

**Programme de recherche:**  
**Solaire thermique et stockage de chaleur**

**SPS :**  
**Projet d'une minicentrale pilote**  
**électro-thermo-solaire**  
**de 10 kWe**

**Partie A:**  
**Centrale solaire hybride**

Préparé par  
**Malick Kane, Frédéric Brand**  
**Prof. Daniel Favrat**  
**EPFL-DGM-LENI**  
**1015 Lausanne**

Sur mandat de  
**l'Office fédéral de l'énergie**

Décembre 1999

Rapport final

---





ÉCOLE POLYTECHNIQUE  
FÉDÉRALE DE LAUSANNE

Laboratoire d'énergétique industrielle

**Mini-centrale électro-thermo-solaire  
hybride**

Malick Kane

Rapport LENI N° 99.07 i

Décembre 1999

<b>1. AVANT PROPOS</b>	<b>1</b>
<b>2. GÉNÉRALITÉS</b>	<b>2</b>
<b>3. CENTRALE HYBRIDE</b>	<b>3</b>
3.1 CHOIX TECHNOLOGIQUES	3
3.2 CONCEPT GLOBAL	4
3.3 ASPECTS D'INTÉGRATION	5
<b>4 CARACTÉRISTIQUES DES COMPOSANTS</b>	<b>7</b>
4.1 UNITÉ DE CYCLES ORC SUPERPOSÉS	7
4.2 UNITÉ MOTEUR DE COGÉNÉRATION	8
4.3 UNITÉ DE CORPS DE CHAUFFE ÉLECTRIQUE	9
<b>5. MESURES ET FONCTIONNEMENT DE L'UNITÉ DE CYCLES SUPERPOSÉS</b>	<b>11</b>
5.1 CONDITIONS DE MESURES	11
5.2 TESTS DE PERFORMANCES	12
5.3 TEST DE ROBUSTESSE DE FONCTIONNEMENT	15
5.4 OBSERVATