁻¹ sous le climat favorable de Odeillo. Ces chiffres sont comparables à ceux (28 c€.kWh⁻¹) donnés dans le rapport référence ECOSTAR [22]. Pour le système appliqué à la cogénération électricité/ECS, le LEC chute alors sous les 25 c€.kWh⁻¹ sous le climat de Odeillo et pour des besoins en ECS correspondant à ceux d'un hôtel « hiver ». Une fois le système complètement fiabilisé, en plus d'augmenter l'offre énergétique, la valorisation d'une partie des rejets thermiques du moteur Stirling permet de diminuer d'environ 10 % le coût normalisé de l'électricité du système EURODISH. A noter que pour un taux d'actualisation de 5 %, valeur prise par l'agence internationale de l'énergie (IEA, [23]), le LEC du système EURODISH classique mature chute à 21.9 c€.kWh⁻¹ et à 17 c€.kWh⁻¹ pour une application électricité/ECS alors que pour la centrale à capteurs photovoltaïques, il est estimé à 34.5 c€.kWh⁻¹.

Au niveau des économies sur les rejets de CO₂, les chiffres sont particulièrement flatteurs pour le système EURODISH en cogénération. En Corse, la quantité de CO₂ contenu dans un kiloWattHeure d'électricité est estimée à 580 g, valeur élevée due à l'utilisation de centrales « diesel » très polluantes (cf annexe A10). Pour le système mature fiable à 100 %, la production de 15.8 MWh.an⁻¹ d'électricité d'origine renouvelable et l'économie de 17.6 MW_e.an⁻¹ faite sur l'appoint électrique du système de préparation d'ECS permet d'éviter le rejet de 18.5 tonnes de CO₂ dans l'atmosphère contre 9.6 tonnes pour le système EURODISH classique.

	<i>système EURODISH</i>						<i>PV</i>
	<i>prototype</i>		<i>démonstration</i>		<i>mature</i>		<i>BP585F</i>
système	classique	cogé	classique	cogé	classique	cogé	--
	<i>Odeillo (hôtel « hiver » pour le cogénérateur)</i>						
LEC (€·kWh ⁻¹)	3.570	3.758	0.444	0.410	0.277	0.241	0.432
E _{CO2} (tCO ₂ .an ⁻¹)	0.9	2.1	1.8	4.0	1.9	4.4	2.1
	<i>Vignola (hôtel « été » pour le cogénérateur)</i>						
LEC (€·kWh ⁻¹)	4.158	4.400	0.509	0.491	0.320	0.296	0.434
E _{CO2} (tCO ₂ .an ⁻¹)	4.2	5.9	8.6	16.8	9.6	18.5	9.5

Tableau 5.12 : Coût normalisé de l'électricité et tonne de CO₂ évité du système EURODISH classique et appliqué à la cogénération électricité/ECS sous les climats de Odeillo et de Vignola

La Figure 5.24 donne la contribution de l'investissement, de la maintenance totale (matériel+main d'œuvre), de la consommation des auxiliaires et des économies sur l'appoint dans le LEC calculé sous le climat de Odeillo (et pour des besoins en ECS d'un hôtel « hiver »). Comme toute centrale de production d'énergie d'origine renouvelable, le LEC est en majorité composé de coût d'investissement. Pour la centrale à capteurs photovoltaïques, l'investissement représente 92% (40 c€·kWh⁻¹) du LEC et pour le système EURODISH classique mature, il y contribue à 88 %. Pour le cogénérateur EURODISH, le surcoût (investissement, O&M) lié à l'installation de préparation d'ECS égal à environ 3.8 c€·kWh⁻¹ mais est compensé par les économies réalisées sur l'appoint électrique calculées à 7.2 c€·kWh⁻¹.

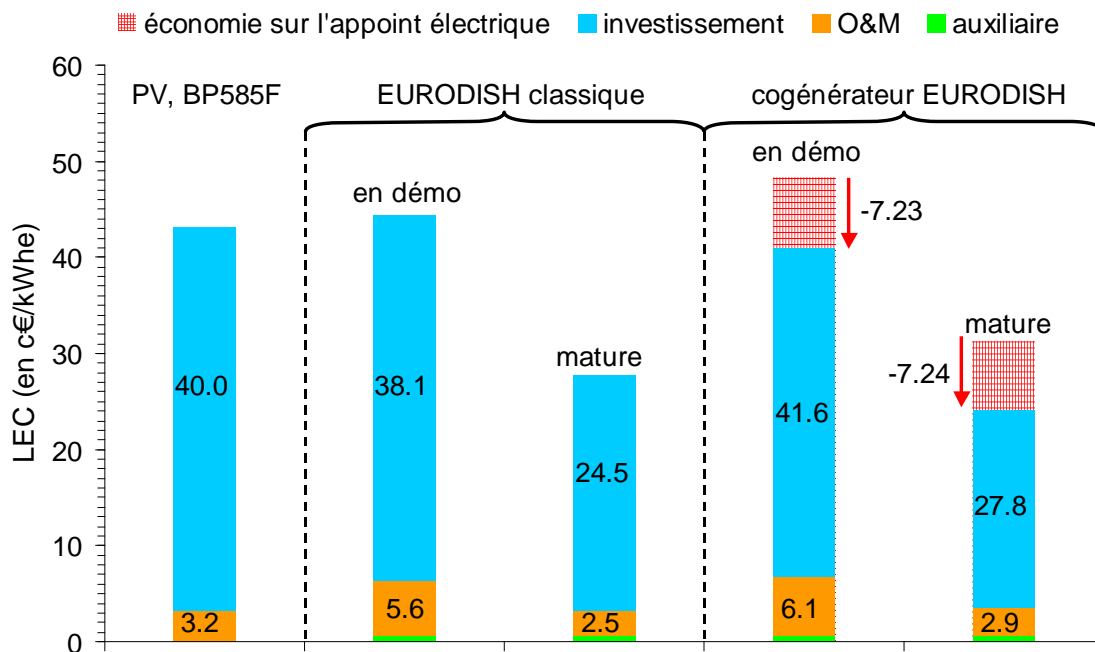


Figure 5.24 Contribution des différents flux de trésorerie dans le LEC sous le climat de Odeillo (besoins en ECS d'un hôtel « hiver »)

5.6.2.3 Comparaison des technologies EURODISH et capteurs plans pour la préparation d'ECS

L'objectif de cette partie est d'étudier la rentabilité économique du cogénérateur EURODISH en comparaison à une installation classique pour la préparation d'ECS (appoint électrique) et à une installation à capteurs plans. Plutôt que de prendre la totalité des flux de trésoreries annuels sur la durée de vie de ces trois installations (achat de l'eau au réseau, appoint électrique...), on introduit dans le calcul de la VAN, comme pour le calcul du LEC, le terme $E_{ECSi,(N)}$ qui prend en compte les économies faites sur l'appoint par rapport à l'installation classique grâce à l'apport d'énergie thermique d'origine solaire et les surcoûts liés à une installation de préparation d'ECS plus complexe. Mis à part pour le taux d'actualisation, les valeurs prises pour les paramètres économiques sont données dans le Tableau 5.11. Pour l'installation à capteurs plans, le prix du m² de capteurs Clipsol (Cf annexe A9) est donné par le constructeur à 368 €. Le surcoût sur l'investissement et la maintenance lié à l'ajout d'équipement dans l'installation de préparation d'ECS est identique que celui pour le cogénérateur EURODISH (4000 € pour l'investissement, 40 €/an pour la maintenance).

La Figure 5.25 donne l'évolution de la VAN à Odeillo sur les 25 ans d'exploitation de l'installation de préparation d'ECS pour les 3 technologies avec un taux d'actualisation faible de 3 %. Ce taux signifie que l'investisseur ne montre pas une grande préférence pour le « présent » ce qui favorise les installations solaires qui permettent de réaliser des économies sur l'appoint sur le long terme (et de produire de l'électricité pour le cogénérateur EURODISH). Il est dans un premier temps intéressant de voir que sans aide à l'investissement, l'installation à capteurs plans (44.45 m² de capteurs Clipsol) sous les hypothèses économiques choisies est à la limite de la rentabilité. A l'opposé, la vente d'électricité d'origine solaire à un tarif de rachat de 30 c€/kWh⁻¹ permet au cogénérateur en démonstration d'être rentable à partir de la 20^e année d'exploitation. Avec un système mature, l'installation devient rentable à partir de la 11^e année d'exploitation ce qui est comparable au

temps de retour sur investissement de l'installation à capteurs plans avec une aide de 50 % sur le coût d'investissement. La VAN en fin de projet (25^e année) qui indique les gains ou les pertes du projet sur sa globalité, est estimée à 53000 € pour le cogénérateur EURODISH mature alors qu'elle est inférieure à 15000 € pour l'installation à capteurs plans.

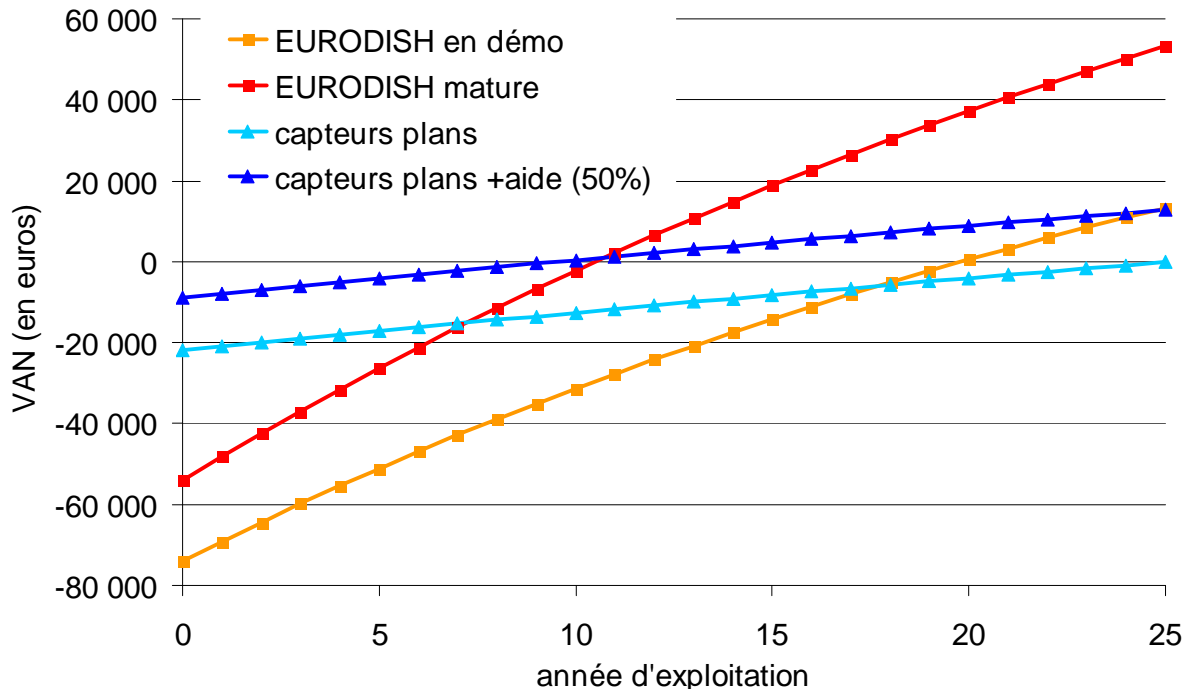


Figure 5.25 : Evolution de la VAN à Odeillo sur les 25 années d'exploitation du cogénérateur EURODISH ou d'une installation à capteurs plans

Le Tableau 5.13 donne les estimations de la VAN, du temps de retour sur investissement (POT) à Vignola (hôtel « été ») et à Odeillo (hôtel « hiver ») pour différents taux d'actualisation (3, 8 et 13 %). Le taux de rentabilité interne (TRI) est également donné. Ce dernier est calculé à 10.5 et 12.1 %, valeurs élevées, respectivement à Vignola et à Odeillo pour l'installation à capteurs plans (+ aide de 50%) ce qui signifie que le projet sera rentable pour des taux d'actualisation inférieurs à ces valeurs. La VAN au bout de 25 ans d'exploitation de cette installation reste quant à elle assez faible. Elle est maximale à Odeillo car les besoins en ECS de l'hôtel « hiver » et les économies réalisées sur l'appoint électrique sont plus importants qu'à Vignola. A l'opposé, pour le cogénérateur EURODISH, les TRI sont faibles dus à des coûts d'investissement élevés et la rentabilité de l'installation est meilleure à Vignola grâce au rachat de l'électricité produite par le système à un tarif de 40 c€/kWh⁻¹ contre 30 c€/kWh⁻¹ à Odeillo. Avec un taux d'actualisation de 3 %, le système en démonstration commerciale devient alors rentable au bout de 18 ans avec une VAN confortable en fin de projet de 22000 €, et pour le système mature, celui-ci est rentable en 10 ans avec une VAN élevée de 62900 €.

En conclusion, si l'hôtelier veut remplacer son installation de préparation d'ECS avec un investissement faible et sans risque, son choix va se porter vers une installation classique à appoint électrique unique ou vers une installation à capteurs plans, mature qui bénéficie aujourd'hui d'une aide importante sur l'investissement lui permettant d'avoir des temps de retour sur investissement faibles mais ne générant que très peu de bénéfices en fin de vie (représentés par des économies sur l'appoint électrique). A l'opposé, le cogénérateur

EURODISH représente un investissement important mais également des bénéfices probables à long terme élevés. Le système en démonstration commerciale qui n'est finalement qu'un prototype fiabilisé (le coût d'investissement encore élevé de 60 k€ peut être atteint d'après le constructeur par effet de masse avec une production minimale de 100 unités par an) a un TRI correct estimé à 5.5 % à Vignola. Avec une aide à l'investissement de 50 %, largement envisageable vu le potentiel environnemental du système (Tableau 5.12), le TRI passe à 15.5 %, et le système devient rentable avec un taux d'actualisation de 13 % dès la 15^e année d'exploitation de l'installation. La VAN en fin de projet est alors évaluée à 5600 € et le cogénérateur EURODISH en démonstration commerciale représente dès lors à Vignola un investissement rentable avec un risque limité.

	<i>TRI (%)</i>	<i>VAN (k€)</i>			<i>POT (année)</i>		
taux d'actualisation	--	3 %	8 %	13 %	3 %	8 %	13 %
<i>Odeillo (hôtel « hiver »)</i>							
capteurs plans (aide 50 %)	12.1	12.8	3.8	-0.5	10	14	>25
EURODISH en démo	4.5	13.3	-20.5	-9.2	20	>25	>25
EURODISH mature	10.4	53.3	11.4	-37.3	11	17	>25
<i>Vignola (hôtel « été »)</i>							
capteurs plans (aide 50 %)	10.5	7.4	1.6	-1.2	12	17	>25
EURODISH en démo	5.5	22.0	-15.0	-5.0	18	>25	>25
EURODISH mature	11.6	62.9	17.5	-33.4	10	14	>25

Tableau 5.13 : VAN, TRI et LEC à Odeillo et à Vignola pour le cogénérateur EURODISH en comparaison à une installation à capteurs plans

5.6.2.4 Comparaison des technologies EURODISH et capteurs photovoltaïques pour la production d'électricité

De la même façon que précédemment, la Figure 5.26 donne l'évolution de la VAN à Odeillo sous les hypothèses économiques du Tableau 5.11 et pour un taux d'actualisation de 3 % pour 6 installations de production d'électricité :

- Système EURODISH classique en démonstration commerciale. La production électrique est entièrement revendue au réseau à un tarif de 30 c€/kWh⁻¹ (40 c€/kWh⁻¹ à Vignola).
- Système EURODISH classique mature.
- Cogénérateur EURODISH en démonstration commerciale. En plus de la revente de la production électrique, des économies sont réalisées grâce à l'apport, dans le chauffage de l'ECS de l'hôtel, d'énergie thermique d'origine solaire.
- Cogénérateur EURODISH mature.
- Capteurs photovoltaïques BP585F non intégrés au bâti (72 m² à Odeillo, 63 m² à Vignola). La production électrique est revendue au réseau à 30 c€/kWh⁻¹ (40 c€/kWh⁻¹ à Vignola). Les hypothèses faites sur l'exploitation de cette installation sont identiques à celles du paragraphe §5.6.2.2.
- Capteurs photovoltaïques intégrés au bâti. La production électrique est revendue au réseau à 55 c€/kWh⁻¹ à Odeillo et à Vignola. On suppose que l'intégration au

bâti entraîne un surcoût de 10 % de l'investissement (au lieu de 5 % précédemment).

Grâce au tarif de rachat de $55 \text{ c}\text{€}\cdot\text{kWh}^{-1}$, l'installation la plus rentable est celle composée de capteurs photovoltaïques intégrés au bâti. En fin de vie, la VAN est calculée pour cette installation à plus de 80 k€ avec un temps de retour sur investissement de 11 ans. Par contre, la valorisation des rejets thermiques du moteur Stirling pour le chauffage de besoins en ECS de l'hôtel « hiver » permet au système EURODISH d'être plus rentable sur 25 ans que les capteurs PV non-intégrés au bâti. Pour un système mature, le cogénérateur EURODISH a un temps de retour sur investissement estimé à 11 ans alors qu'il est calculé à 13 ans pour le système classique ; de plus, la VAN au bout de 25 ans d'exploitation passe de 38.5 à 53.3 k€.

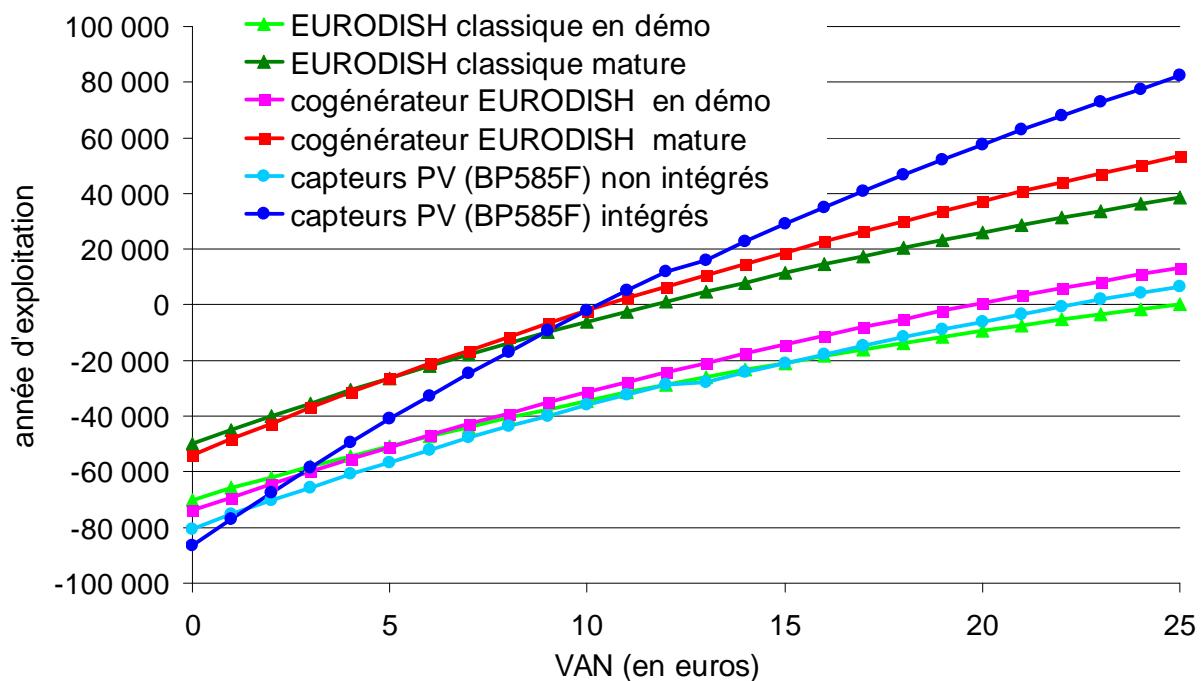


Figure 5.26 : Evolution de la VAN à Odeillo sur les 25 années d'exploitation du système EURODISH classique ou appliqué à la cogénération en comparaison à une installation à capteurs photovoltaïques

Le Tableau 5.14 montre que le cogénérateur Parabole/Stirling EURODISH mature a des performances économiques supérieures à des capteurs plans BP585F non-intégrés au bâti. Pour un taux d'actualisation élevé de 8 %, la rentabilité est atteinte au bout 17 ans d'exploitation à Odeillo et 14 ans à Vignola ; en fin de vie, la VAN est respectivement calculée à 11.4 et 17.5 k€. Pour le système EURODISH en démonstration commerciale, des aides restent nécessaires pour atteindre la rentabilité avec des taux d'actualisation supérieurs à 4.5 % à Odeillo et 5.5 % à Vignola.

En conclusion, la centrale à capteurs photovoltaïques semble le choix le plus judicieux si une intégration au bâti est possible grâce au tarif d'achat de $55 \text{ c}\text{€}\cdot\text{kWh}^{-1}$ que ce soit à Odeillo ou à Vignola. Par contre avec un taux d'actualisation faible de 3 %, si cette intégration des capteurs dans le bâti n'est pas gérable, le cogénérateur EURODISH en démonstration commerciale devient déjà plus intéressant à Odeillo grâce aux économies importantes réalisées sur l'appoint électrique dans le chauffage de l'ECS. De plus, qu'il soit classique ou appliqué à la cogénération et sous les hypothèses de cette étude, les performances technico-

économiques prévisionnelles d'un système EURODISH mature sont supérieures à celle des capteurs photovoltaïques BP585F non-intégrés à Odeillo et à Vignola.

	<i>TRI (%)</i>	<i>VAN (k€)</i>			<i>POT (année)</i>		
taux d'actualisation	--	3 %	8 %	13 %	3 %	8 %	13 %
Odeillo (hôtel « hiver »)							
capteurs PV intégrés	10.3	82.2	17.4	-14.8	11	17	>25
capteurs PV non-intégrés	3.8	6.7	-26.5	-43.1	23	>25	>25
cogénérateur EURODISH en démo	4.5	13.3	-20.5	-9.2	20	>25	>25
cogénérateur EURODISH mature	10.4	53.3	11.4	-37.3	11	17	>25
EURODISH classique en démo	3	0.1	-26.5	-39.8	25	>25	>25
EURODISH classique mature	4.5	38.5	4.6	-12.3	12	20	>25
Vignola (hôtel « été »)							
capteurs PV intégrés	10.2	70.5	14.5	-13.4	11	17	>25
capteurs PV non-intégrés	6.9	33.6	-6.1	-25.9	15	>25	>25
cogénérateur EURODISH en démo	5.5	22.0	-15.0	-5.0	18	>25	>25
cogénérateur EURODISH mature	11.6	62.9	17.5	-33.4	10	14	>25
EURODISH classique en démo	4.2	9.7	-22.1	-38.0	21	>25	>25
EURODISH classique mature	10.1	49.4	9.8	-10.0	11	17	>25

Tableau 5.14 : VAN, TRI et LEC à Odeillo et à Vignola pour le système EURODISH classique ou appliqué à la cogénération en comparaison à une installation à capteurs photovoltaïques

5.7 Bilan et perspectives sur le système EURODISH appliqué à la cogénération électricité/ECS

Comme nous l'avons vu dans le chapitre 1 de cette thèse, la filière des centrales solaires à concentration, dont les systèmes Parabole/Stirling font partis, a trois atouts majeurs par rapport aux autres voies de production d'électricité d'origine renouvelable ; les possibilités d'hybridation, de stockage et de cogénération. Vu la puissance unitaire faible des systèmes Parabole/Stirling, le stockage semble difficile à mettre en place techniquement. L'hybridation a quant à elle fait l'objet de nombreuses recherches sans réels succès. A l'opposé, la dernière voie, la cogénération n'a pas été étudiée (ou très peu). Il n'existe dans la littérature aucune publication que ce soit sur le dimensionnement d'une installation, la mise en place d'outils de simulations ou encore l'étude des performances théoriques d'un tel système. Ce chapitre avait pour objectif de combler ce manque.

Cette étude qui a commencé par une réflexion globale sur l'intérêt de la valorisation des pertes thermiques du module EURODISH a dans un premier temps abouti à la mise en place d'un outil de dimensionnement d'une installation de préparation d'eau chaude solaire couplée à n'importe quels types de capteurs solaires (système EURODISH, capteurs plans). Le modèle développé sous MATLAB permet de connaître l'ensemble des températures et des transferts thermiques dans l'installation, au pas de temps horaire, et d'en déduire les performances mensuelles et annuelles de l'installation sous un climat et des consommations en ECS donnés.

L'analyse des besoins en eau chaude et de la ressource solaire disponible pour un site donné est l'étape indispensable et préliminaire dans l'estimation des performances d'un système solaire de préparation d'ECS. Notre étude s'est portée sur deux sites ; le premier à Vignola en Corse qui dispose de caractéristiques remarquables pour le développement de systèmes solaires de production d'énergie et le second à Odeillo. Pour ces deux sites, des mesures d'ensoleillement direct normal et global faites sur plus de 5 années ont été traitées sur une base horaire. Ces mesures montrent que les données de METEONORM, logiciel habituellement utilisé dans l'étude des performances prévisionnelles des centrales solaires sont très éloignées de la ressource mesurée sur site. En ce qui concerne les besoins en ECS, notre choix s'est porté vers les consommations d'un hôtel de 15 chambres ($187 \text{ L} \cdot \text{jour}^{-1} \cdot \text{chambre}^{-1}$) avec 3 profils de fréquentation annuelle (été, hiver et 4 saisons).

A partir des simulations réalisées sur plusieurs années à Vignola et à Odeillo et ce pour différents profils de consommation d'ECS, les performances prévisionnelles du cogénérateur EURODISH ont pu être évaluées. Les principaux résultats obtenus sont les suivants :

- L'utilisation de la base de données METEONORM pour l'estimation de la ressource solaire à la place de mesures sur site fait chuter de façon importante les performances prévisionnelles du cogénérateur EURODISH en particulier à Vignola où une chute de 19 % de la production électrique due à l'utilisation de ces données a été calculée.
- Les performances du cogénérateur dépendent en toute logique de la ressource solaire et des besoins en ECS. Le rendement global mensuel du cogénérateur EURODISH peut ainsi passer de 20 à 57 % (Vignola, année 2003, hôtel « été ») sur une même année en fonction du profil d'occupation de l'hôtel. A Odeillo où la ressource solaire annuelle en DNI peut varier fortement d'une année à l'autre, une variabilité de plus de 15 % de la fraction solaire a été observée.
- La valorisation d'une partie des rejets thermiques du système EURODISH permet d'augmenter le rendement du système d'environ 150 % selon la ressource solaire disponible et les besoins en ECS.
- Les économies réalisées sur l'appoint électrique dans le chauffage de l'eau grâce à l'apport d'énergie thermique d'origine solaire sont importantes. A Vignola, sur les cinq années d'étude, l'utilisation de notre cogénérateur permettrait d'économiser 120 MWh_e pour des besoins en ECS correspondant à ceux d'un hôtel « 4 saisons » et 86 MWh_e pour ceux d'un hôtel « été » tout en fournissant environ 79 MWh_e d'électricité au réseau !
- La fiabilité du système, point faible du système EURODISH a une influence très importante sur les performances de l'installation complète. à Odeillo, en 2003 d'après les simulations, la production électrique annuelle chute $19.6 \text{ MWh}_e \cdot \text{an}^{-1}$, pour le système fiable à 100 % à $8.3 \text{ MWh}_e \cdot \text{an}^{-1}$ pour le système dans son état actuel de développement (fiabilité de 47 %). Pour des besoins en ECS d'un hôtel « hiver », l'apport de l'appoint électrique passe alors de 15.5 à $25.3 \text{ MWh}_e \cdot \text{an}^{-1}$ soit une augmentation de 70 % !
- Des surfaces de capteurs photovoltaïques (BP585F) de 61.2 m^2 à Vignola et de 66.6 m^2 à Odeillo sont nécessaires pour obtenir une production électrique équivalente au cogénérateur EURODISH, fiable à 100 %. De même, pour des besoins en ECS correspondant à un hôtel « été » à Vignola et « hiver » à Odeillo, il faut 33.3 m^2 et 44.4 m^2 de capteurs plans pour obtenir la même énergie d'origine solaire fournie à l'installation de préparation d'ECS. Cependant, des

surfaces de capteurs photovoltaïques et de capteurs plans de 32.85 m² et de 19.5 m² sont suffisantes pour obtenir les mêmes performances énergétiques que celles du cogénérateur EURODISH fiable à 47 % à Odeillo (hôtel « hiver »).

- L'étude économique a montré que le coût normalisé de l'électricité produite par le cogénérateur EURODISH à Odeillo pouvait chuter sous la barre des 25 c€/kWh⁻¹ pour un système mature (investissement de 40 k€, fiabilité de 100 %). Pour un système en démonstration commerciale (investissement de 60 k€, fiabilité de 90 %), le LEC est du niveau de celui calculé pour une centrale à capteurs photovoltaïques (BP585F). Par contre, dans son état actuel de développement, le LEC atteint des niveaux supérieurs à 3 €/kWh⁻¹.
- A Vignola, le potentiel environnemental du cogénérateur EURODISH est très élevé. D'après les simulations, pour un système fiable à 100 %, le système permet d'éviter le rejet de 18.5 t_{CO2}.an⁻¹ !
- Avec une aide à l'investissement, un cogénérateur EURODISH fiabilisé est un investissement rentable et sans risque (TRI > 15 %).

Le développement de la cogénération autour du système EURODISH est un sujet d'étude très vaste qui offre de nombreuses perspectives. D'une part, l'utilisation même des rejets thermiques peut suivre plusieurs filières, et dans la filière même de l'ECS il existe plusieurs pistes à approfondir :

- Amélioration des modèles de simulation ; les deux corrélations utilisées pour simuler les performances du système EURODISH doivent être validées de façon plus précise. Par manque de mesures, il n'est pour l'instant pas possible de vérifier le comportement du système EURODISH en fonction du débit dans le circuit de refroidissement ou encore en fonction de la température en entrée du refroidisseur du moteur Stirling à des niveaux élevés (supérieur à 50 °C).
- Mise en place d'un outil de dimensionnement complet ; actuellement, le modèle développé ne gère qu'un type d'installation de préparation d'ECS, dite « à appoint séparé avec échangeur externe au ballon solaire, et bouclage du réseau de distribution ». D'autres installations existent (échangeur dans le ballon solaire, plusieurs ballons de stockage de petites dimensions...) qu'il serait intéressant de tester et d'intégrer dans le modèle afin de créer un véritable logiciel de dimensionnement le plus général possible et pouvant être utilisé pour tout type de capteurs solaires et tout type d'installations de préparation d'ECS.
- Et l'étape la plus importante, la mise en place expérimentale de l'installation de préparation d'ECS couplée au système EURODISH à Odeillo. Actuellement, il n'existe aucun projet de centrale commerciale utilisant le système EURODISH. En plus de valider les modèles développés, un cogénérateur EURODISH pourrait permettre de relancer le système dans la voie de la commercialisation.

Et enfin, si la production d'ECS s'avère être une bonne solution pour augmenter les performances du système, d'autres filières méritent d'être exploitées. La plus facile à mettre en œuvre serait le chauffage d'eau de piscine. Cette méthode possède l'avantage de présenter de grands volumes d'eau à chauffer, ce qui permettrait de valoriser la totalité des rejets thermiques du moteur, à condition que la piscine soit en service toute l'année (piscines couvertes, centres de balnéothérapie...). Une autre filière, peut être plus porteuse encore, est le rafraîchissement solaire. Elle présente l'intérêt de faire correspondre les besoins à la ressource, et est actuellement en fort développement à partir de la technologie capteurs plans.

Cette méthode pourrait éventuellement être utilisée de manière réversible, pour produire de la chaleur en hiver et du froid en été.

5.8 Bibliographie du chapitre 5

- [1] M.FEIDT, *La cogénération*, Programme interdisciplinaire énergie du CNRS, Groupe d'analyse thématique n°4 : efficacité énergétique, Mai 2005
- [2] H.I. ONOVWIONA, V.I. UGURSAL, *Residential cogeneration systems: review of the current technology*, Renewable & sustainable energy reviews 10, 389-431, 2006
- [3] K. ALANNE, A. SAARI, *Distributed energy generation and sustainable development*, Renewable & sustainable energy reviews 10, 539-558, 2006
- [4] Educogen, *The European Educational Tool on Cogeneration*, 2nd Edition; 2001, <http://www.cogen.org/projects/educogen.htm>
- [5] S.A. KALOGIROU, Y. TRIPANAGNOSTOPOULOS, *Hybrid PV/T solar systems for domestic hot water and electricity production*, Energy conversion & management 47; 3368-3382, 2006
- [6] G. CHICCO, P. MANCARELLA, *Distributed multi-generation: a comprehensive view*, Renewable & sustainable energy reviews, 2007
- [7] A. JOFFRE, *Eau chaude solaire : Manuel pour la conception, le dimensionnement et la réalisation des installations collectives*, ADEME, Avril 2002
- [8] Guide d'utilisateur du logiciel SIMSOL, software.cstb.fr
- [9] M. ELMTIRI, *Modélisation de cycle de vie de bâtiments équipés de composants solaires à eau*, Thèse de doctorat, école des mines de Paris, Mars 2007
- [10] W.B. STINE, *Experimentally validated long term energy production prediction model for solar dish stirling electric generating systems*, Energy technologies for a sustainable future proceedings of the 30th IECEC, ASME 1995
- [11] P.R. FRASER, S.A. KLEIN, D.T. REINDL, *Stirling dish system performance prediction*, 2008
- [12] L. KENJO, C. INARD, D. CACCAVELLI, *Experimental and numerical study of thermal stratification in a mantle tank of a solar domestic hot water system*, Applied thermal engineering 27, 1986-1995, 2007
- [13] B.J. NEWTON, M. SCHMID, J.W. MITCHELL, W.A. BECKMAN, *Storage tank models*, Proceeding of ASME/JSME International solar energy conference, Hawaii, 1995
- [14] D.W. MATHER, K.G.T. HOLLANDS, J.L. WRIGHT, *Single- and multi-tank energy storage for solar heating systems: fundamentals*, Solar energy 73-1, 3-13, 2002

- [15] G. NOTTON, C. CRISTOFARI, P. POGGI, P. OBERTI, *Contexte insulaire de la production d'énergie électrique : Corse, île des énergies renouvelables?*, Editions techniques et économiques, Revue de l'énergie 564, 78-81, 2005
- [16] C. CRISTOFARI, P. POGGI, J.P. ROGER, Réalisation d'une plateforme de recherche & développement dédiée aux énergies renouvelables sur le site de Vignola à Ajaccio, 2007, www.capenergies.fr/fichiers/evenements/AG%20220307/Projet_vignola
- [17] www.soda-is.com
- [18] R. MEYER, C. HOYER, E. DIETRICH, C. SHILLINGS, S. LOHMAN, M. SCHROEDTER-HOMSCHEIDT, R. BUELL, F. TRIEB. *Solar Energy Mining: a high quality satellite-based service to provide direct solar radiation for Europe, Brazil, Africa and Asia*, Proceeding of the 12th SolarPACES international symposium; Oaxaca, Mexique, 2004
- [19] P. GARCIA, *Outils d'évaluation technico-économique et d'aide à la conception des centrales solaires thermodynamiques du futur*, Thèse de doctorat, université de Perpignan, 2007
- [20] A. JOFFRE, *Energie solaire thermique dans le bâtiment : Chauffe eau solaire*, Technique de l'ingénieur, BE 9-164
- [21] Y. ZONG, A. FERRIERE, *State of art of concentrating solar power systems*, rapport interne, PROMES/CNRS, Odeillo, France, février 2008
- [22] R. PITZ-PAAL, J.DERSCH, B. MILOW, *ECOSTAR Roadmap Document*, Ed DLR, SES6-CT-2003-502578, 2005, <ftp://ftp.dlr.de/ecostar/>
- [23] IEA, *Projected costs of generating electricity*, OECD publishing, 2005, www.iea.org

*Conclusion générale
et perspectives*

Ce travail de thèse, qui s'insère dans le programme de recherche du laboratoire PROMES/CNRS « Concentrateur solaire parabolique couplé à un convertisseur Stirling », a consisté à étudier et évaluer le potentiel technico-économique de ces systèmes appelés généralement Parabole/Stirling au travers de trois études majeures :

- Etablir l'état de l'art des systèmes Parabole/Stirling et réaliser le retour d'expérience complet du système Parabole/Stirling installé depuis Juin 2004 à Odeillo.
- Mettre en place une modélisation fine de la conversion solaire-électricité du système Parabole/Stirling EURODISH.
- Etudier la faisabilité et le potentiel technico-économique d'un système Parabole/Stirling appliqué à la cogénération électricité/eau chaude sanitaire.

Depuis le début des années 2000, la lutte contre le changement climatique et de grandes incertitudes sur l'approvisionnement en énergie fossile a relancé la recherche et les projets commerciaux dans la filière du solaire thermodynamique. De nombreux projets dans cette filière démarrent ou ont démarré dont plusieurs sur les systèmes Parabole/Stirling. Les plus remarquables et dont dépend le futur de la filière sont les suivants :

- La compagnie américaine Stirling Energy System (SES) prévoit d'installer dans les prochaines années plus de 32000 unités de leur système Suncatcher de 25 kW_e soit 800 MW_e! Si SES réussit son pari, ces deux centrales (500 et 300 MW_e) deviendraient les plus importantes dans le monde de la filière solaire thermodynamique et permettraient surtout de montrer la rentabilité des systèmes Parabole/Stirling qui est aujourd'hui encore à prouver.
- A côté de ces projets de centrales solaires de grande puissance, deux PME, InfiniaCorp aux Etats-Unis et Sunmachine en Allemagne spécialisées dans les moteurs Stirling se sont lancées sur le marché de la production d'électricité décentralisée par solaire thermodynamique. Les coûts de ces systèmes de 3 kW_e sont encore élevés (de l'ordre de 6 à 10 € par WatCrête) mais pourraient rapidement baisser avec une production massive. Ces systèmes sont particulièrement bien adaptés à la production décentralisée d'électricité et ont pour grand avantage d'être adaptables à un fonctionnement en cogénération.
- Et enfin, le projet Envirodish, démarré en 2002 qui avait pour but d'implanter sur plusieurs sites de pays européens différents des unités Parabole/Stirling EURODISH d'une puissance de 10 kW_e et de mener une campagne de comparaison des performances. Une de ces unités est implantée à Odeillo au laboratoire PROMES qui dispose aujourd'hui de la seule centrale solaire thermodynamique de ce type en France.

Depuis son installation en Juin 2004, quatre années se sont écoulées permettant de faire un premier bilan de ses performances en terme de production électrique, de rendement, ou de fiabilité grâce à de nombreux outils créés au cours de cette thèse (traitement de données météo, étude statistique sur les performances et la fiabilité du système...). Le retour d'expérience du fonctionnement du système Parabole/Stirling EURODISH à Odeillo est mitigé. D'un côté, le système a montré sur certains mois d'exploitation des performances remarquables, d'un autre côté, le module a souffert d'un manque criant de fiabilité pour un système dit « pré-commercial ». Sur la période étudiée d'exploitation de 44 mois entre juin 2004 et février 2008, le système a produit 19.3 MWh_e et a fourni 18.1 MWh_e au réseau en

2950 h de fonctionnement. Les bons mois, le système exploite plus de 75 % de l'énergie solaire utile disponible à Odeillo mais sur l'ensemble de la période de fonctionnement, les nombreuses défaillances grèvent cette valeur à 37 %. Le rendement maximal de conversion brut solaire-électricité a atteint des records de 23.6 % en instantané et de 22 % en mensuel. En moyenne, il est de 18.9 %. Sur ces 44 mois d'exploitation, le système a subi 963 interventions de réparation et de maintenance ; la plupart sans gravité mais gênant le fonctionnement autonome du système, d'autres plus importantes entraînant des coûts de réparation (humain et matériel) importants. Plus encore que le coût d'investissement élevé, cette fiabilité bien trop faible est le principal frein au développement du système EURODISH. Des efforts importants sont à faire pour améliorer l'électronique, le récepteur solaire ou encore le système de suivi du soleil afin d'arriver à la commercialisation du système. Cette expérience a également permis de repositionner le laboratoire dans un contexte international en pleine effervescence et l'expérience acquise par l'équipe d'exploitation et de recherche est aujourd'hui unique en France.

La deuxième partie de ce travail de thèse a été consacrée à la modélisation énergétique du système EURODISH installé à Odeillo. En plus d'aborder les problèmes de la modélisation des différents composants d'un système Parabole/Stirling, l'objectif était d'avoir à disposition un outil performant permettant d'étudier en détail les différentes étapes de la conversion solaire-électricité et les pertes énergétiques associées à chacune de ces étapes. La première étape de ce travail a été de modéliser le concentrateur parabolique en utilisant le code de calcul de flux solaire, SOLTRACE. La confrontation des résultats des simulations à des mesures expérimentales faites sur le système montre que SOLTRACE est un code puissant bien adapté pour la modélisation et l'étude d'un concentrateur parabolique. Les pertes par débordement au niveau de l'entrée de la cavité et la distribution du flux solaire sur l'absorbeur ayant une influence importante sur la régulation de la pression dans le moteur Stirling et directement sur ses performances, sont bien estimées.

Ces distributions de flux solaire sont ensuite utilisées comme entrée d'une modélisation du récepteur solaire couplée à un second modèle simulant le cycle thermodynamique du moteur Stirling. La difficulté est qu'il n'est pas possible de considérer le cycle Stirling comme un cycle thermodynamique théorique à cause de la nature même du moteur qui impose une non-homogénéité spatiale et temporelle très forte de l'état du fluide de travail. La modélisation passe alors par le développement d'une analyse nodale en discrétisant le volume moteur en sous-domaines auxquels on applique les équations fondamentales sous certaines hypothèses. L'absorbeur solaire, élément critique du système EURODISH, dans lequel circule le gaz de travail du moteur Stirling et placé au fond de la cavité, est à l'interface entre le moteur Stirling et la cavité. Une attention particulière a été accordée à sa discrétisation afin de prendre en compte la non-uniformité du flux solaire et des gradients de températures qui en découlent. Comparés à des mesures expérimentales, les niveaux de températures calculés sur l'absorbeur par le modèle sont bien estimés. Les pertes thermiques dans la cavité étant dépendantes de ces niveaux de température, les performances de la partie « thermo-optique » du système EUROIDH sont correctement simulées avec des écarts inférieurs à 3 % par rapport à des mesures expérimentales faites sur le système. Le rendement thermo-optique est évalué à 65 %, valeur faible qui montre que des efforts de recherche sont à faire au niveau de l'ensemble « parabole-cavité-absorbeur ». La modélisation du moteur Stirling est à l'origine de la principale source d'erreurs des simulations. Ces écarts viennent principalement du manque de connaissances scientifiques nécessaires à la description correcte de l'écoulement oscillant du fluide de travail du moteur Stirling et des transferts de chaleur associés et délicats à décrire en particulier dans le régénérateur. Cependant, par rapport à d'autres méthodologies

trouvées dans la littérature, la discrétisation plus fine de l'absorbeur solaire dans notre modèle permet de garder les écarts, de l'ordre de 6 % par rapport aux mesures sur le rendement du cycle Stirling dans une gamme largement acceptable.

Le modèle est ensuite utilisé pour étudier l'influence sur les performances du système EURODISH de l'ensoleillement normal direct et de différentes caractéristiques du refroidisseur. Le rendement de conversion solaire-électricité dépend fortement des deux paramètres météorologiques que sont le DNI et la température ambiante. Le DNI a une forte influence sur le rendement du récepteur solaire tandis que la température ambiante, et directement la température de l'eau+antigel du refroidisseur à air, influence le rendement de cycle Stirling. Dans un second temps, le récepteur solaire a été étudié afin de voir si, avec la technologie utilisée (cavité en céramique), une amélioration des performances était possible en optimisant sa géométrie. Les simulations montrent que la cavité a actuellement un diamètre d'ouverture légèrement trop faible et est trop profonde ; augmenter le diamètre d'ouverture permettrait de diminuer les pertes par débordement et diminuer la profondeur permettrait d'absorber directement une plus grande partie de la puissance solaire réfléchi par la parabole et ainsi de diminuer les pertes par réflexion. Cependant, la non-uniformité de la distribution du flux solaire augmenterait ainsi que la pression du fluide de travail dans le moteur, limitée à 150 Bar. L'idée serait alors de masquer les parties du concentrateur responsables du pic de flux sur l'absorbeur pour limiter la température maximale et directement la pression. Actuellement, la discrétisation de l'absorbeur est encore trop faible pour pouvoir étudier l'effet de la distribution du flux solaire sur la pression dans le moteur Stirling mais la méthodologie développée semble la bonne et il serait des plus intéressants de continuer dans cette voie en affinant encore la modélisation de l'absorbeur.

Une autre voie à explorer et à approfondir afin d'améliorer le rendement du système EURODISH est celle du second concentrateur, un kaléidoscope qui consiste en une cavité hexagonale composée de six miroirs plans qui ont pour rôle d'homogénéiser le flux solaire concentré. En plus d'améliorer le rendement global du système, l'homogénéisation du flux solaire sur l'absorbeur permettrait de diminuer les contraintes thermomécaniques sur celui-ci. Sur les quatre années d'exploitation du système EURODISH à Odeillo, l'absorbeur a été à l'origine de nombreuses pannes importantes qui ont grandement perturbé son fonctionnement. Ce type de récepteur est certainement une voie prometteuse pour améliorer la fiabilité du système EURODISH même si des problèmes d'intégration des miroirs sur un absorbeur porté à des températures élevées sont encore à résoudre.

Le dernier chapitre de cette thèse a eu pour objectif d'étudier un système EURODISH appliqué à la cogénération électricité/eau chaude sanitaire qui offre de nombreuses perspectives de recherche et de développement sur le système EURODISH. A la différence de l'hybridation, la cogénération sur les systèmes Parabole/Stirling n'a été l'objet que de peu (voir d'aucune) d'études. Cette voie semble pourtant très prometteuse. La production décentralisée d'électricité et de chaleur est aujourd'hui en plein essor et peu de systèmes peuvent s'octroyer des qualités aussi remarquables que celles d'un module Parabole/Stirling (rendement élevé, émissions de polluants nulles...). La première étape de cette étude a été de développer un outil de dimensionnement du cogénérateur EURODISH. En s'appuyant sur la modélisation du système EURODISH développé précédemment dans cette thèse et sur la littérature pour la partie « installation de préparation d'ECS », l'outil développé permet de connaître l'ensemble des températures et des transferts thermiques dans l'installation, au pas de temps horaire, et d'en déduire les performances mensuelles et annuelles de l'installation sous un climat et des consommations en ECS donnés. De plus, le modèle développé permet

également d'étudier d'autres types de capteurs solaires, photovoltaïques ou thermiques plans (ou tubulaires).

L'utilisation de données météorologiques fiables est indispensable à l'évaluation des performances de systèmes solaires. Notre étude s'est portée sur deux sites : Le premier à Vignola en Corse qui dispose de caractéristiques remarquables pour le développement de systèmes solaires de production d'énergie et le second à Odeillo. Pour ces deux sites des mesures d'ensoleillement direct normal et global faites sur plus de cinq années ont été traitées sur une base horaire. Il a fallu pour cela développer plusieurs algorithmes permettant de lire, de moyenniser et de reconstituer ces données météorologiques à haute variabilité. Ces mesures ont montré que les données de METEONORM, logiciel habituellement utilisé dans l'étude des performances prévisionnelles des centrales solaires, sont très éloignées de la ressource solaire mesurée sur site. Aujourd'hui, l'installation de pyréliomètre quadrillant le territoire français reste donc une étape indispensable et nécessaire pour le développement des systèmes Parabole/Stirling et de façon plus générale de la filière solaire thermodynamique. De plus, ces mesures pourraient permettre de valider les données météorologiques satellitaires qui paraissent d'après de premières études plus fiables que celles de la base de données METEONORM.

A partir de ces données horaires d'ensoleillement normal direct mesuré, plusieurs simulations ont été réalisées pour des besoins en ECS correspondant à ceux théoriques d'un hôtel « été » à Vignola, « hiver » à Odeillo et « 4 saisons » pour les deux sites. Ces simulations montrent que la valorisation d'une partie des rejets du moteur Stirling permet d'améliorer les performances globales du système EURODISH de façon spectaculaire. Si l'évolution du système à une application de cogénération diminue faiblement sa production électrique, elle permet surtout d'améliorer le rendement global du système Parabole/Stirling d'environ 170 % pour des besoins en ECS correspondant à ceux d'un hôtel « 4 saisons » de 15 chambres ($187 \text{ L.jour}^{-1}.\text{chambre}^{-1}$). A Vignola, la valorisation de 85.4 % de l'énergie fournie au liquide de refroidissement du moteur Stirling fait faire un bond au rendement du système EURODISH de 19.8 % à 53.4 % ! Sur 5 années, les économies réalisées sur l'appoint électrique dans le chauffage de l'eau grâce à l'apport d'énergie thermique d'origine solaire sont alors estimées à 120 MWh ; le cogénérateur fournit en plus 79 MWh_e d'électricité au réseau ! Le potentiel environnemental du système est alors considérable pour une région comme la Corse où l'électricité provient principalement de centrales thermiques obsolètes fonctionnant au diesel. Des simulations montrent également que le cogénérateur EURODISH fournit la même énergie électrique annuelle que 61.2 m² de capteurs photovoltaïques mono-cristallins à haut rendement tout en fournissant la même énergie thermique que 33.3 m² de surfaces de capteurs thermiques plans à une installation de préparation d'ECS dimensionnée pour des besoins en ECS d'un hôtel « été ». Ces résultats sont cependant à prendre avec précaution car les performances du cogénérateur EURODISH dépendent fortement de sa fiabilité, point faible du système.

La dernière partie de ce chapitre dédiée à la cogénération a été ciblée sur une analyse des coûts liés à l'exploitation d'un cogénérateur EURODISH. Cette étude montre que le coût normalisé de l'électricité produite par le cogénérateur peut sous certaines hypothèses (système fiable à 100 %, investissement de 40 k€) descendre sous les 25 c€/kWh⁻¹. Pour un coût d'investissement de 60 k€, ce qui ne représente qu'une fabrication d'environ 100 unités EURODISH par an, et une fiabilité de 90 %, le LEC calculé à 41 c€ est du même ordre de grandeur que celui d'une centrale de 72 m² de capteurs photovoltaïques (mono-cristallin). Avec une aide à l'investissement un cogénérateur EURODISH fiabilisé, en plus d'offrir une

offre énergétique double, représente alors, sous les hypothèses économiques de l'étude, un investissement rentable mais aussi sans risque.

Ce sujet autour de la cogénération d'un système EURODISH offre de nombreuses perspectives. La plus ambitieuse est certainement la mise en place expérimentale de ce cogénérateur au laboratoire PROMES à Odeillo qui a la chance de posséder l'unique système Parabole/Stirling EURODISH en fonctionnement en France. Cette réalisation permettrait de valider les outils de simulation développés pendant cette thèse mais également de valider le fonctionnement d'une telle unité et de définir les différents équipements nécessaires pour récupérer la chaleur au niveau du refroidisseur du moteur Stirling et de la valoriser au travers d'une installation de préparation d'ECS. De plus, les surcoût dus à l'investissement et de maintenance de l'installation d'ECS pourraient être estimés afin d'améliorer les analyses économiques sur un tel système. D'autres recherches sont encore à mener et à approfondir sur, par exemple, l'amélioration de l'outil de dimensionnement développé ou la valorisation même des rejets thermiques du système EURODISH. En effet, si la production d'ECS s'avère être la solution la plus simple et la plus mature en raison du fort développement de la technologie capteurs plans, d'autres filières méritent d'être explorées, en particulier celle du rafraîchissement solaire qui présente l'avantage de faire correspondre les besoins à la ressource.

Annexes

Annexe A1 Inventaire des principales pannes du système EURODISH à Odeillo de juin 2004 à février 2008

L'objectif de cette annexe, complémentaire au chapitre 3 sur le retour d'expérience du système EURODISH installé à Odeillo, est de donner un aperçu des principales défaillances rencontrées sur les différents composants pendant les 44 mois d'exploitation.

A1.1 Le concentrateur

Le concentrateur parabolique du système EURODISH n'est à l'origine d'aucuns arrêts non-volontaire du système et a donné satisfaction sur les quatre ans de fonctionnement. Cependant plusieurs remarques importantes sont à faire :

- Lors de la campagne de mesures effectuées conjointement par les équipes de PROMES et de la DLR en 2005, la réflectivité globale de la parabole a été mesurée à 92.5 % alors que la valeur de design donnée par le constructeur SBP est de 94 %. De plus, les pertes mesurées par débordement au niveau de la cavité du récepteur solaire sont également importantes ; seulement 85 % (au lieu de 90 %) de l'énergie réfléchi par la parabole entre dans la cavité. Le rendement optique du système défini comme la part de l'énergie collectée par la parabole de 53 m² entrant dans la cavité est alors mesuré à 78 % au lieu de 84 % soit une diminution de 7 %. De plus, chaque année entre janvier et juin des pluies régulières porteuses de sable ont sali les miroirs entraînant une forte chute de la réflectivité et donc une perte significative de puissance solaire. Des chutes de rendement solaire-électricité de plus de 4 % (entre janvier et juin 2006) ont été constatées. Plusieurs nettoyages à l'eau ont été effectués début 2005. Par la suite, la parabole était mise en position de nettoyage automatique lors de fortes pluies en fin d'été.
- Les très forts niveaux d'ensoleillement, supérieurs à 1000 W.m⁻² à Odeillo, nous ont obligé à installer des bandes opaques sur la parabole pour diminuer l'énergie fournie au moteur Stirling afin qu'il ne travaille pas en sur-régime ($P_e > 11 \text{ kW}_e$). Fin janvier 2005, la surface réfléchive de la parabole a été diminuée de 53 m² à 42,74 m². Ces bandes ont ensuite été retirées en août 2005, lors de la campagne de mesures optiques et remises en place en février 2006. Depuis cette date, la surface collectrice est de 45.6 m². Lors de l'installation de ces bandes, opération délicate, quelques miroirs au centre de la parabole ont été légèrement détériorés.
- On observe également depuis juillet 2006 quelques défauts sur la parabole, avec un début d'oxydation qui affecte quelques miroirs. Le collage des facettes sur le support (coque) en composite fibre de verre/epoxy est incriminé. Les écarts de températures diurne/nocturne et les intempéries subies à Odeillo entraînent des contraintes fortes qui peuvent altérer les caractéristiques de la parabole. Les débuts d'oxydation se produisent au voisinage des bords des miroirs, ce qui évoque la pénétration d'eau ou une détérioration de la qualité du collage. La Figure A1.1 illustre les défauts observés, qui demeurent marginaux.

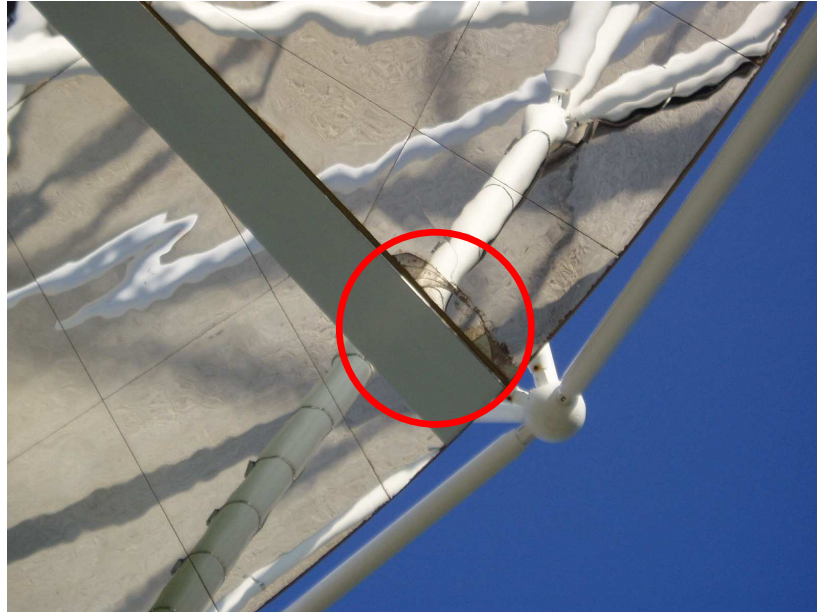


Figure A1.1 : Décollement de facettes de la parabole à Odeillo

A1.2 Le suivi du soleil (tracking system)

Suite à la longue période d'arrêt due au remplacement de l'absorbeur solaire entre juillet 2006 et novembre 2007, un défaut est apparu sur la commande de l'axe moteur d'azimut, qui stoppe spontanément après quelques secondes. La poursuite du soleil est impossible. Le premier diagnostic montre un courant de sortie trop intense que ne supporte pas le moteur. Ce diagnostic incrimine le servo-variateur (le système fonctionne avec la carte de l'axe d'élévation utilisée sur l'axe d'azimut) qui a été envoyé en examen et réparation. En décembre le servo-variateur est opérationnel mais le défaut persiste. Le deuxième diagnostic incrimine le moteur de mouvement d'azimut (moteur de type brushless). Le moteur est envoyé en examen et réparation. En février, le système est remis en service mais l'horloge GPS est en panne. Ce GPS fournit l'heure exacte au système de pilotage. Le fonctionnement sur l'horloge du PC est possible, à condition toutefois de caler cette horloge sur une heure délivrée par le réseau internet. Une erreur de quelques secondes sur l'heure entraîne un défaut de pointage du système et un décalage du foyer de quelques centimètres. La tâche focale n'est alors pas centrée sur l'entrée de la cavité, le récepteur est mal éclairé (distribution de flux déformée) et un bord du diaphragme reçoit un flux solaire élevé. Le défaut GPS est réparé le 10 février 2007. En mars, le défaut de mouvement d'azimut se manifeste à nouveau. Un troisième diagnostic révèle la présence d'eau dans le bloc du codeur de position d'azimut placé au centre du disque au sol. Les photos de la Figure A1.2 montrent ce composant endommagé. La liaison entre le flexible de transmission du mouvement d'axe et le codeur est défectueuse ; cette liaison est assurée par une colle qui s'est dissoute sous l'action de l'eau. La panne est réparée et le système est remis en service le 14 avril 2007. En juin 2007, Le mouvement d'élévation présente les mêmes symptômes que le mouvement d'azimut. Le codeur de position d'élévation montre des signes de faiblesse. Celui-ci est également réparé. Depuis Mai 2008, celui-ci montre de nouveaux signes de fatigue entraînant de nombreux arrêts du systèmes (jusqu'à 5 par jour).

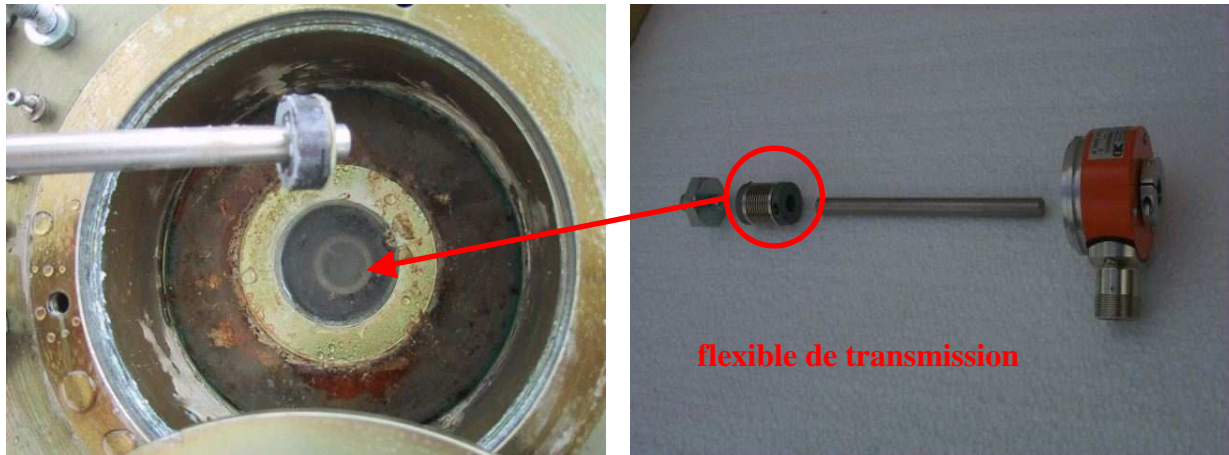


Figure A1.2 : Codeur de position altazimutal

Le 31 octobre 2007, suite à une raison inconnue, le système a défocalisé entraînant le pointage de la parabole quelques centimètres au-dessus de l'ouverture de la cavité. Le support du bloc moteur et la protection en céramique autour de la cavité ont été fortement détériorés (Figure A1.3). Ces éléments ont été rapidement remplacés.



Figure A1.3 : Défocalisation sur l'axe d'élévation de la parabole

A1.3 Le récepteur solaire

Le récepteur solaire du système EURODISH est composé d'une cavité et d'un absorbeur solaire. Un ventilateur de secours (blower) est également situé à l'arrière de l'absorbeur pour évacuer un excès d'énergie solaire quand les flux dépassent les 1050 W.m^{-2} .

En janvier 2005 une cavité, de conception nouvelle, a été installée. Son entrée a un diamètre réduit à 19 cm, elle est entièrement constituée de matériaux céramiques (à l'origine un refroidissement à l'eau était nécessaire), le fond de cavité isole thermiquement la face arrière de l'absorbeur. Ainsi, les pertes thermiques sont diminuées, le transfert de puissance vers le gaz est effectué avec une meilleure efficacité. De plus, une protection thermique a été ajoutée autour de l'entrée de la cavité de façon à couper le flux d'air chaud vers le moteur en cas d'utilisation du ventilateur de secours (blower). Ce changement de cavité a entraîné une

amélioration spectaculaire du rendement global de conversion solaire-électricité de 15 à 21-22 % soit une augmentation de plus de 40 %.

L'absorbeur solaire, élément actif du récepteur est situé au fond de cette cavité. Il est constitué de 78 tubes en Inconel dans lesquels circulent le gaz de travail du moteur Stirling, de l'hydrogène à haute pression. L'absorbeur est soumis à des gradients de températures élevés entraînant de fortes contraintes thermomécaniques au niveau des soudures. Plusieurs fuites d'hydrogène ont été constatées au cours de ces 4 ans. La première fuite est apparue en octobre 2004 au niveau des soudures entre les tubes très fins (3 mm) et le cylindre chaud du moteur Stirling (Figure A1.4). Pour la réparation, l'absorbeur a dû être envoyé chez le constructeur entraînant un arrêt de 2 mois (novembre et décembre 2004). Une seconde fuite est apparue en avril 2005, toujours au niveau des soudures tubes-cylindre chaud. Cette fois l'absorbeur a été directement réparé au laboratoire PROMES en moins d'une semaine. La réparation « PROMES » a été un succès et l'absorbeur a parfaitement fonctionné pendant plus d'un an, entre avril 2005 et juin 2006. A partir de ce mois, une première fuite, toujours réparé au laboratoire a été suivi de 6 autres en moins d'un mois. Le système a alors dû être arrêté en attendant le nouvel absorbeur. Il a été réceptionné en février 2007. Depuis cette date, aucun nouveau problème est à signaler.

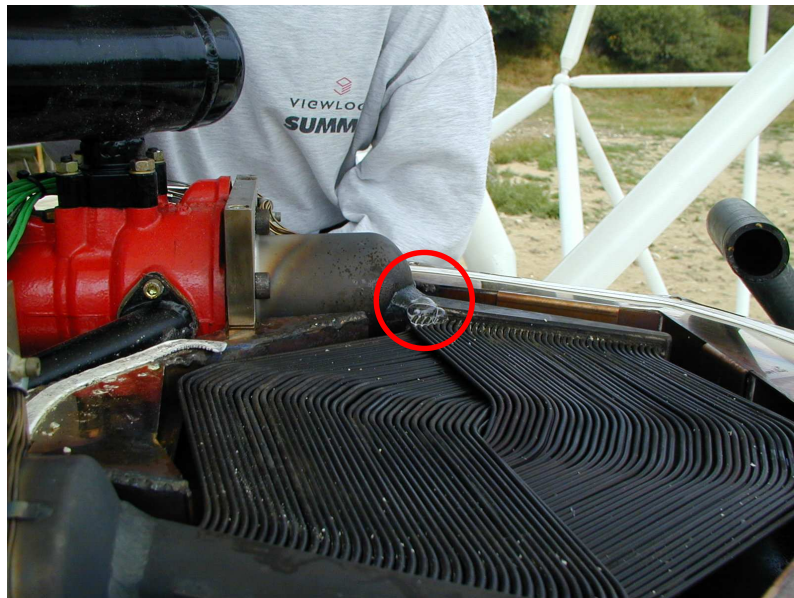


Figure A1.4 : Fuite d'hydrogène au niveau de l'absorbeur solaire

A1.4 Le moteur Stirling

Le bloc moteur STIRLING n'a entraîné qu'un faible nombre de pannes, la plupart sans importance. Cependant, le premier bloc moteur reçu avec le système en juin 2004 avait un cylindre défectueux (Figure A1.5) qui a nécessité son remplacement dès juillet 2004. Par la suite le bloc moteur a donné entière satisfaction. La génératrice électrique couplée au moteur Stirling a également subi aucun dommage.

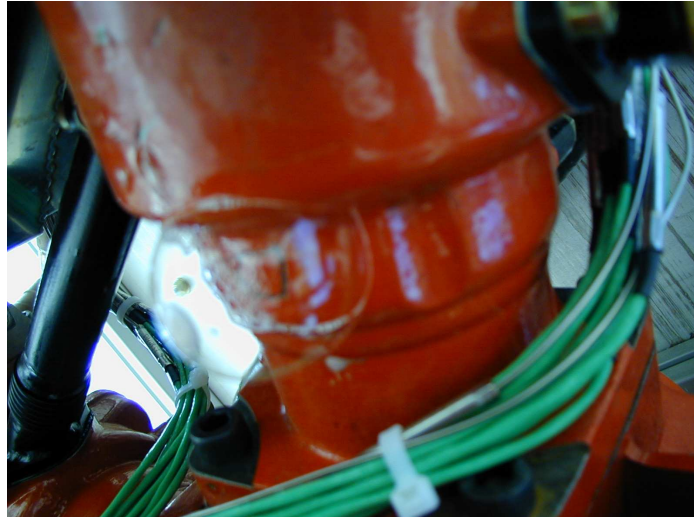


Figure A1.5 : Fuite d'hydrogène au niveau du cylindre chaud

A1.5 Le système de régulation du moteur Stirling

Pour, rappel, le système de régulation est constitué :

- D'un ensemble de 20 thermocouples localisés à l'arrière de l'absorbeur.
- D'un thermocouple pour la mesure de la température de l'hydrogène dans la partie chaude du moteur.
- D'un capteur de pression dans le moteur.
- D'un capteur d'ensoleillement direct à l'arrière du moteur Stirling.
- D'un ensemble de tuyauterie et de vannes permettant de diminuer ou d'augmenter la masse d'hydrogène dans le moteur et donc la pression du cycle Stirling à partir de deux bouteilles d'hydrogène de 20 L chacune. Ces bouteilles doivent être rechargées régulièrement (tous les mois), l'hydrogène est un gaz léger et très diffusant dans les matériaux.

Chaque composant de ce système a rencontré des problèmes plus ou moins sérieux. Le plus sérieux a entraîné un incendie du bloc moteur en octobre 2005 :

- La température de paroi de l'absorbeur est mesurée par 20 thermocouples. L'objectif de la régulation est de garder constante la température maximale d'absorbeur à une consigne de l'ordre de 780 °C (qui dépend de la température de l'hydrogène dans l'absorbeur) afin d'avoir un rendement de cycle le plus constant possible et ce quel que soit l'ensoleillement. Un défaut sur ces thermocouples entraîne automatiquement un arrêt du système. A trois reprises, en septembre 2005, juillet 2006 et septembre 2006 un ou plusieurs thermocouples défectueux ont du être court-circuités puis remplacés.
- La température des gaz, directement dépendante des températures de paroi de l'absorbeur est également utilisée dans la régulation de la pression du cycle moteur. La consigne pour cette température est de 635 C. Quand la température de l'hydrogène, est inférieure à sa consigne, le système de contrôle-commande va augmenter la consigne de la température de paroi de l'absorbeur ce qui déclenche un pompage de l'hydrogène du moteur vers les bouteilles. Si la température de l'hydrogène est supérieure à sa consigne, c'est l'inverse, la consigne de la

température d'absorbeur diminue entraînant une augmentation de la masse d'hydrogène, et donc de la pression moteur. Le thermocouple qui mesure cette température a du être remplacé en septembre 2007 suite à un dysfonctionnement.

- Une mesure de la pression est également nécessaire pour la régulation du moteur Stirling. Ce capteur a été remplacé une fois en mars 2008.
- La pression de la masse d'hydrogène est dans un premier temps régulée en fonction de l'ensoleillement direct afin d'anticiper une montée ou une chute rapide de la température absorbeur, puis dans un second temps en fonction de la température de l'hydrogène. L'ensoleillement direct est mesuré par un capteur situé au dos du moteur Stirling. Celui-ci a rencontré de nombreux problèmes (étanchéité, connections, salissure, joints défectueux...) mais sans danger pour le système.
- L'incident le plus sérieux pour la survie du système est survenu en octobre 2005 suite à une sécurité défectueuse sur le circuit d'hydrogène. Un incendie s'est produit, à la suite d'une fuite importante sur le circuit d'hydrogène au niveau d'un disque de sécurité sur une bouteille de réserve embarquée. Cet incendie a provoqué des dégâts irréversibles sur l'ensemble des fils électriques, notamment des thermocouples (fusion des gaines isolantes et des fils métalliques) et sur le blower. Les organes mécaniques et les principaux composants du système n'ont pas été affectés (cavité, récepteur, moteur, génératrice, radiateur), malgré le très fort échauffement subi par certains d'entre eux (circuit d'eau de refroidissement maintenu bien au-dessus de la température de vaporisation). La brièveté de l'incendie (flamme jusqu'à épuisement de la réserve d'hydrogène, soit 2x20 litres sous 180 bars) a probablement évité des dégâts plus sérieux sur ces composants. La cause de la fuite d'hydrogène a été établie : un disque de rupture placé sur la tête de la bouteille de réserve a cédé, libérant ainsi le gaz qui s'est confiné dans le bloc convertisseur. La raison de l'inflammation demeure inconnue. La cause de la rupture de ce disque de sécurité (il doit se briser en cas de surpression d'hydrogène au-dessus de la limite autorisée, soit environ 200 bars) demeure elle-aussi inconnue. L'examen a posteriori des valeurs enregistrées des signaux n'a révélé aucune surpression d'hydrogène. Nous soupçonnons un tarage défectueux du disque. Le circuit a été modifié, notamment en introduisant un tube d'évacuation de l'hydrogène vers l'extérieur à travers le panneau avant. Ainsi en cas de récurrence de ce type de fuite, le confinement d'hydrogène sera évité et tout risque d'incendie sera écarté. Cet incident spectaculaire a entraîné des temps de réparation longs (2 mois d'arrêt, plus de 200 h de temps de réparation pour un ingénieur spécialisé).

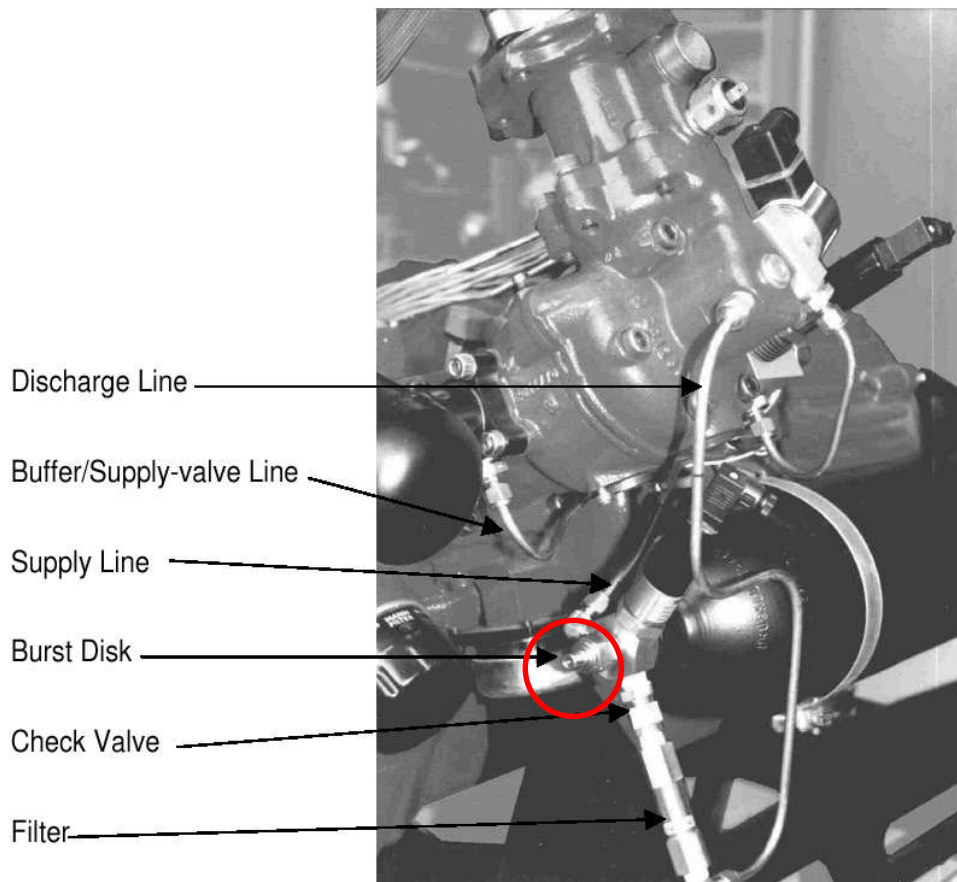


Figure A1.6 : Circuit d'hydrogène

A1.6 Le logiciel de contrôle-commande

Le logiciel de contrôle-commande présente des anomalies de fonctionnement et des faiblesses de conception évidentes. C'est le principal défaut du système EURODISH ; Il est à l'origine de plus de 500 arrêts intempestifs du système nécessitant à chaque fois l'intervention d'un opérateur pour la remise en route du système. La très grande majorité de ces dysfonctionnements provient du système INTERBUS de communication des données entre les différents composants du système (PC, moteur, capteur, système de commande embarqué...). Sur certaines journées, on a observé 5 arrêts dus au logiciel au système INTERBUS. Une surveillance quotidienne est donc nécessaire, pour les remises en route. Enfin la constitution quotidienne des fichiers de données (température, pression, puissance électrique...) mémorisées présente des défauts de fiabilité qui conduisent régulièrement (plusieurs fois par mois) à la perte irrémédiable de données (fichiers absents ou corrompus, données manquantes).

Une nouvelle version du logiciel de pilotage est installée depuis le 21 avril 2006. Conçue pour être plus sûre et mieux répondre à un besoin de type industriel, cette version est aussi plus fermée ; l'utilisateur dispose de très peu de moyen d'intervention pour modifier les paramètres des régulations. De plus les erreurs INTERBUS sont toujours aussi nombreuses. Enfin, le redémarrage du système après les arrêts prolongés pour réparer les pannes s'avère difficile. Plusieurs fichiers contenant des données issues de l'étalonnage de positionneurs, de mesures de planéité du socle en béton, ont disparu ou ont été abîmés.

Aucune solution durable (rajout de composants électroniques) n'a pour l'instant été trouvée pour régler ce problème. Sur les autres systèmes du projet EnviroDish, ce type de pannes est observé mais avec une fréquence moindre. On soupçonne des interférences électroniques d'être à l'origine de ces pannes. En effet, le nombre de pannes est particulièrement important par temps orageux quand l'atmosphère est très chargée. Prochainement, un isolateur va être installé sur la ligne de câbles entre le contrôleur embarqué et l'armoire de contrôle.

Annexe A2 Complément sur la modélisation du concentrateur parabolique sous SOLTRACE

A2.1 Calcul des coordonnées du vecteur normal à une surface élémentaire

Le calcul du vecteur normal idéal à une surface élémentaire du concentrateur formée par 10 anneaux paraboliques est calculé à partir du produit vectoriel de 2 vecteurs non colinéaires appartenant à cette surface élémentaire. Pour rappel, les anneaux paraboliques formant la parabole du système EURODISH sont décrits par l'équation Eq.A2.1 où X_s , Y_s et Z_s sont les coordonnées dans le repère s le repère orthonormé $(\vec{i}, \vec{j}, \vec{k})$ des surfaces élémentaires S .

$$Z_s = A(X_s^2 + Y_s^2) + B \quad \text{Eq.A2.1}$$

Le différentiel de Z_s par rapport à X_s et Y_s s'écrit :

$$dZ_s(Z_0) = 2BX_0 dX_s + 2BY_0 dY_s \quad \text{Eq.A2.2}$$

A partir de l'équation Eq.A2.2, on trouve alors 2 vecteurs non colinéaires appartenant à la surface élémentaire S_0 (X_0 , Y_0 , Z_0) donnés par :

$$\vec{t}_1 \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 2BX_0 \end{pmatrix} \quad \vec{t}_2 \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \\ 2BY_0 \end{pmatrix} \quad \text{Eq.A2.3}$$

Le résultat du produit vectoriel de \vec{t}_1 par \vec{t}_2 est alors un vecteur normal à la surface S_0 qui peut être remplacé par un vecteur colinéaire au produit vectoriel $\vec{t}_1 \wedge \vec{t}_2$.

$$\vec{n}_{ideal} \begin{pmatrix} -2BX_0 \\ -2BY_0 \\ 1 \end{pmatrix} \text{ ou encore } \vec{n}_{ideal} \begin{pmatrix} -X_0 \\ -Y_0 \\ \frac{1}{2B} \end{pmatrix} \quad \text{Eq.A2.4}$$

Le calcul du vecteur normal à la surface élémentaire S_0 entachée d'une erreur macroscopique défini par ses composantes σ_x et σ_y passe par le calcul des coordonnées des vecteurs \vec{E}_x et \vec{E}_y .

Le vecteur \vec{n}_{slope} est ensuite calculé par la somme de 3 vecteurs :

$$\vec{n}_{slope} = \vec{n}_{ideal} + \vec{E}_x + \vec{E}_y$$

Avec

$$\vec{E}_x \begin{pmatrix} E_x \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad \text{et} \quad \vec{E}_y \begin{pmatrix} 0 \\ E_y \\ 0 \end{pmatrix} \quad \text{Eq.A2.5}$$

Où E_x et E_y sont calculés à partir des équations Eq.A2.6 et Eq.A2.7

$$E_x = \|\vec{n}_{ideal}\| \frac{\sin(\sigma_x)}{\sin(\sigma_x + \alpha_x)} \quad \text{Eq.A2.6}$$

$$E_y = \|\vec{n}_{ideal}\| \frac{\sin(\sigma_y)}{\sin(\sigma_y + \alpha_y)} \quad \text{Eq.A2.7}$$

Les angles α_x et α_y sont respectivement les angles entre les vecteurs \vec{E}_x et \vec{n}_{ideal} et entre les vecteurs \vec{E}_y et \vec{n}_{ideal} et sont calculés en écrivant le produit scalaire de ces vecteurs.

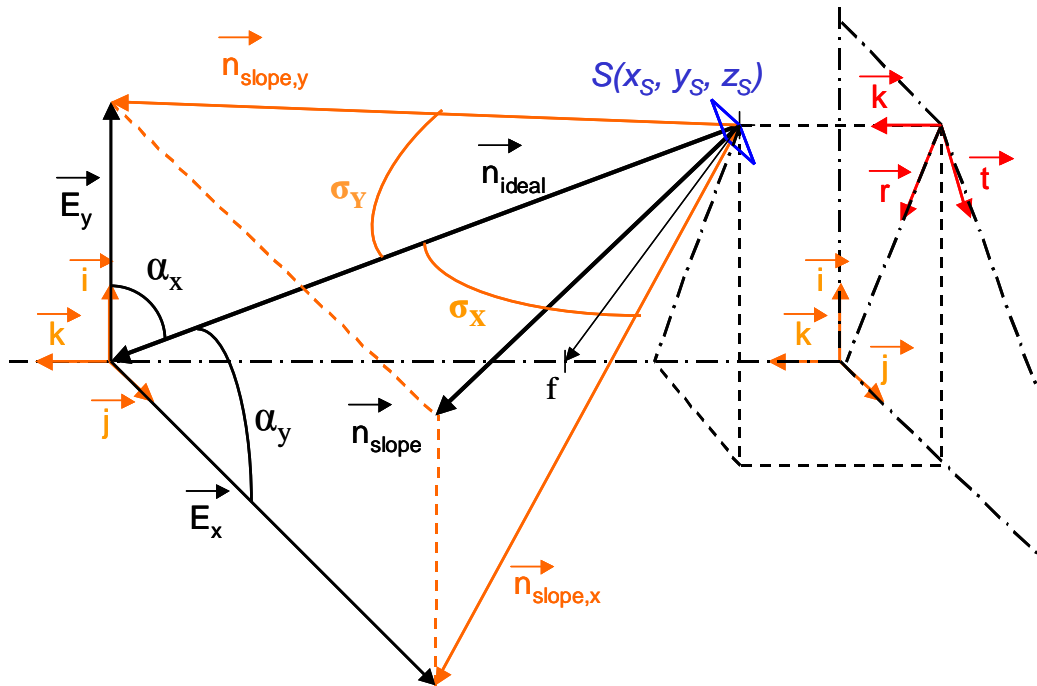


Figure A2.1 : Schématisation des erreurs macroscopiques dans un repère orthonormé

A2.2 Définition des masques du concentrateur

Les masques sont simulés par 9 éléments plans rectangulaires dont les dimensions sont données dans le tableau de la Figure A2.2. Chaque élément a une réflectivité égale à 1 (éléments opaques) et est orienté de façon réaliste afin de correspondre à un masque réels de la parabole à Odeillo.

<u>Masque</u>	<u>Longueur (m)</u>	<u>Largeur (m)</u>
1	4.55	0.08
2	4.55	0.08
3	1.5	1
4	3.55	0.08
5	3.55	0.08
6	2.65	0.08
7	2.65	0.08
8	3.75	0.2
9	3	0.2

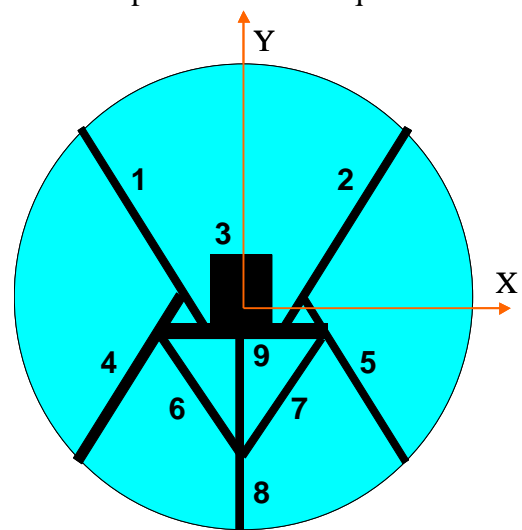


Figure A2.2 : Définition des masques de la parabole à Odeillo

A2.3 Incertitude sur les flux concentrés calculés par SOLTRACE

Le choix de la taille de la maille et du nombre de rayons à lancer est un compromis entre l'incertitude $\Delta\varphi_{maille}$ sur la valeur du flux φ_{maille} calculé par maille, le raffinement du maillage et le temps de calcul. En effet, SOLTRACE évalue l'incertitude du flux sur une maille par la formule suivante :

$$\Delta\varphi_{maille} = \frac{1}{\sqrt{N_{rayon/maille}}} \quad \text{Eq.A2.8}$$

Où $N_{rayon/maille}$ est le nombre de rayons impactant la maille considérée. Si le maillage est très fin, le nombre de rayons à lancer devra être élevé pour que le nombre d'impacts par maille soit suffisamment grand pour obtenir des incertitudes par maille faibles.

A2.4 Diminution du pic de flux dans le plan absorbeur

Un des intérêts de SOLTRACE est de pouvoir connaître le trajet de chaque rayon lancé et ainsi les parties de la parabole à l'origine des pics de flux dans le plan absorbeur. La figure suivante montre la carte de flux obtenue en masquant seulement 2.6 m² de la parabole ce qui correspond à 200 éléments (sur 4400) supprimés dans les simulations sous SOLTRACE. Le pic de flux de 1583 W.m⁻² a été supprimé. Cependant il en reste un second à environ 1200 W.m⁻² que l'on peut éliminer de la même manière.

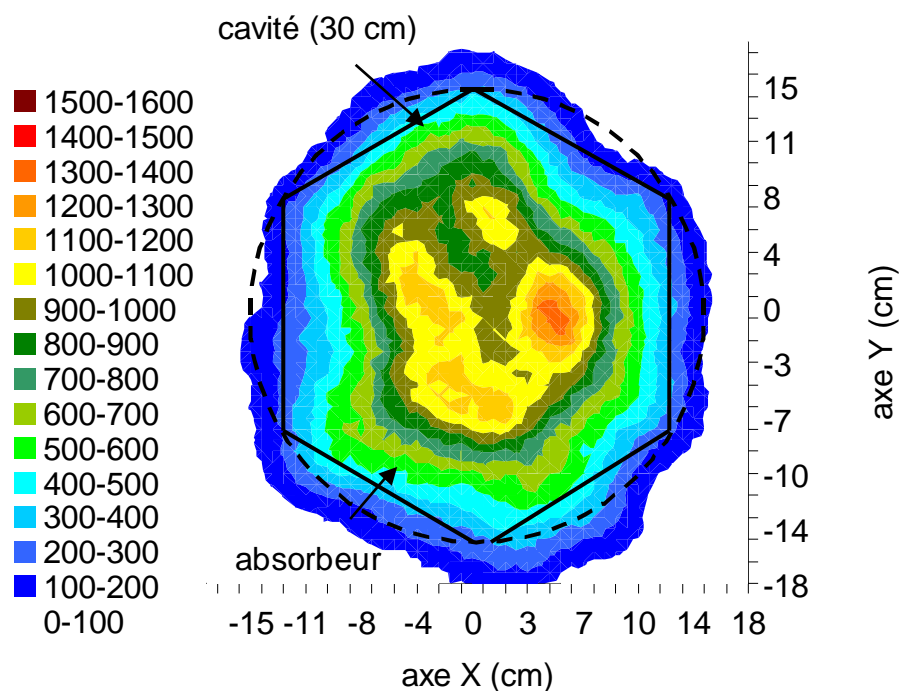


Figure A2.3 : Uniformisation de la carte de flux dans le plan absorbeur en masquant 2.6 m² de surface de la parabole

Annexe A3 Complément sur la modélisation du récepteur solaire

A3.1 Corrélations pour le calcul du coefficient de convection naturelle dans une cavité [1]

Pour le calcul des pertes avant par convection naturelle à travers l'ouverture du récepteur solaire, 5 corrélations ont été testées. Les propriétés physiques de l'air sont calculées à une température de référence T_{ref} :

- Coefficient d'expansion thermique de l'air (en T^{-1})

$$\beta = \frac{1}{T_{ref}} \quad \text{Eq.A3.1}$$

- Viscosité dynamique de l'air (en $kg.m^{-1}.s^{-1}$)

$$\mu = -7.887.10^{-12}T_{ref}^2 + 4.427.10^{-8}T_{ref} + 5.204.10^{-6} \quad \text{Eq.A3.2}$$

- Conductivité thermique (en $W.m^{-1}.K^{-1}$)

$$\lambda_t = 10^{(0.8626.\log(|T_{ref}|-3.7142))} \quad \text{Eq.A3.4}$$

- Masse volumique (en $kg.m^{-3}$)

$$\rho_m = \frac{1.013.10^5 \times 28.8.10^{-3}}{8.314.T_{ref}} \quad \text{Eq.A3.5}$$

- Capacité thermique à pression constante en $J.kg^{-1}.K^{-1}$

$$Cp = 0.0769T_{ref} + 1076.9 \quad \text{Eq.A3.6}$$

- Nombre de Prandtl

$$Pr = 0.7$$

Corrélation de Le Quere-Penot

$$Nu = aGr^b \quad \text{Eq.A3.7}$$

Avec Nu le nombre de Nusselt et Gr le nombre de Grashof calculés à partir de l'équation Eq.4.12. La température de référence T_{ref} pour le calcul des propriétés physiques de l'air est la température ambiante. a et b sont deux coefficients empiriques fonction de l'angle, f entre la cavité et le sol. Pour un angle de 45° , on a $a=0.0605$ et $b=0.316$.

$$Nu = \frac{h_{cav}d_{ouv}}{\lambda_{air}} \quad \text{et} \quad Gr = \frac{g\beta(T_{rec}-T_{am})d_{ouv}^3}{\nu^2} \quad \text{Eq.A3.8}$$

Corrélation de Koenig et Marvin

$$Nu = 0.52(\cos(f))^{1.75} l_c^{1.75} (GrPr)^{1/4} \quad \text{Eq.A.3.9}$$

$$l_c = \frac{d_{ouv}}{d_{cav}} \quad \text{et} \quad Nu = \frac{h_{cav} L_{cav}}{\lambda_{air}} \quad \text{et} \quad Gr = \frac{g\beta(T_{rec} - T_{am})L_{cav}^3}{\nu^2} \quad \text{Eq.A3.11}$$

La température de référence pour le calcul des propriétés physiques de l'air est donnée par :

$$T_{ref} = \frac{11}{16}T_{rec} + \frac{3}{16}T_{am} \quad \text{Eq.A3.12}$$

Corrélation de Sieber-Kraabel

$$Nu = 0.088 Gr^{1/3} \left(\frac{T_{rec}}{T_{am}}\right)^{0.18} \quad \text{Eq.A3.13}$$

$$Nu = \frac{h_{cav} d_{ouv} \cos(f)}{\lambda_{air}} \quad \text{et} \quad Gr = \frac{g\beta(T_{rec} - T_{am})(d_{ouv} \cos(f))^3}{\nu^2} \quad \text{Eq.A3.13}$$

T_{rec} est la température moyenne dans la cavité. La température de référence T_{ref} pour le calcul des propriétés physiques de l'air est la température ambiante. On calcule un premier coefficient de convection h à partir du Nusselt, puis on corrige ce coefficient en fonction de 3 surfaces afin de prendre en compte des zones de stagnation de l'air dans la cavité.

$$h_{cav} = h \left(\frac{S_1}{S_2}\right) \left(\frac{S_3}{S_1}\right)^{0.8} \quad \text{Eq.A3.14}$$

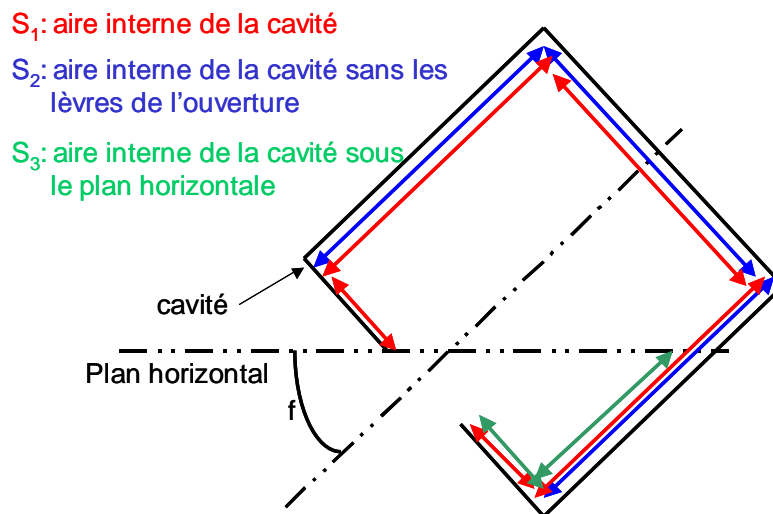


Figure A3.1 : Calcul des surfaces pour la corrélation de Sieber-Kraabel

Corrélation de Stine-Mc Donald

$$Nu = 0.088 Gr^{1/3} \left(\frac{T_{rec}}{T_{am}}\right)^{0.18} (\cos f)^{2.47} \left(\frac{d_{ouv}}{L_{cav}}\right)^s \quad \text{Eq.A3.14}$$

$$s = 1.12 - 0.98 \left(\frac{d_{ouv}}{L_{cav}}\right) \quad \text{et} \quad Nu = \frac{h_{cav} L_{cav}}{\lambda_{air}} \quad \text{et} \quad Gr = \frac{g\beta(T_{rec} - T_{am})L_{cav}^3}{\nu^2} \quad \text{Eq.A3.15}$$

La température de référence T_{ref} pour le calcul des propriétés physiques de l'air est la température ambiante.

Modèle de Clausing

Cette corrélation est la plus complexe à mettre en œuvre. Le principe est d'effectuer un bilan énergétique sur l'air en calculant la puissance, Θ_0 évacuée à l'intérieure de la cavité et la puissance, Θ_a gagnée par l'air. Θ_a s'exprime en fonction du débit massique de l'air à travers l'ouverture de la cavité qui va dépendre de sa masse volumique ρ_m et de sa vitesse v . T_0 est la température de l'air en sortie de cavité. Dans cette expression, la température de référence T_{ref} pour le calcul des propriétés physiques de l'air est la température moyenne T_{air} de l'air.

$$\Theta_a = C_p \rho_m v S_{ouv} (T_0 - T_{am}) \quad \text{Eq.A3.16}$$

La vitesse v de l'air et la température moyenne de l'air sont calculées par les expressions suivantes :

$$v = \sqrt{g \beta (T_0 + T_{am}) d_{ouv} \cos(f)} \quad \text{et} \quad T_{air} = \frac{T_0 + T_{am}}{2} \quad \text{Eq.A3.17}$$

La puissance Θ_0 est calculée de façon classique à partir d'un coefficient de convection et de la température T_0 . Dans cette expression, la température de référence T_{ref} pour le calcul des propriétés physiques de l'air est une seconde température moyenne T_{air2} de l'air.

$$\Theta_0 = h_{cav} S_i (T_{rec} - T_0) \quad \text{Eq.A3.18}$$

$$Nu = 0.1 (Gr Pr)^{1/3} \quad \text{Eq.A3.19}$$

$$T_{air2} = \frac{T_0 + T_{rec}}{2} \quad \text{et} \quad Nu = \frac{h_{cav} L_{cav}}{\lambda_{air}} \quad \text{et} \quad Gr = \frac{g \beta (T_{rec} - T_{am}) L_{cav}^3}{\nu^2} \quad \text{Eq.A3.20}$$

Il suffit ensuite de faire varier la température T_0 afin d'obtenir $\Theta_a = \Theta_0$ pour équilibrer le bilan énergétique sur l'air.

Calcul du coefficient de convection h_{cav} à partir des 5 corrélations

Le Tableau A3.1 donne les paramètres constants utilisés dans les 5 corrélations. Il s'agit de la géométrie de la cavité et des températures de l'air ambiant et des parois de la cavité. Le second, le Tableau A3.2 donne les estimations du coefficient de convection par les 5 corrélations.

<i>Donnée</i>	<i>Unité</i>	<i>Valeur</i>
Profondeur de la cavité, L_{cav}	m	0.12
Diamètre de la cavité, d_{cav}	m	0.3
Diamètre de l'ouverture, d_{ouv}	m	0.19
Angle entre la cavité et le sol, f	°	45
Température moyenne de la cavité, T_{rec}	K	1050
Température de l'air ambiant, T_{am}	K	293
constante gravitationnelle, g	$m.s^{-2}$	9.81

Tableau A3.1 : Données d'entrée pour le calcul des coefficients de convection

Corrélation	Coefficient de convection h_{cav} ($W.K^{-1}.m^{-2}$)
Lequere-Penot	5.3
Koenig et Marvin	1.2
Sieber-Kraabel	3.3
Stine-Mc Donald	4.4
Modèle de Clausing	4.8

Tableau A3.2 : Estimation du coefficient de convection dans la cavité

A3.2 Bande spectrale du rayonnement solaire et d'un corps noir à 1050 K

Le rayonnement solaire peut être assimilé à celui d'un corps noir à une température de 5780 K. Il existe dans la littérature de nombreux abaques donnant la fraction de l'émittance d'un corps noir correspondant aux longueurs d'onde inférieures à une valeur λ et à une température T. D'après [2], plus de 95 % du rayonnement solaire est compris dans une bande spectrale [0-3] μm , et 80 % du rayonnement d'un corps noir à 1050 K est émis dans la bande spectrale [3-inf] μm . Emettre l'hypothèse que le rayonnement solaire est compris dans une bande spectrale [0-3] μm et celui d'un corps noir à 1050 K dans la bande [3-inf] μm est donc justifié.

A3.3 Matrice des facteurs de forme

La matrice des facteurs de forme calculée pour la géométrie actuelle du récepteur (ouverture de 19 cm, diamètre et profondeur de 30 et 12 cm) est donnée dans le Tableau A3.3. Elle est utilisée pour effectuer le bilan radiatif entre les 11 sous domaines du modèle du récepteur solaire.

F_{ij}	i=2	3	4	5	6	7	9	10	11
j=2	0	0	0	0	0	0	0.082	0.064	0.094
3	0	0	0	0	0	0	0.022	0.019	0.029
4	0	0	0	0	0	0	0.034	0.050	0.111
5	0	0	0	0	0	0	0.034	0.050	0.111
6	0	0	0	0	0	0	0.022	0.019	0.029
7	0	0	0	0	0	0	0.082	0.064	0.094
9	0.442	0.384	0.243	0.243	0.384	0.442	0.234	0.273	0.407
10	0.416	0.407	0.433	0.433	0.407	0.416	0.327	0.419	0.122
11	0.203	0.208	0.323	0.323	0.208	0.203	0.163	0.0408	0

Tableau A3.3 : Facteurs de forme utilisés dans le bilan radiatif dans le modèle récepteur

A3.4 Bibliographie de l'annexe A3

[1] C. G. MCDONALD, *Heat losses from an open cavity*, College of Engineering, California State Polytechnic University, POMONA, 1995

[2] R. SPIEGEL, J. R. HOWELL, *Thermal radiation heat transfer*, third edition, publié par Taylor & Francis, 1992

Annexe A4 Complément sur la modélisation du moteur Stirling

A4.1 Géométrie du moteur Stirling et des sous domaines de la modélisation

<i>Cylindre de compression</i>		
Volume balayé par le piston, V_C	cm^3	160
Volume mort V_{Cm}	cm^3	22
<i>Cylindre de détente</i>		
Volume balayé par le piston, V_E	cm^3	160
Volume mort, V_{Em}	cm^3	28.06
<i> Tubes de connexion</i>		
Longueur, $L_{m_{rm}}$ et $L_{m_{km}}$	mm	186
Diamètre interne, d_{rm} et d_{km}	mm	20
Volume, V_{rm} et V_{km}	cm^3	58
<i> Refroidisseur</i>		
Nombre de tubes, n_K	--	302
Diamètre interne d'un tube d_K	mm	1.25
Longueur d'un tube, L_{m_K}	cm	100
Volume interne, V_K	cm^2	37.06
Section de passage du fluide, A_K	cm^2	3.7
Surface de transferts thermiques, A_{w_K}	cm^2	118.5
<i> Absorbeur</i>		
Nombre de tubes, n_H	--	78
Diamètre interne d'un tube, d_H	mm	1.6
Longueur moyenne d'un tube, L_{m_H}	cm	34.6
Longueur moyenne d'un tube éclairé, $L_{m_{wH}}$	cm	26.2
Volume interne, V_H	cm^2	54.26
Section de passage du fluide, A_H	cm^2	1.57
Surface de transferts thermiques, A_{wH}	cm^2	13.17
<i> Régénérateur</i>		
Nombre de grilles, n_R	--	306
Longueur d'une maille, d_m	μm	60.5
Epaisseur d'une grille, d_w	μm	50
Longueur, L_{m_R}	mm	30.6
Diamètre du régénérateur, d_R	mm	66
Volume interne, V_R	cm^2	63.86
Porosité, Por	--	0.61
Section de passage du fluide, A_R	cm^2	34.2
Surface de transferts thermique, A_{wR}	cm^2	25900

Tableau A4.1 : Caractéristiques géométriques du moteur Stirling Solo161

De plus, la vitesse de rotation du moteur Stirling est constante à 1500 tr.min⁻¹ et le déphasage entre les deux pistons est de 90 °.

A4.2 Limites d'utilisation de la corrélation utilisée pour le calcul des coefficients de convection dans le régénérateur

Les limites d'utilisation de la corrélation de Gedeon et Wood sont données ci dessous :

- Diamètre d'une grille

$$0.0533 < d_w < 0.094 \quad \text{Eq.A4.1}$$

- Porosité du régénérateur

$$0.6232 < Por < 0.0781 \quad \text{Eq.A4.2}$$

- Nombre de Reynolds maximal

$$1.04 < Re_{\max} = \frac{\rho_m v_{\max} d}{\mu} < 3400 \quad \text{Eq.A4.3}$$

- Nombre de Valensi ou fréquence adimensionnelle

$$0.0052 < Va = \frac{\rho_m \omega d}{\mu} < 16 \quad \text{Eq.A4.4}$$

Dans notre étude, aucune de ces limites n'est respectée, la porosité et le diamètre de la grille sont légèrement trop faibles ($d_w=0.5$ mm et $Por=0.61$) alors que les nombres de Valensi et de Reynolds maximaux sont largement supérieurs ($Re_{\max} \sim 20000$ et $Va \sim 70$).

A4.3 Propriétés physiques des deux fluides de travail utilisé par le moteur Stirling Solo 161

Le moteur Stirling Solo 161 peut fonctionner avec de l'hydrogène ou de l'hélium. Dans le modèle, il suffit simplement de modifier les propriétés physiques du fluide pour simuler le fonctionnement du moteur Stirling dans ces deux cas. Les différentes formules utilisées proviennent de la base de données du logiciel de CFD (Computing Fluid Dynamic) FLUENT.

Propriétés physiques de l'hydrogène

- Viscosité dynamique de l'air (en kg.m⁻¹.s⁻¹)

$$\mu = 3.773 \cdot 10^{-6} + 1.932 \cdot 10^{-8} T_i - 3.232 \cdot 10^{-12} T_i^2 + 4.917 \cdot 10^{-16} T_i^3 \quad \text{Eq.A4.5}$$

- Conductivité thermique (en W.m⁻¹.K⁻¹)

$$\lambda = 8.269 \cdot 10^{-2} + 3.561 \cdot 10^{-4} T_i + 1.072 \cdot 10^{-8} T_i^2 - 4.405 \cdot 10^{-12} T_i^3 \quad \text{Eq.A4.6}$$

- Masse volumique (en kg.m⁻³)

$$\rho_m = \frac{P \bar{M}}{R T_i} \quad \text{Eq.A4.7}$$

- Capacité thermique à pression constante en J.kg⁻¹.K⁻¹

$$C_p = 14274.97 - 0.366T + 1.606 \cdot 10^{-3}T^2 - 4.630 \cdot 10^{-7}T^3 \quad \text{Eq.A4.8}$$

- Nombre de Prandtl

$$\text{Pr} = 0.7 \quad \text{Eq.A4.9}$$

- Masse molaire (en g.mol⁻¹)

$$\bar{M} = 4.0026 \quad \text{Eq.A4.10}$$

Propriétés physiques de l'hélium (He)

- Viscosité dynamique de l'air (en kg.m⁻¹.s⁻¹)

$$\mu = 18.85 \cdot 10^{-6} \left(\frac{383}{T_i + 80} \right) \left(\frac{T_i}{273} \right)^{1.5} \quad \text{Eq.A4.11}$$

- Conductivité thermique (en W.m⁻¹.K⁻¹)

$$\lambda_t = 0.152 \quad \text{Eq.A4.12}$$

- Masse volumique (en kg.m⁻³)

$$\rho_m = \frac{P\bar{M}}{RT_i} \quad \text{Eq.A4.13}$$

- Capacité thermique à pression constante (en J.kg⁻¹.K⁻¹)

$$C_p = 5190 \quad \text{Eq.A4.14}$$

- Nombre de Prandtl

$$\text{Pr} = 0.7 \quad \text{Eq.A4.15}$$

- Masse molaire (en g.mol⁻¹)

$$\bar{M} = 4.0026 \quad \text{Eq.A4.16}$$

A4.4 Flux solaires sur les différences surfaces des sous domaines du modèle « récepteur »

Une modification de la position de l'ouverture sur l'axe optique de la parabole, du diamètre d'ouverture ou de la profondeur de la cavité modifie la distribution de la puissance solaire concentrée dans le plan absorbeur et directement les flux solaires moyens sur les surfaces des sous domaines du modèle «récepteur». La Figure A4.1 montre la distribution du flux solaire mesurée sur les différents sous-domaines composant l'absorbeur pour une parabole complète de 53 m².

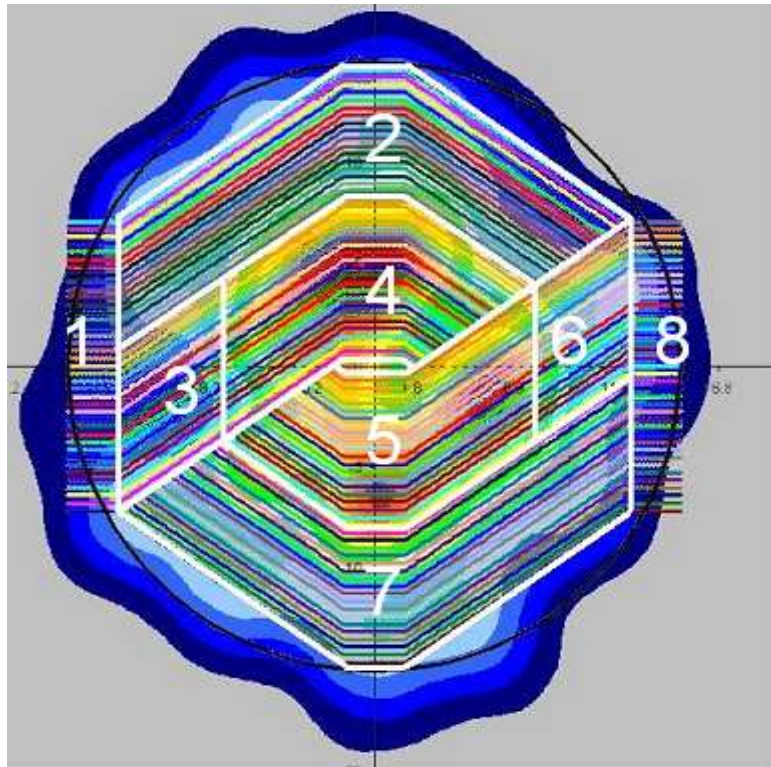


Figure A4.1 : Distribution mesurée du flux solaire concentré sur les différents sous domaines de l'absorbeur ($Z_{ouv}=-2$ cm $D_{ouv}=19$ cm, $L_{cav}=12$ cm)

Le tableau suivant donne le pourcentage de la puissance solaire réfléchié par la parabole reçu par chaque sous-domaine du récepteur. Ces données sont utilisées comme entrée dans le modèle et sont fonction du diamètre d'ouverture, de la profondeur de la cavité et de sa position.

Type	Géométrie récepteur			% de la puissance solaire réfléchié_reçue						
	Z_{ouv} cm	d_{ouv} cm	L_{cav} cm	<u>céramique</u>	<u>absorbeur</u>					
				10	2	3	4	5	6	7
Mesures	-2	19	12	7.0	14.0	3.2	20.7	21.0	4.5	14.6
SOLTRACE	-2	19	12	12.6	14.2	3.3	19.4	18.4	4.3	15.1
SOLTRACE	-2	19	13	16.9	14.9	3.3	16.7	15.9	4.4	15.1
SOLTRACE	-2	19	11	9.0	12.9	3.2	22.3	21.1	4.0	14.7
SOLTRACE	-2	19	9	4	9.7	2.7	28.3	26.7	3.2	12.7
SOLTRACE	-2	19	7	1.3	6.2	1.9	33.7	32.4	2.2	9.6
SOLTRACE	-2	30	12	15.8	14.8	3.4	22.7	20.7	4.4	15.6
SOLTRACE	-2	22	12	13.8	14.5	3.4	20.6	19.4	4.4	15.4
SOLTRACE	-2	16	12	11.5	13.6	3.2	17.9	17.1	4.1	14.5
SOLTRACE	-2	13	12	11.2	12.5	2.9	16.1	15.4	3.8	13.2
SOLTRACE	0	18	11	19.0	14.9	3.3	17.1	16.3	4.5	14.9
SOLTRACE	0	18	10	16.3	12.8	5.5	19.8	18.1	4.7	12.7
SOLTRACE	0	18	9	11.2	12.8	3.2	22.7	21.4	4.1	14.6

Tableau A4.2 : Pourcentage de la puissance solaire réfléchié reçue par chaque sous domaine

Annexe A5 Résultats complémentaires sur l'étude des performances d'un système Parabole/Stirling

A5.1 Etude du cycle Stirling

La Figure A5.1 montre les diagrammes (P, Ve) et (P, Vc) du cycle du moteur Stirling Solo 161 dans les conditions nominales du Tableau 4.5 (paramètres de fonctionnement lors des mesures expérimentales de janvier 2006). Le cycle dans l'espace de détente est le cycle moteur du système (évolution dans le sens des aiguilles d'une montre), le fluide fournit du travail à l'arbre moteur. Dans l'espace de compression, le fluide récupère du travail sur l'arbre moteur pour sa compression. La différence entre le travail fourni par le fluide, représenté par l'aire déterminée sur la courbe (P, Ve), et le travail récupéré, soit l'aire déterminée par la courbe (P, Vc), représente alors l'énergie mécanique fournie à la génératrice électrique sur un cycle de 40 ms.

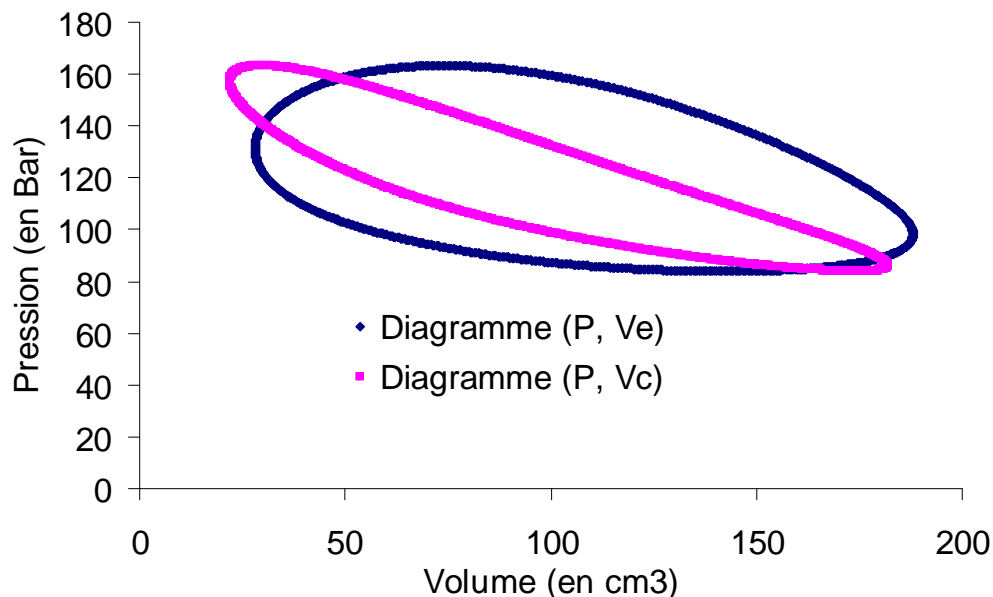


Figure A5.1 : Diagramme (P, Ve) et (P, Vc) du cycle du moteur Stirling Solo 161

La figure suivante montre l'évolution de la température de l'hydrogène dans les espaces de détente et de compression. Plus encore que dans l'espace de compression la température dans l'espace de détente évolue très fortement sur un cycle avec des écarts de plus de 200 °K (inférieur à 80 °K dans l'espace de compression). Il est également intéressant de noter que les températures sont en phase alors que l'on a un déphasage de 90° entre les mouvements des deux pistons. Ceci est dû à la sensibilité élevée des températures à la pression dans le moteur, celle-ci évoluant en phase avec ces températures. Cette sensibilité à la pression est plus flagrante sur la Figure A5.3 qui montre l'évolution des températures de paroi et d'hydrogène dans l'absorbeur solaire. En moyenne sur un cycle, les températures de l'hydrogène T_h dans les sous-domaines actifs de l'absorbeur sont inférieures aux températures de paroi associées T_{wh} , mais il y a cependant une partie du cycle où elles leur sont supérieures quand la pression dans le moteur est maximale en fin de cycle.

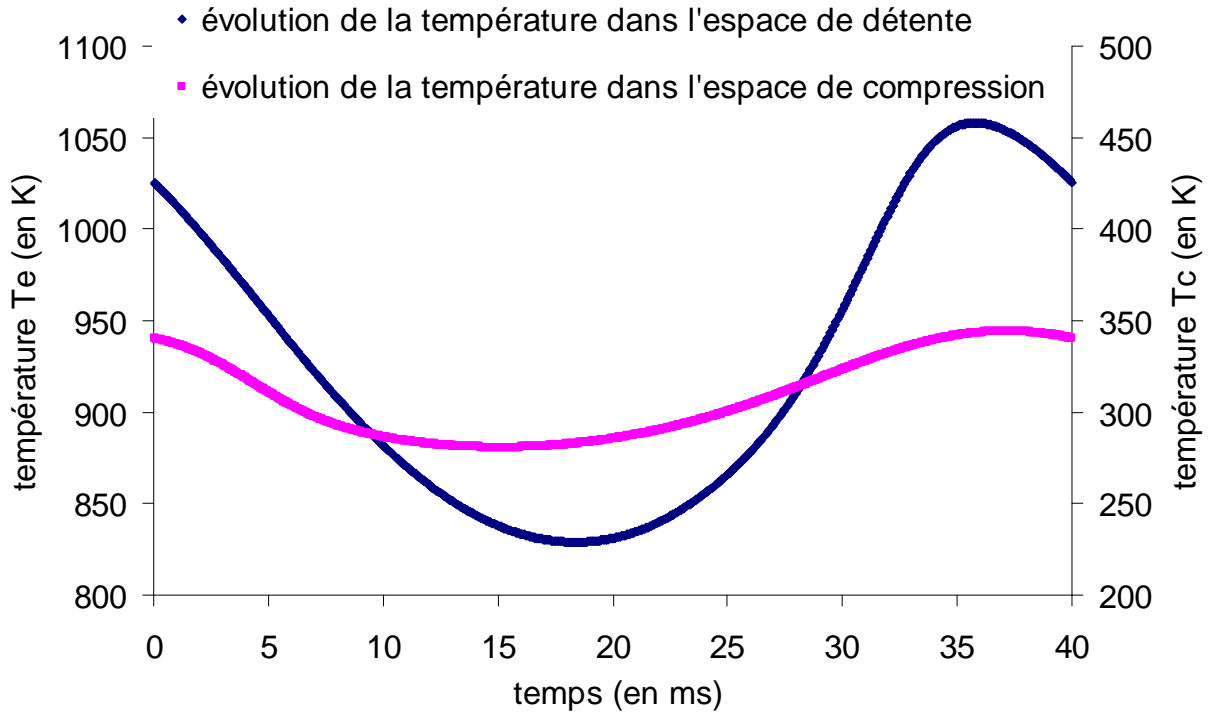


Figure A5.2 : Evolution des températures de fluide dans les espaces de détente et de compression sur un cycle moteur

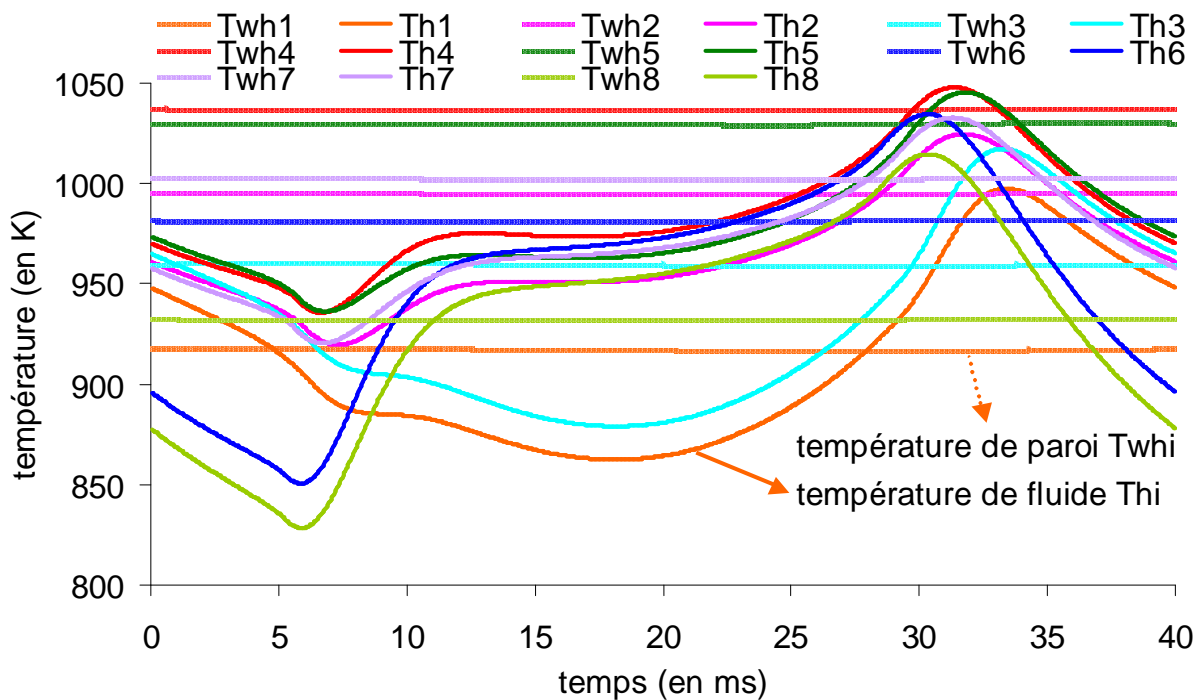


Figure A5.3 : Evolution des températures de paroi et de fluide dans les 8 sous domaines de l'absorbeur solaire

La Figure A5.4 représente différentes énergies cumulées sur un cycle du moteur Stirling. On remarque, dans un premier temps la phase de détente du fluide dans le moteur, le travail fourni à l'arbre moteur atteint 2300 J. Puis on attaque la phase de compression, où le moteur fournit de l'énergie au fluide. Au final le travail récupéré sur un cycle est bien positif. La chaleur fournie au refroidisseur évolue de façon quasi continue tout au long du cycle. Sur un cycle, la somme du travail récupéré sur l'arbre moteur et de la chaleur évacuée au refroidisseur est égale (en négligeant les pertes par frottement visqueux) à la chaleur fournie au fluide au niveau de l'absorbeur. Cette dernière est sur un cycle, égale à l'énergie solaire collectée par la parabole moins les pertes de la partie thermo-optique.

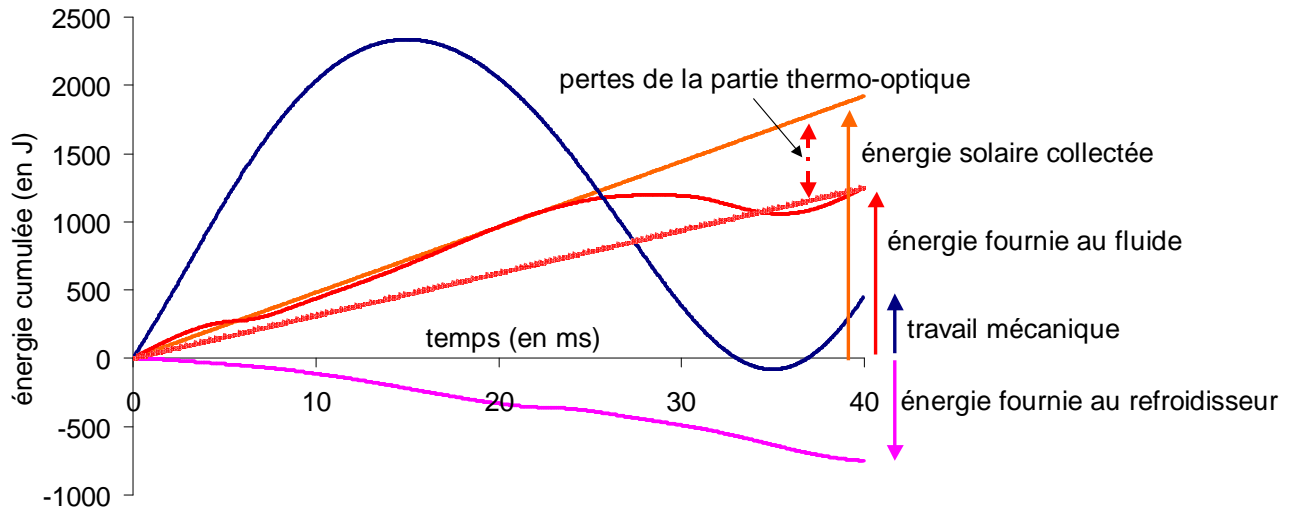


Figure A5.4 : Energie cumulée sur un cycle moteur

A5.2 Etude paramétrique en fonction des volumes morts (connexion entre les échangeurs) dans le moteur Stirling

Dans le modèle du moteur Stirling, les deux volumes morts dus aux tubes de connexion entre les trois échangeurs sont égaux à 58 cm^3 , valeur donnée par LEMRANI [1]. La plupart des modèles plus ou moins « commerciaux » que l'on peut trouver sur le marché utilise des coefficients correcteurs corrigeant artificiellement la géométrie du moteur ou les coefficients de convection calculés et utilisés dans les différents échangeurs. La Figure A5.5 montre l'évolution du rendement de cycle Stirling et de conversion solaire-électricité en fonction du volume des deux tubes de connexion pour une même puissance fournie à l'hydrogène (paramètres de fonctionnement du Tableau 4.5). Le rendement de cycle est très dépendant des volumes morts. Il passe de 40 % à 36 % pour une augmentation des volumes de 28 à 58 cm^3 . En prenant un volume de tubes de connexion de 33 cm^3 . On obtient alors les rendements de cycle et global solaire-électricité mesuré lors de la campagne de mesures du 19 janvier 2006. Cependant, avec cette valeur de volume, on obtient une pression de 104 Bar, valeur très éloignée de celle mesurée, pour maintenir une température de fluide dans l'espace de détente de 655 °K .

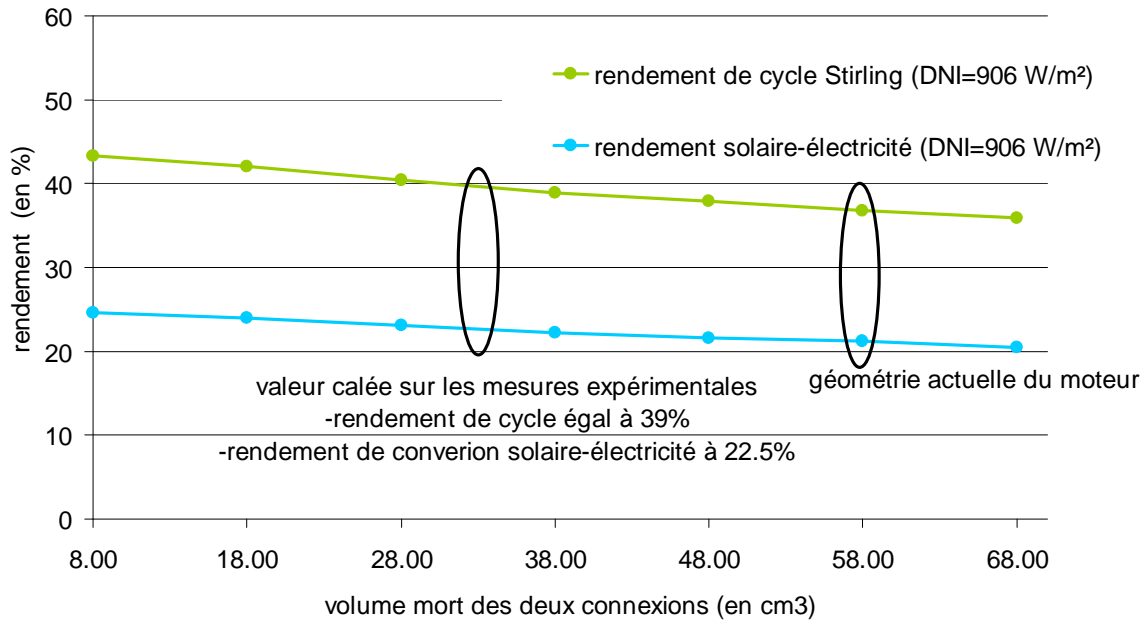


Figure A5.5 : Evolution des rendements du système en fonction des volumes morts dans le moteur

A5.3 Résultat du modèle avec un récepteur solaire type kaléidoscope

Afin de pouvoir tester un récepteur solaire type kaléidoscope, la géométrie de l'absorbeur a été modifiée pour éviter des volumes morts. Celle-ci est théorique mais permet d'avoir une première idée des performances que l'on pourrait obtenir avec ce type de récepteur. Cette modification oblige à une nouvelle définition des différents sous-domaines que ce soit dans le modèle récepteur ou le modèle moteur Stirling. La méthodologie reste cependant identique.

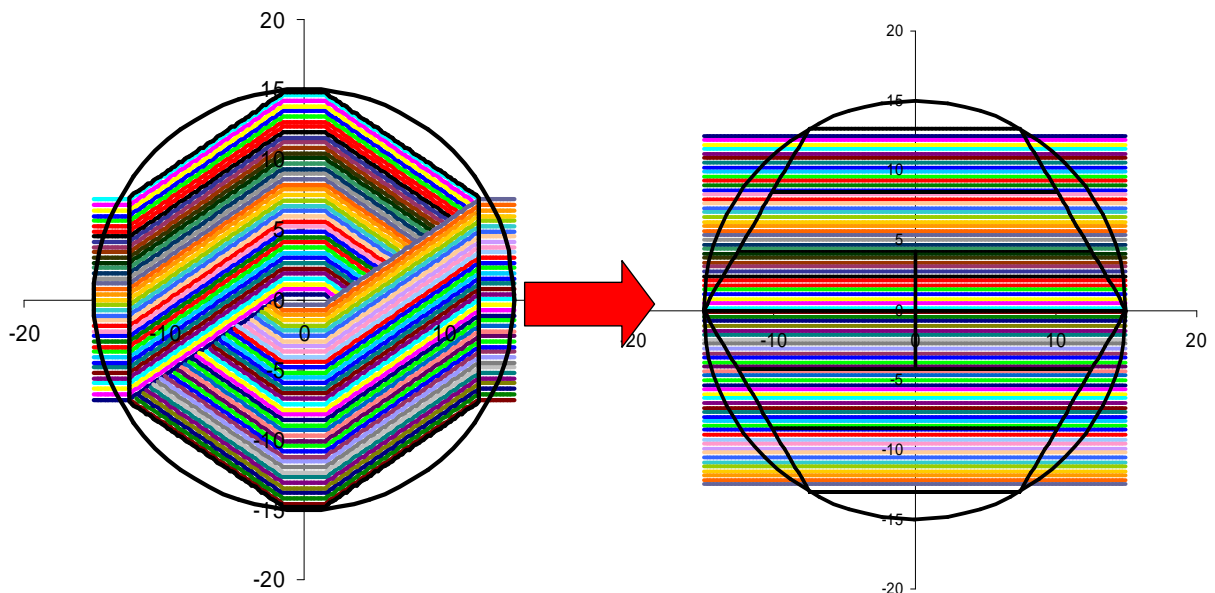


Figure A5.6 : Géométrie actuelle (à gauche) et théorique pour une utilisation avec un kaléidoscope

La géométrie hexagonale du kaléidoscope de 60 cm de longueur suit celle de l'absorbeur (hexagone compris dans un cercle de diamètre de 15 cm). L'ouverture est placée à la focale de la parabole en $Z=4.553$ m ce qui permet de diminuer énormément les pertes par débordement ; d'après les simulations sous SOLTRACE, 96.8 % de la puissance solaire réfléchie rentre dans la cavité. La réflectivité des miroirs formant le kaléidoscope est choisie égale à 95 %. Au final, après les multiples réflexions spéculaires dans le kaléidoscope, 87.6 % de la puissance solaire réfléchie atteint l'absorbeur. La carte de flux sur celui-ci est donnée sur la figure ci-dessous. Les résultats sont normalisés pour un ensoleillement direct normal de 1000 W.m^{-2} , une surface et une réflectivité de concentrateur de 53 m^2 et 94 %. Le pic de flux est calculé à 1030 W.m^{-2} pour un flux moyen de 720 kW.m^{-2} . On remarque une zone de flux assez faible de l'ordre de $400\text{-}500 \text{ kW.m}^{-2}$ dans le haut de l'absorbeur.

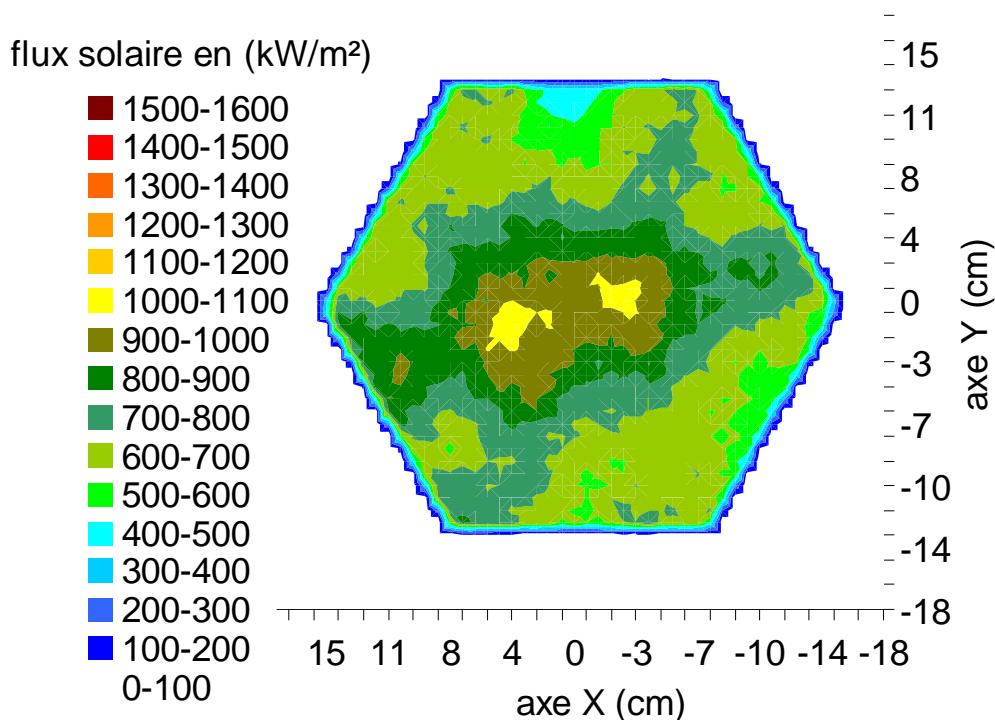


Figure A5.7 : Carte de flux dans le plan de l'absorbeur avec un récepteur type kaléidoscope de 60 cm de longueur ($DNI=1000 \text{ W.m}^{-2}$, $S_{par}=53 \text{ m}^2$, $\rho_{par}=94 \%$)

La Figure A5.8 montre bien l'effet homogénéisant du kaléidoscope en comparant les cartes de degré d'uniformité (défini dans ce cas comme le rapport entre le flux localisé et le flux maximal observé sur l'absorbeur) pour le récepteur classique et pour celui de type « kaléidoscope ». Avec le kaléidoscope, sur une grande partie de la surface de l'absorbeur, le degré d'uniformité est supérieur à 0.6. Avec le récepteur classique celui ci est largement inférieur à 0.5.

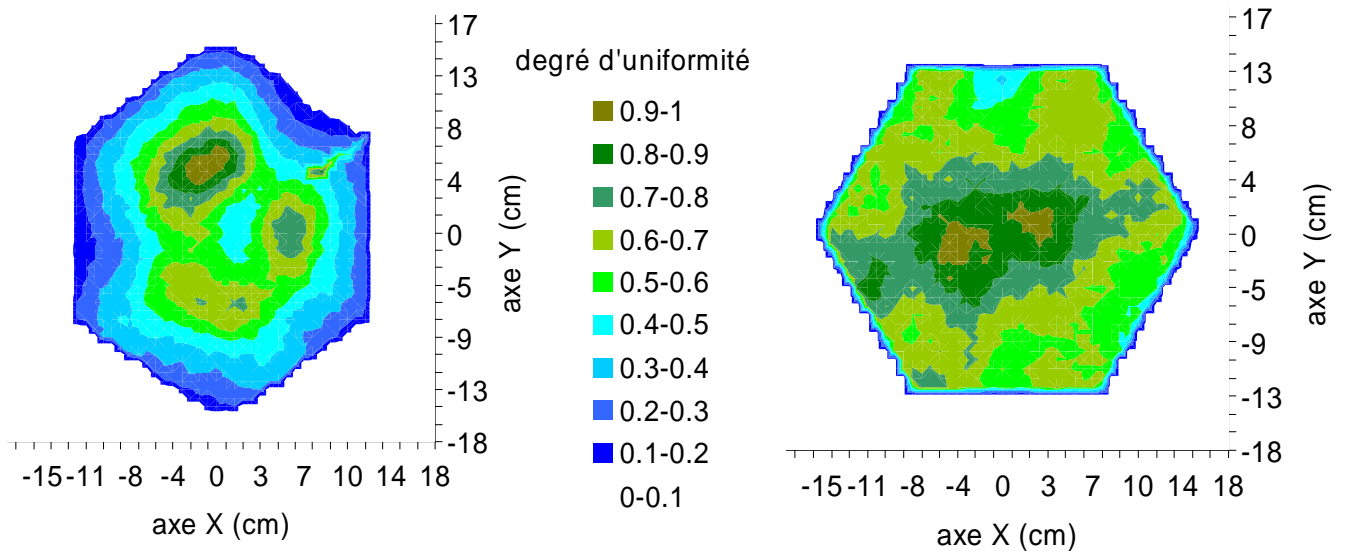


Figure A5.8 : Carte du degré d'uniformité (référence : flux maximal=1030 W.m⁻²) dans le plan de l'absorbeur avec le récepteur actuel (à gauche) et avec un récepteur type kaléidoscope de 60 cm de longueur (à droite)

Comme le montre la Figure A5.9 (conditions de fonctionnement du Tableau 4.5, DNI=906 W.m⁻², S_{par}=53 m², ρ_{par}=92.5 %), l'utilisation d'un kaléidoscope de 60 cm de longueur ne permet pas d'augmenter le rendement de conversion solaire-électricité. La diminution des pertes par débordement et la légère augmentation du rendement du cycle Stirling (37.1 % contre 36.7 %) est largement compensée par les pertes par réflexion sur les miroirs du kaléidoscope. Le rendement thermo-optique égal à 64.7 % est identique à celui estimé avec la cavité actuelle. Cependant les gradients de température, pouvant entraîner de fortes contraintes thermomécaniques sur l'absorbeur sont fortement diminués. L'écart entre la température maximale et minimale est inférieur à 50 °K.

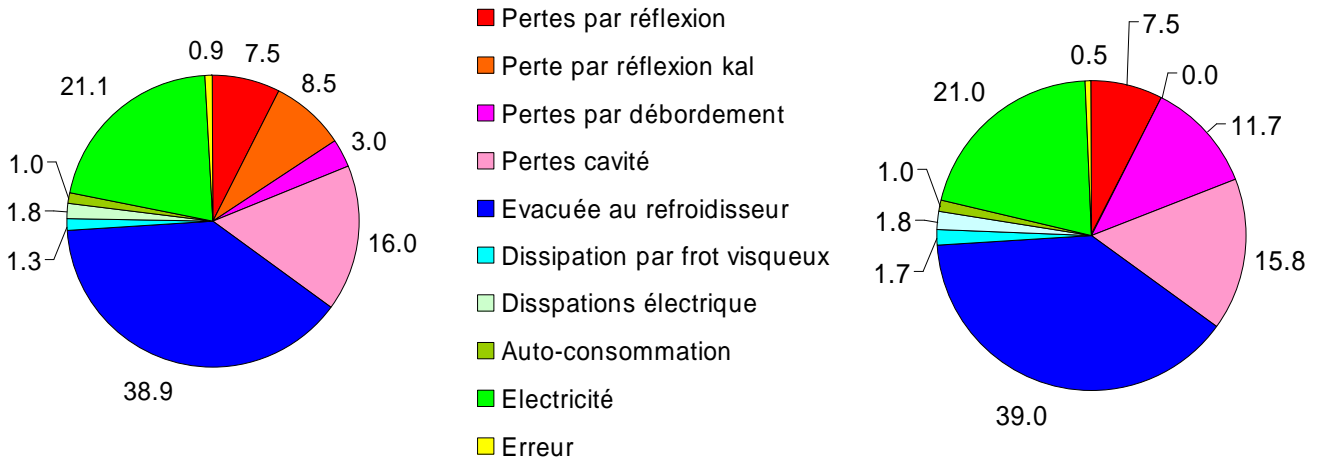


Figure A5.9 : Distribution énergétique estimée par le modèle pour un récepteur type kaléidoscope de 60 cm de longueur (à gauche) et pour le récepteur actuel (à droite)

Un second essai avec un kaléidoscope de 16 cm de longueur a été réalisé. Avec ce kaléidoscope, la distribution du flux solaire est moins homogène qu'avec celui de 60 cm de longueur mais reste cependant bien meilleur qu'avec le récepteur actuel. Le pic de flux est calculé à $1226 \text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}$ pour un flux moyen de $776 \text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}$. Avec ce kaléidoscope, les pertes par réflexion sur les miroirs sont diminuées à 2 % comme le montre la Figure A5.11. Le rendement thermo-optique atteint alors 70 %, et au final le rendement de conversion solaire-électricité est calculé à 23.1 % soit une augmentation de 10 % par rapport au système EURODISH actuel !

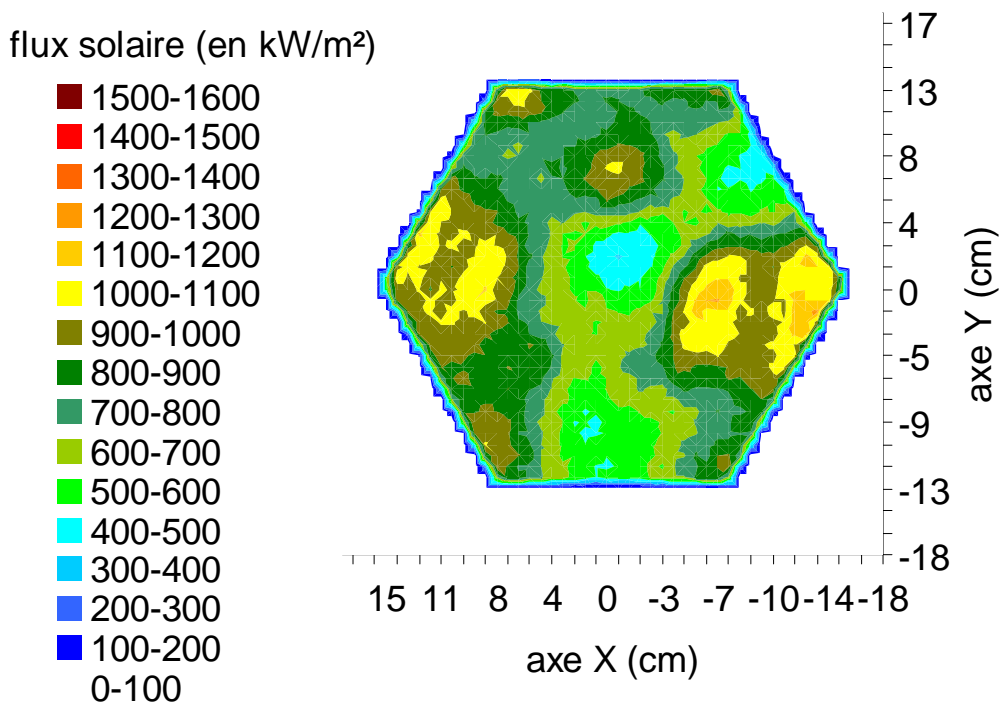


Figure A5.10 : Carte de flux dans le plan de l'absorbeur avec un récepteur type kaléidoscope de 16 cm de longueur ($DNI=1000 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$, $S_p=53 \text{ m}^2$, $\rho=94 \%$)

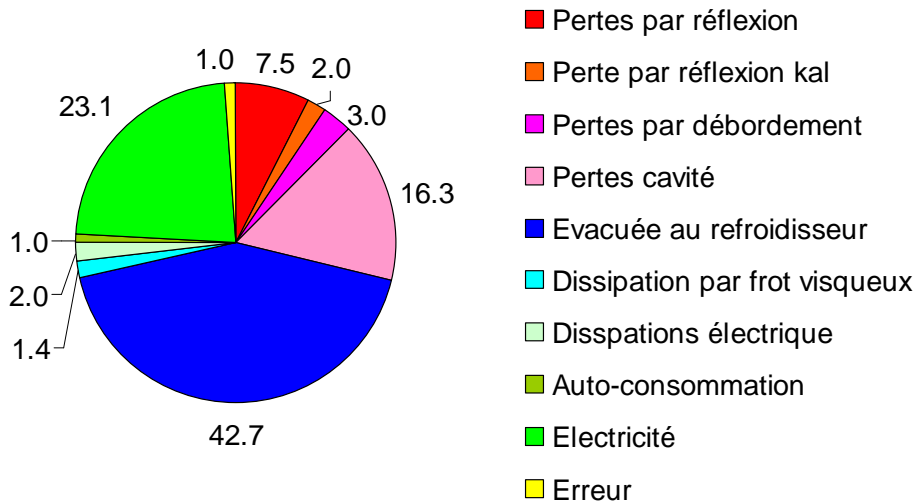


Figure A5.11 : Distribution énergétique estimée par le modèle pour un récepteur type kaléidoscope de 16 cm de longueur

Cette étude est théorique et les résultats sont à prendre avec précaution tant qu'il n'y aura pas eu de validation expérimentale. De plus l'intégration du kaléidoscope sur un absorbeur à haute température peut être délicate, les miroirs risquant de fondre. L'ajout d'une isolation de quelques millimètres (gap) entre ses deux éléments paraît nécessaire. Ce type de récepteur est certainement une voie prometteuse et peut être également intéressant pour les récepteurs de centrale à tour. C'est une des perspectives donnée par P. GARCIA dans sa thèse [2].

A5.4 Bibliographie de l'annexe A5

[1] H. LEMRANI, *Modélisation énergétique des moteurs Stirling*, Thèse de doctorat, école des mines de Nantes, 1995

[2] P. GARCIA, *Outils d'évaluation technico-économique et d'aide à la conception des centrales solaires thermodynamiques du futur*, Thèse de doctorat, université de Perpignan, 2007

Annexe A6 Développement de la corrélation pour l'estimation de la puissance électrique nette fournie par le module EURODISH

La puissance solaire concentrée qui entre dans la cavité du récepteur dépend de l'ensoleillement direct normal (DNI), de la surface de la parabole (S_{par}), de sa réflectivité (η_{par}) et de la part η_{deb} de la puissance réfléchie captée par l'ouverture de la cavité:

$$\dot{Q}_{in,cav} = DNI \cdot S_{par} \cdot \eta_{par} \cdot \eta_{deb} \quad \text{avec} \quad \eta_{deb} = \frac{\dot{Q}_{in,cav}}{\dot{Q}_{sol,ref}} \quad \text{Eq.A6.1}$$

Cette expression nous permet d'introduire un nouveau paramètre, DNI_{cor} permettant de prendre en compte des modifications sur la partie thermo-optique par rapport au système actuel ($S_{par,act}=53 \text{ m}^2$, $\eta_{par,act}=92.5 \%$, $\eta_{de,act}=87.3 \%$). On pose alors :

$$DNI_{cor} = \frac{DNI \cdot S_{par} \cdot \eta_{par} \cdot \eta_{deb}}{S_{par,act} \cdot \eta_{par,act} \cdot \eta_{deb,act}} \quad \text{Eq.A6.2}$$

On a ainsi

$$\dot{Q}_{\text{électrique,nette}}(DNI, S_p, \eta_p, \eta_{deb}, T_{in,eau}, \dot{m}_{eau}) = \dot{Q}_{\text{électrique,nette}}(DNI_{cor}, T_{in,eau}, \dot{m}_{eau})$$

Nous avons vu dans l'étude paramétrique que la puissance électrique fournie au réseau évolue linéairement en fonction du DNI pour un débit dans le refroidisseur et une température d'eau +antigel en entrée constants (ainsi que tous les autres paramètres géométriques et physiques du système). De manière plus générale, elle est linéaire en fonction de la puissance entrante dans la cavité. C'est ce que l'on peut voir si l'on regroupe les simulations faites pour une parabole de 53 m^2 et de 45.6 m^2 (Figure 4.27 et Figure 4.29).

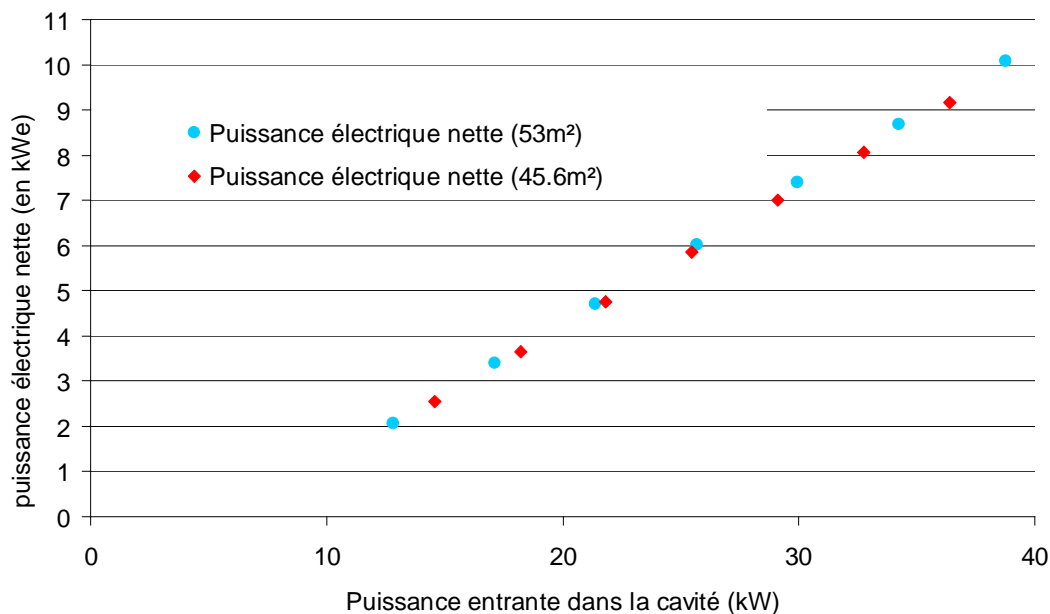


Figure A6.7 : Evolution linéaire de la puissance électrique fournie au réseau en fonction de la puissance solaire captée par la cavité

De plus, la puissance électrique varie également de façon linéaire en fonction de la température extérieure ou directement en fonction de la température d'entrée de l'eau+antigel dans le refroidisseur (Figure 4.30) pour un débit et une puissance entrante dans la cavité constante. On a donc :

$$\dot{Q}_{\text{électrique,nette}}(DNI_{\text{cor}},T_{\text{in,eau}},\dot{m}_{\text{eau}})=\dot{Q}_{\text{électrique,nette}}(DNI_{\text{cor}},295,\dot{m}_{\text{eau}})+a(DNI_{\text{cor}},\dot{m}_{\text{eau}}).(T_{\text{in,eau}}-295)$$

Avec :

$$\dot{Q}_{\text{électrique,nette}}(DNI_{\text{cor}},295,\dot{m}_{\text{eau}})=\dot{Q}_{\text{électrique,nette}}(906,295,\dot{m}_{\text{eau}})+b(\dot{m}_{\text{eau}}).(DNI_{\text{cor}}-906) \quad \text{Eq.A6.3}$$

Il reste à trouver à partir d'une étude paramétrique réalisée avec le modèle développé, des relations simples donnant l'évolution de $a(DNI_{\text{cor}},\dot{m}_{\text{eau}})$, $b(\dot{m}_{\text{eau}})$ et $\dot{Q}_{\text{électrique,nette}}(906,295,\dot{m}_{\text{eau}})$. On arrive pour cette dernière à partir de la Figure 4.31 à l'équation suivante :

$$\dot{Q}_{\text{électrique,nette}}(906,295,\dot{m}_{\text{eau}})=2400.(1-\exp(-\frac{47}{\dot{m}_{\text{eau}}})))+10090 \quad \text{Eq.A6.4}$$

et on trouve facilement à partir de nouvelles simulations les 2 relations :

$$a(DNI_{\text{cor}},\dot{m}_{\text{eau}})=a(DNI_{\text{cor}})=-0.0277.DNI_{\text{cor}}+5.119 \quad \text{Eq.A6.5}$$

$$b(\dot{m}_{\text{eau}})=23.(1-0.41.\exp(-\frac{64}{\dot{m}_{\text{eau}}})) \quad \text{Eq.A6.6}$$

Au final, on obtient la corrélation décrite par l'équation Eq.A6.7 permettant d'estimer la puissance électrique nette fournie par le module EURODISH en fonction de 6 paramètres.

$$\dot{Q}_{\text{électrique,nette}}(DNI,S_p,\eta_p,\eta_{\text{deb}},T_{\text{in,eau}},\dot{m}_{\text{eau}})= \quad \text{Eq.A6.7}$$

$$2400.(1-\exp(-\frac{47}{\dot{m}_{\text{eau}}})))+10090+(-0.0277.DNI_{\text{cor}}+5.119).(T_{\text{in,eau}}-295)+(23.(1-0.41.\exp(-\frac{64}{\dot{m}_{\text{eau}}}))).(DNI_{\text{cor}}-906).$$

En travaillant de la même façon sur la puissance thermique évacuée au niveau du refroidisseur du moteur Stirling, on obtient la corrélation suivante :

$$\dot{Q}_{\text{refroidisseur}}(DNI,S_p,\eta_p,\eta_{\text{deb}},T_{\text{in,eau}},\dot{m}_{\text{eau}})= \quad \text{Eq.A6.8}$$

$$137\exp(\frac{350}{\dot{m}_{\text{eau}}))+18500+(0.0311.DNI_{\text{cor}}-1.5739).(T_{\text{in,eau}}-295)+(0.35.\exp(\frac{387}{\dot{m}_{\text{eau}}})+23).(DNI_{\text{cor}}-906).$$

Ces deux corrélations ne prennent pas en compte, tout comme le modèle global, un déclenchement possible du ventilateur de secours afin d'évacuer dans l'air ambiant une puissance solaire trop importante que ne pourrait supporter le moteur Stirling. De plus, ces corrélations sont valables pour un système EURODISH équivalent, c'est à dire avec tous les autres paramètres n'intervenant pas dans les deux équations égaux à ceux du système fonctionnant à Odeillo (en particulier même fluide de travail du moteur Stirling, même paramètres géométriques dans la cavité et dans le moteur Stirling....).

Annexe A7 Validation du modèle simulant les performances d'une installation collective de production d'eau chaude sanitaire

Le modèle dynamique simulant les performances d'une installation collective de production d'eau chaude sanitaire a l'avantage de pouvoir gérer n'importe quels types de capteur solaire, que ce soit dans notre cas, un système Parabole/Stirling, ou bien des capteurs thermiques plans. Sa validation est faite en comparant ses résultats à ceux de SIMSOL, logiciel le plus employé en France par les professionnels pour calculer les performances prévisionnelles d'une installation d'ECS par capteurs plans. La validation est faite pour un établissement hôtelier de types « 4 saisons » ayant une consommation moyenne de 2200 L.jour⁻¹ sous le climat de Vignola fournie par la base de données METEONORM (GHI).

L'équation utilisée pour simuler la puissance solaire captée par le capteur plan non incliné est donnée sur la Figure A7.1. La puissance solaire captée dépend de 3 paramètres caractérisant le capteur utilisée :

- Sa surface utile que nous prendrons égale à 40 m².
- Un coefficient optique B_{pan} égale à 0.73 dans cette étude.
- Un coefficient de pertes thermiques K_{pan} , dont la valeur est ici égale à 4.6 W.K⁻¹.m⁻².

Le pilotage des débits est différent de celui utilisé pour notre installation fonctionnant avec le module EURODISH. De plus, n'ayant pas de contrainte de production électrique, le ventilateur de secours a été retiré du modèle. La régulation des pompes est du type TOR fonctionnant selon une boucle hystérésis selon la différence entre la température du fluide caloporteur en sortie du capteur solaire et de celle de l'eau froide en entrée de l'échangeur. Les caractéristiques de l'installation sont identiques à celles données dans le Tableau 5.3. Les volumes des ballons solaire et d'appoint sont respectivement égaux à 2500 et 3000 L et la valeur nominale des débits dans le circuit primaire est de 2000 L.h⁻¹. Les consignes en température de l'appoint électrique sont identiques à celles du Tableau 5.4.

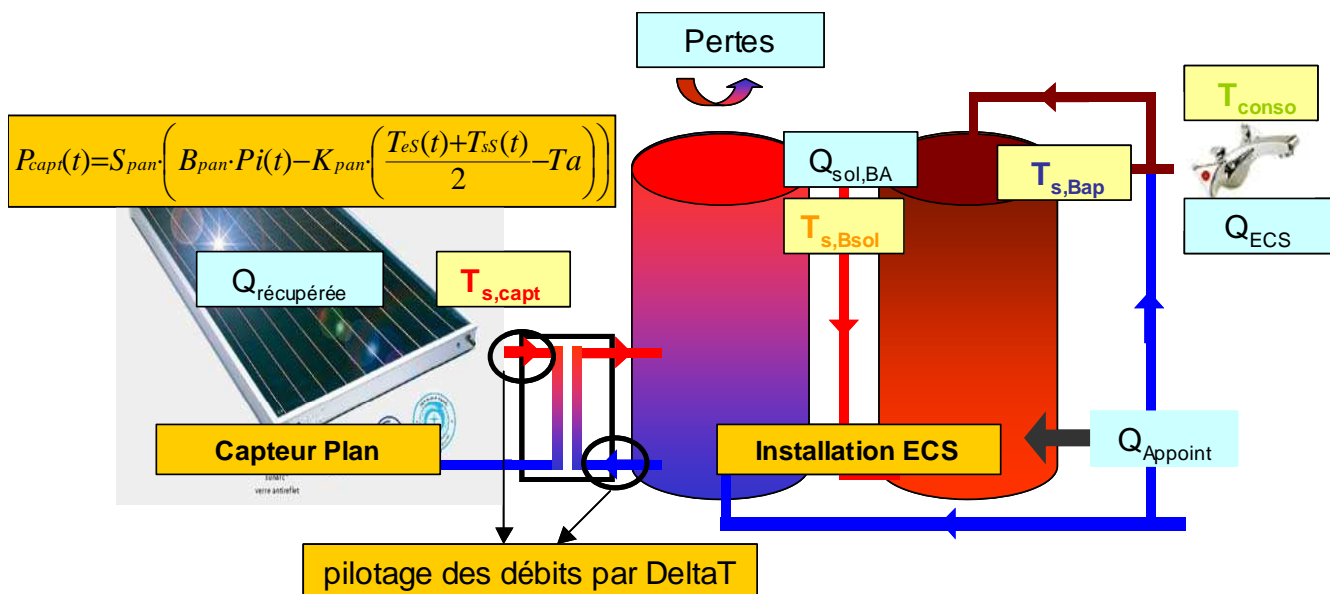


Figure A7.1 : Installation classique de production d'ECS par capteurs solaires plans

Les résultats des simulations faites avec notre modèle et avec SIMSOL sont données avec un pas de temps de l'heure. Seules quelques températures sont accessibles sous SIMSOL, les plus intéressantes, dans notre étude sont les suivantes (Figure A7.1) :

- Température en sortie du capteur solaire ($T_{s,capt}$).
- Température en sortie du ballon solaire ($T_{s,Bsol}$).
- Température en sortie du ballon d'appoint ($T_{s,Bap}$).
- Température de consommation (T_{conso}).

Leurs évolutions entre les heures de l'année 4345 et 4445 sont données sur la Figure A7.2. On remarque une excellente correspondance entre les deux modèles sur les 4 températures étudiées. De légères différences sont visibles lors des chutes de températures dans le ballon solaire après une forte demande en eau chaude. Le mitigeur fonctionne bien, la température de l'eau en sortie du circuit de distribution est correctement régulée à 55 °C. On remarque également le démarrage de l'appoint quand la température de l'eau passe sous les 60 °C, puis est rapidement réchauffée jusqu'à 65 °C.

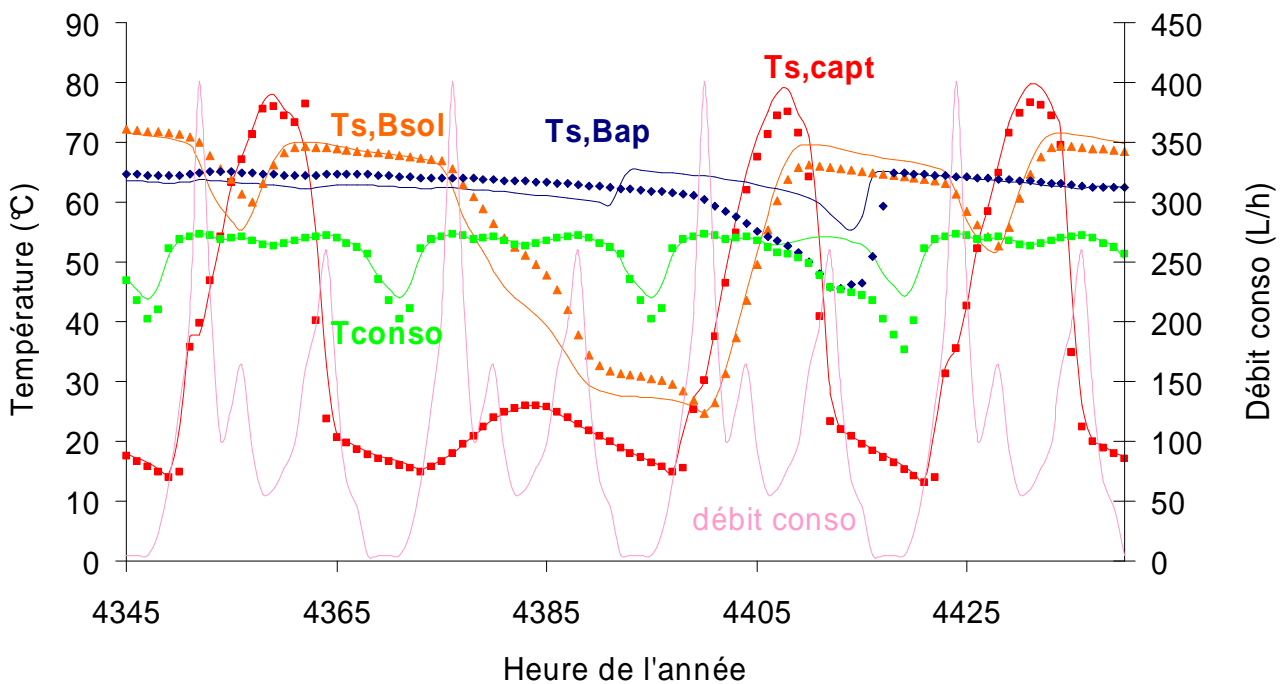


Figure A7.2 : Evolution des températures simulées sous SIMSOL (points) et sous notre modèle (trait continu) entre les heures 4345 et 4445 d'une année type

Le Tableau A7.1 donne les performances annuelles de l'installation fournies par les deux modèles. Ce bilan énergétique confirme les résultats de la Figure A7.2. Les écarts entre les deux modèles, de l'ordre de 5 %, sont largement acceptables. Les valeurs les plus intéressantes à savoir l'énergie solaire fournie au ballon d'appoint et l'énergie fournie par l'appoint électrique sont données avec des écarts très faibles de 1 et 5 %. Les écarts les plus importants se situent au niveau du calcul des pertes thermiques dans les différents composants de l'installation. En conclusion, la confrontation des résultats du modèle développé dans le chapitre 5 avec un logiciel confirmé est positive.

<i>Donnée</i>	<i>Unité</i>	<i>SIMSOL</i>	<i>MATLAB</i>	<i>Ecart (%)</i>
$Q_{\text{récupérée}}$	$\text{kWh}\cdot\text{an}^{-1}$	31247	31351	0.3
$Q_{\text{sol,BA}}$	$\text{kWh}\cdot\text{an}^{-1}$	25159	25411	1.0
Q_{ECS}	$\text{kWh}\cdot\text{an}^{-1}$	37219	37255	0.1
$P_{\text{pertes CP}}$	$\text{kWh}\cdot\text{an}^{-1}$	862	880	2.1
$P_{\text{ertes Bsol}}$	$\text{kWh}\cdot\text{an}^{-1}$	1367	1296	5.2
$P_{\text{ertes Bap}}$	$\text{kWh}\cdot\text{an}^{-1}$	2958	3188	7.8
$P_{\text{ertes CD}}$	$\text{kWh}\cdot\text{an}^{-1}$	1641	1555	5.2
P_{ompes}	$\text{kWh}_e\cdot\text{an}^{-1}$	2041	2093	2.6
Q_{Appoint}	$\text{kWh}_e\cdot\text{an}^{-1}$	17576	16650	5.3

Tableau A7.1 : Bilan énergétique annuel de l'installation de production d'ECS par capteurs plans

Annexe A8 Reconstitution de la ressource solaire en DNI à Vignola

La reconstitution de données météorologiques à forte variabilité est un problème particulièrement épineux et il n'existe aucune norme internationale. La méthode que nous avons utilisée est longue et fastidieuse car elle nécessite un travail à la « main ».

A Vignola, si l'année 2004 nous semble inutilisable du fait de son trop grand nombre de données manquantes (175500 min), les données des années 1998 à 2002 peuvent être reconstituées afin qu'elles soient plus fidèles à la ressource solaire réelle. Pour la reconstitution des données horaires des années 1998 à 2002, il est possible de distinguer 3 types de plages manquantes :

- Les plages où moins de 60 minutes consécutives sont manquantes ; ces absences de valeurs ne posent alors pas de problème puisqu'il sera toujours possible de réaliser une moyenne horaire à partir des valeurs restantes.
- Les plages où 1 heure ou plus sont manquantes dans une journée (Figure A8.1) ; ne pouvant calculer une moyenne horaire, le programme considère par défaut un ensoleillement nul. Il est donc nécessaire de compléter arbitrairement les heures manquantes en s'inspirant de l'allure générale de la journée en question ou des jours précédents et suivants.
- Les plages où plusieurs jours d'affilés n'ont pas de données (Figure A8.2) ; une reconstruction arbitraire étant délicate, il est préférable dans ce cas de remplacer les données manquantes par celles d'une autre année à la même période. On conserve ainsi une bonne alternance entre les belles journées ensoleillées et les journées plus couvertes ce qui est pour les performances du système EURODISH préférable que 2 journées à un ensoleillement moyen.

Si l'on regarde le détail d'une journée en partie incomplète, comme celle du 5 juin 2000 (Figure A8.1), on s'aperçoit que les heures à reconstruire sont celles pour lesquelles les 60 mesures sont manquantes. En regardant les données des autres jours du mois, on remarque que la 7^{ème} heure, avec le soleil levant, possède en général un faible DNI, il en sera tenu compte pour la reconstruction de cette heure. De plus, la journée étant dans l'ensemble peu perturbée par des passages nuageux, les données de la 9^{ème} et 16^{ème} heure seront choisies de façon à s'intégrer harmonieusement avec les données disponibles.

Pour des mois comme août 2000 (Figure A8.2) où des journées entières sont manquantes, il faut déterminer dans quelle autre année les données vont être récupérées. Dans cet exemple, les jours disponibles semblent nous indiquer que ce mois était moins ensoleillé par rapport à un mois d'août « normal » à Vignola. Cette particularité à été conservée pour le début du mois en copiant les données du 20 au 31 août 2002. On obtient ainsi des années avec des distributions différentes d'ensoleillement.

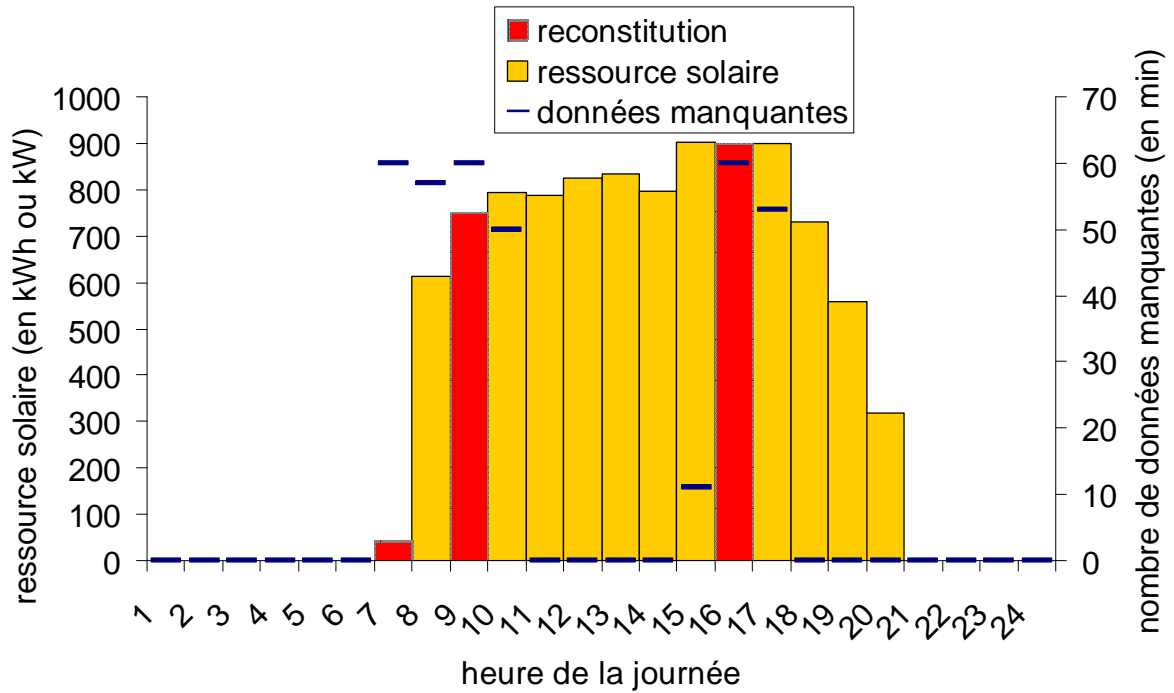


Figure A8.1: Reconstitution de la ressource solaire sur la journée du 5 juin 2000

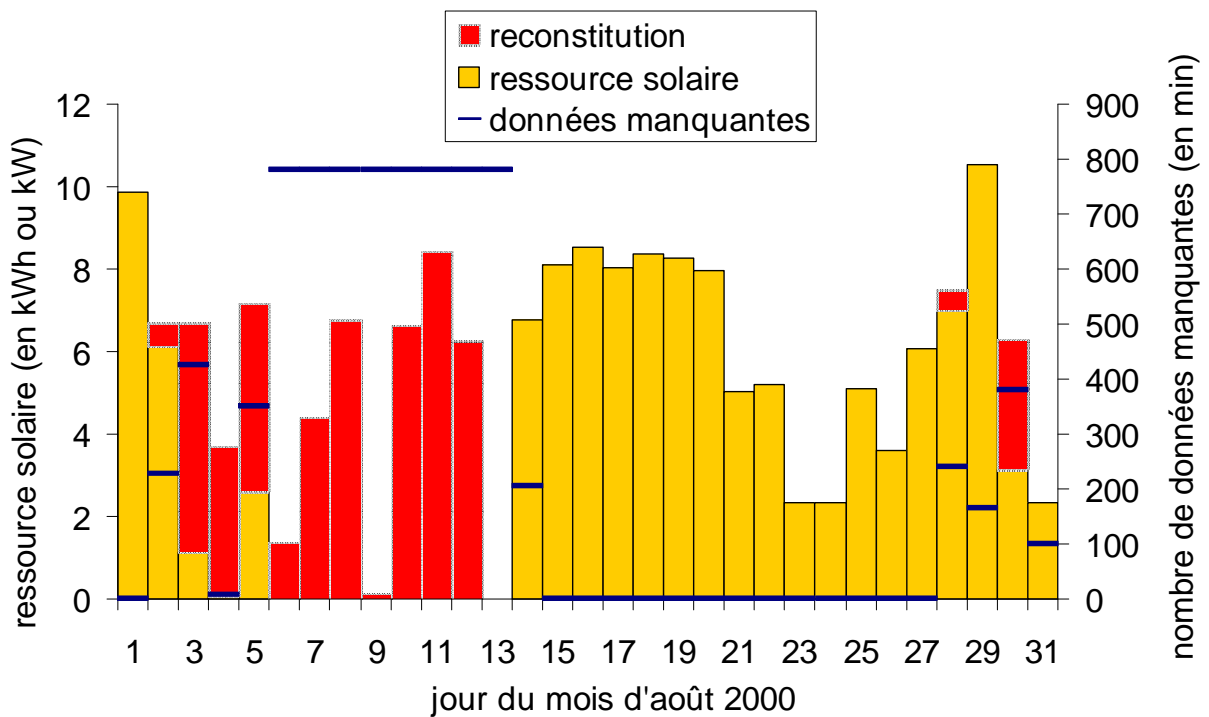


Figure A8.2 : Reconstitution de la ressource solaire sur le mois d'août 2000

Annexe A9 Production électrique et thermique par capteurs photovoltaïques et plans (thermiques)

Avant de s'intéresser aux caractéristiques des capteurs solaires, il est nécessaire d'évaluer la ressource solaire disponible en ensoleillement global sur une surface inclinée. A Vignola, la station météo dispose de trois pyranomètres mesurant l'ensoleillement global horizontal (GHI) ainsi que pour des surfaces inclinées de 45 et 60°. Le traitement de ces données se fait de la même façon que pour le DNI. Par contre à Odeillo, on ne dispose que de mesures de l'ensoleillement direct normal (DNI), de l'ensoleillement global horizontal (GHI), et de l'ensoleillement diffus (D). A partir de ces trois mesures et de la position du soleil, on peut cependant estimer l'ensoleillement global pour n'importe quelle surface inclinée.

A9.1 Calcul du rayonnement global reçu pour une surface inclinée

La détermination de l'énergie solaire reçue par un capteur sur terre nécessite la connaissance de la position du soleil par rapport au capteur. D nombreux ouvrages proposent une terminologie ainsi qu'une approche rigoureuse pour l'évaluation du potentiel solaire en un lieu donné. Cependant selon les source, cette terminologie diffère et les calculs sont approchés avec plus ou moins de précision. Nous présentons ici le détail des calculs que nous avons adoptés [1].

Tout point de la surface terrestre peut être repéré par deux coordonnées angulaires, la latitude ϕ qui est positive dans l'hémisphère nord et négative dans l'hémisphère sud et la longitude L dont le méridien de Greenwich est l'origine et qui prend des valeurs positives à l'est et négatives à l'ouest (Figure A9.1)

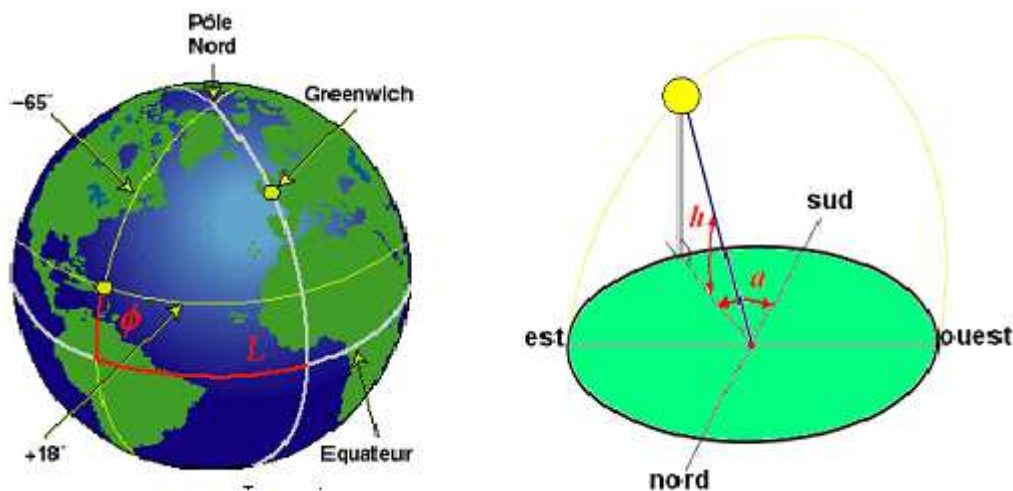


Figure A9.1: Latitude, longitude, hauteur et azimuth

La direction du soleil dans l'espace peut être indiquée par ses coordonnées horizontales qui sont définies par la hauteur angulaire, h , qui est l'angle que fait la direction du soleil avec le plan horizontal (tangent au sol), et l'azimut, a , qui est l'angle que fait le plan du méridien local avec le plan vertical passant par le soleil. L'azimut est négatif vers l'est et positif vers l'ouest. Ces coordonnées dépendent du lieu d'observation. D'autres systèmes de coordonnées existent pour décrire une direction dans l'espace, notamment le système de coordonnées horaires, particulièrement adapté aux mouvements du soleil (dans le ciel). Il est défini par la déclinaison δ qui est l'angle formé par la direction du soleil et le plan de l'équateur, et l'angle

horaire ω . La déclinaison est propre au soleil et non au lieu d'observation terrestre. Elle rend compte de l'angle que fait l'axe de rotation de la terre avec la normale du plan de l'écliptique, et varie de 23.45° (21 juin) à -23.45° (21 décembre). Cette inclinaison est à l'origine de la variation de la durée des jours et des nuits, ainsi que des climats différents selon la latitude du lieu. Elle est calculée à partir de l'équation Eq.A8.1 :

$$\delta = 23.45 \sin\left(\frac{(N_{\text{jour}} - 81) \cdot 360}{365}\right) \quad \text{Eq.A9.1}$$

Avec N_{jour} le numéro du jour de l'année compris entre 1 et 365.

L'angle horaire ω exprimé en degré est calculé à partir du temps solaire vrai, TSV (temps donné par les cadrans solaires) exprimé en heure. Généralement on ne dispose que du temps légal (TL) utilisé dans les diverses localisations terrestres. Plusieurs opérations sont nécessaires afin de le convertir avec précision en temps solaire vrai :

$$\omega = (TSV - 12) \cdot 15 \quad \text{Eq.A9.2}$$

$$TSV = TL + ET - 4 \cdot (L - L_{\text{ref}}) - C$$

$$ET = 9.87 \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot (N_{\text{jour}} - 81) \cdot 360}{365}\right) - 7.35 \cdot \cos\left(\frac{(N_{\text{jour}} - 81) \cdot 360}{365}\right) - 1.5 \cdot \sin\left(\frac{(N_{\text{jour}} - 81) \cdot 360}{365}\right)$$

Où les temps sont exprimés en minutes. L est la longitude du point terrestre étudié et L_{ref} , la longitude de référence située au centre du fuseau horaire du lieu. Le terme ET , en minute, corrige les irrégularités de la durée du jour dues à l'inclinaison de l'axe de rotation de la terre sur le plan de l'écliptique et au fait que celle-ci ne se déplace pas avec une vitesse constante. Le terme C correspond à une correction appliquée sur l'heure du fuseau horaire par certains états (heure d'été et heure d'hivers). Par exemple, en France, C vaut 120 minutes en été et 60 en hiver.

A partir de ces coordonnées horaires, on peut calculer la hauteur angulaire h et l'azimut a :

$$\sin(h) = \sin(\phi) \cdot \sin(\delta) + \cos(\phi) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(\omega) \quad \text{Eq.A9.3}$$

$$\cos(a) = \frac{\sin(\phi) \cdot \sin(h) - \sin(\delta)}{\cos(\phi) \cdot \cos(h)}$$

$$\sin(a) = \frac{\cos(\delta) \cdot \sin(\omega)}{\cos(h)}$$

Si $\sin(a) < 0$ alors $a = -\cos^{-1}(\cos(a))$

Si $\sin(a) > 0$ alors $a = \cos^{-1}(\cos(a)) \quad \text{Eq.A9.4}$

L'utilisation de l'énergie solaire au sol suppose qu'elle soit récupérée par une surface réceptrice. Considérons une surface unité quelconque, inclinée selon un angle i par rapport au plan horizontal et orientée selon l'angle γ par rapport au plan méridien (Figure A9.2).

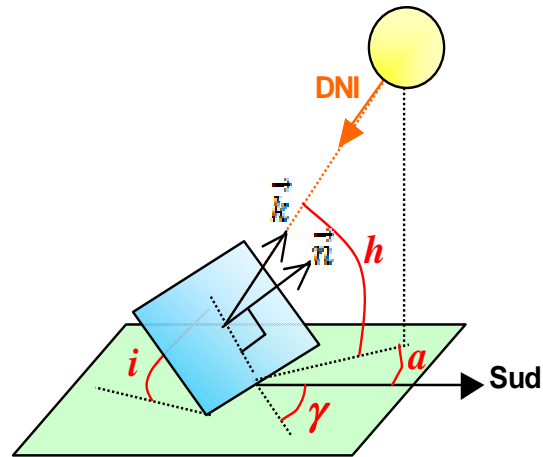


Figure A9.2 : Angles pour une surface réceptrice plane inclinée

En prenant \vec{k} le vecteur unitaire de la direction du soleil, DNI l'ensoleillement direct ainsi que S sa composante normale à la surface réceptrice et \vec{n} le vecteur unitaire normal à la surface, on a :

$$S = \text{DNI} \cdot \vec{k} \cdot \vec{n} \quad \text{Eq.A9.5}$$

On peut alors en déduire en chaque pas de temps, l'ensoleillement direct sur la surface S :

$$S(i, \gamma) = \text{DNI} \cdot (\sin(i) \cdot \cos(h) \cdot \cos(a - \gamma) + \cos(i) \cdot \sin(h)) \quad \text{Eq.A9.6}$$

Il ne reste plus qu'à ajouter l'ensoleillement diffus D à S pour obtenir l'ensoleillement global reçu par la surface inclinée :

$$G(i, \gamma) = S(i, \gamma) + D(i) \quad \text{Eq.A9.7}$$

Un algorithme développé sous Matlab permet alors de calculer l'ensoleillement global pour n'importe quelle inclinaison i sur un pas de temps de 0.8 s. Ces données sont ensuite moyennées sur une base horaire et utilisées pour les simulations.

A9.2 Ressource solaire à Vignola et à Odeillo

De manière générale, il est conseillé d'installer des capteurs fixes (thermique ou PV) plein sud avec une inclinaison de 45° afin de disposer d'une ressource solaire maximale. Les Figures A9.3 et A9.4 donnent la ressource solaire en ensoleillement global pour une surface inclinée de 45° et orienté plein sud à Vignola pour la période 1998-2003 et à Odeillo entre 2001 et 2007. A Vignola, la ressource solaire en G_{45° (sur les 5 ans d'étude) est plus importante que celle en ensoleillement direct, de plus la variabilité d'une année sur l'autre est faible. A Odeillo, les ressources solaires en DNI et G_{45° moyennées sur les 7 ans d'étude sont identiques, mais la variabilité d'une année sur l'autre est différente. A noter que la base de donnée METEONORM donne une ressource solaire de $1791 \text{ kWh} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{an}^{-1}$ à Vignola et de $2018 \text{ kWh} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{an}^{-1}$ soit des écarts faibles de 5.6 % et de 5.5 %.

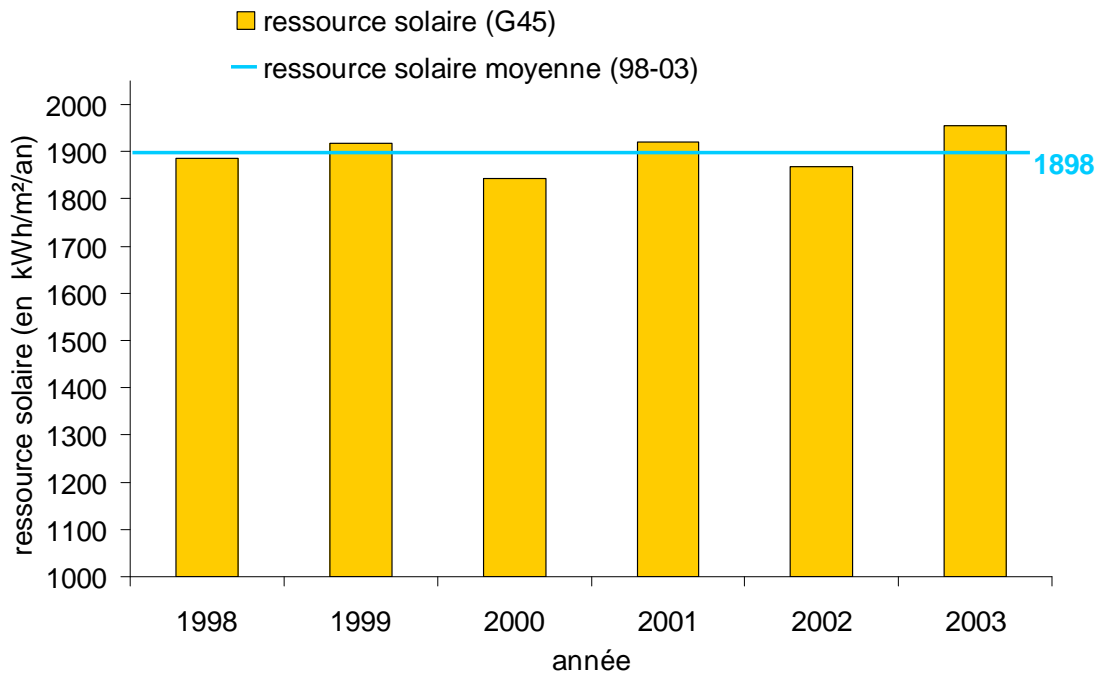


Figure A9.3 : Ressource solaire annuelle à Vignola en ensoleillement global pour une surface inclinée à 45° et orientée plein Sud

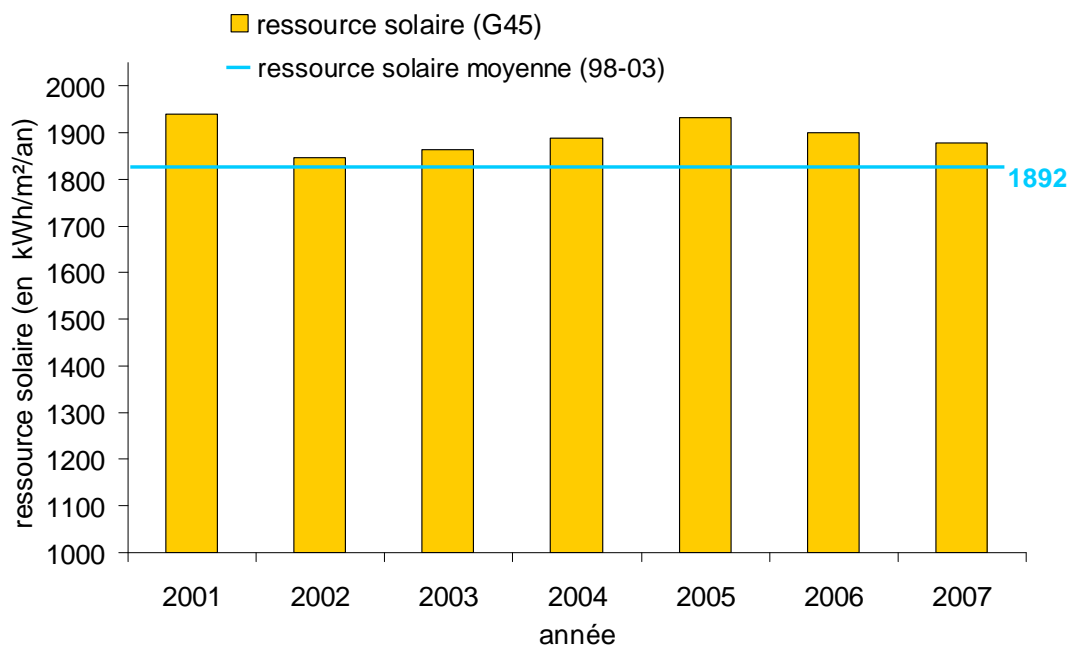


Figure A9.4 : Ressource solaire annuelle à Odeillo en ensoleillement global pour une surface inclinée à 45° et orientée plein Sud

A9.3 Corrélations utilisées pour la simulation de la production électrique et thermiques par capteurs photovoltaïques et plans (thermiques)

Selon [2], le rendement de conversion solaire-électricité $\eta_{brut,PV}$ d'une cellule photovoltaïque composant un capteur fixe de surface S_{PV} pour la production d'électricité peut être estimé à partir de l'équation Eq.A9.8. Celui-ci est déduit du rendement η_{STC} mesuré dans les conditions standards de fonctionnement ($G=1000 \text{ W.m}^{-2}$, $T_{amb}=25 \text{ °C}$) et corrigé à partir des paramètres météorologiques du site étudié.

$$\eta_{brut,PV} = \eta_{STC} + \alpha_{STC}(T_{PV} - 25) \quad \text{Eq.A9.8}$$

T_{PV} est la température de fonctionnement de la cellule photovoltaïque calculée à partir du coefficient de Ross h_{Ross} , caractéristique de la cellule utilisée :

$$T_{brut,PV} = T_{amb} + h_{Ross}G \quad \text{Eq.A9.9}$$

La puissance électrique nette fournie est alors calculée à partir de l'équation Eq.A9.10 où intervient le rendement de l'onduleur $\eta_{onduleur}$ indispensable pour convertir le courant continue fournie par la cellule en courant alternatif. Celui-ci dépend de sa puissance nominale et de la puissance électrique à convertir. Il est donné par l'équation Eq.A9.11

$$P_{net,PV} = \eta_{PV,brut} \cdot \eta_{onduleur} \cdot S_{PV}G \quad \text{Eq.A9.10}$$

$$\eta_{onduleur} = \eta_{nominale,onduleur} \cdot \left(1 - \exp\left(-\frac{P_{brut,PV}}{0.06P_{nominale,onduleur}}\right)\right) \quad \text{Eq.A9.11}$$

Le rendement électrique du capteur photovoltaïque de surface SPV sous un ensoleillement G est alors donné par :

$$\eta_{elec} = \frac{P_{net,PV}}{S_{PV} \cdot G} \quad \text{Eq.A9.12}$$

Pour la partie thermique, la puissance $P_{pan,th}$ transmise au fluide caloporteur circulant dans un capteur plan de surface S_{pan} est calculée à partir de l'équation Eq.A9.13 équivalente à celle déjà donnée sur la Figure A7.1. Celle-ci dépend de deux paramètres B_{pan} et K_{pan} , caractéristiques du capteur solaire et généralement donnés par les constructeurs.

$$P_{pan,th} = S_{pan}(B_{pan}G - K_{pan}(T_{pan} - T_{amb})) \quad \text{Eq.A9.13}$$

T_{pan} est la température de fonctionnement du capteur thermique, elle est généralement prise égale à la température moyenne du fluide caloporteur (eau+antigel) dans le capteur :

$$T_{pan} = \frac{T_{in,eau} + T_{out,eau}}{2} \quad \text{Eq.A9.14}$$

A9.4 Caractéristiques des capteurs photovoltaïques et plans utilisés

Les caractéristiques des capteurs photovoltaïques (PV) et plans utilisées pour les simulations sont données dans le Tableau A9.1 [3]. Le capteur PV choisi, BP 585F, du constructeur BP solar est du type mono-cristallin à haut rendement. Il est associé à un onduleur d'une puissance nominale de 10 (Vignola) ou 12 kW_e (Odeillo) d'un rendement nominal de 95 %. Le capteur plan utilisé (Clipsol TGD) est quant à lui typique d'une installation collective.

<i>capteurs photovoltaïques (BP 585F)</i>	
type	mono-cristallin
surface d'un module	0.45 m ²
puissance nominale (STC)	85 W _e
rendement η_{STC}	15.4 %
coefficient de température α_{STC}	-0.062 %. ^o C ⁻¹
coefficient de Ross h_{Ross}	0.028 °C.W ⁻¹ .m ⁻²
prix d'un module	470 €
<i>capteurs thermiques (Clipsol TGD)</i>	
type	plan
surface d'un module	0.463 m ²
facteur optique B_{pan}	0.7
coefficient de pertes thermiques K_{pan}	4.21 W.m ⁻² .K ⁻¹
prix	368 €.m ⁻²

Tableau A9.1 : Caractéristiques techniques des capteurs photovoltaïques et plans utilisés

A9.5 Bibliographie de l'annexe A9

[1] M. TARDIEU ALAPHILIPPE, *Recherche d'un nouveau procédé de conversion thermodynamique de l'énergie solaire, en vue de son application à la cogénération de petite puissance*, Thèse de doctorat, Université de Pau et des pays de l'Adour, décembre 2007

[2] W. DURISH, B. BITNAR, J.C. MAYOR, H. KIESS, K.LAM, J.CLOSE, *Efficiency model for photovoltaic modules and demonstration of its application to energy yield estimation*, Solar energy materials & solar cells 91, 79-84, 2007

[3] www.solar-shop.com

Annexe A10 Facteur carbone de l'électricité en Corse

Que ce soit dans une centrale à charbon, nucléaire, avec une éolienne ou un barrage, l'électricité est toujours produite à partir d'énergie dite primaire (pétrole, gaz, nucléaire, solaire...). Pour calculer le « contenu en équivalent carbone » d'un kWh électrique fourni à l'utilisateur, il serait nécessaire, dans l'idéal, de tenir compte de l'énergie primaire utilisée pour produire un kWh en sortie de centrale, des émissions en amont liées à la mise à disposition de cette énergie primaire à la centrale électrique, des émissions qui ont été engendrées par la construction de l'installation de production et des pertes en ligne sur le réseau électrique, car l'énergie perdue a bien entendu conduit à des émissions lors de sa production.

L'électricité est produite avec des énergies primaires qui sont très variables d'un pays à un autre. Il en résulte que le « contenu moyen en gaz à effet de serre » d'un kWh électrique produit est lui aussi très variable d'un pays à l'autre. On trouve dans la littérature, pour le cas de la France, des valeurs de facteur d'émission comprises entre 40 et 180 grammes équivalent de $\text{CO}_2.\text{kWh}_e^{-1}$, selon la méthode de calcul choisie et les intérêts personnels de l'organisme diffusant le résultat. Nous prendrons dans cette thèse une valeur moyenne de $110 \text{ g}_{\text{CO}_2}.\text{kWh}_e^{-1}$ pour l'électricité produite en France.

L'électricité produite en Corse provient d'installations thermiques (au diesel) et hydrauliques installées sur l'île, d'une contribution du continent italien via le câble continu SACOI qui relie la Sardaigne à l'Italie, et de quelques éoliennes. Le Tableau A10.1 donne la part de chaque filière dans la production d'électricité en Corse sur la période 1998-2003. De plus, des analyses de cycles de vie réalisés par EDF [2] donnent des valeurs moyennes d'émissions en $\text{g}_{\text{CO}_2}.\text{kWh}_e^{-1}$, en fonction du type de production électrique. Si les énergies hydrauliques et éoliennes sont très peu émettrices (de l'ordre de $5 \text{ g}_{\text{CO}_2}.\text{kWh}_e^{-1}$), les centrales thermiques au diesel, elles, produisent en moyenne $860 \text{ g}_{\text{CO}_2}.\text{kWh}_e^{-1}$. En mixant ces données, on trouve un facteur carbone moyen pour l'électricité consommée en Corse de $580 \text{ g}_{\text{CO}_2}.\text{kWh}_e^{-1}$, valeur très élevée due aux deux centrales au diesel et aux importations d'Italie.

Type	part (Corse)	part (France)	facteur carbone ($\text{g}_{\text{CO}_2}.\text{kWh}_e^{-1}$)
Nucléaire	0	78	5
thermique	55 %	11	850
renouvelable	24 %	11	5
Import Italie	21 %	0	510

Tableau A10.1 : Electricité en Corse et en France (valeurs moyennes)

[1] G. NOTTON, C. CRISTOFARI, P. POGGI, P. OBERTI, *Contexte insulaire de la production d'énergie électrique : Corse, île des énergies renouvelables?*, Editions techniques et économiques, Revue de l'énergie 564, 78-81, 2005

[2] <http://servicepublic.edf.com/>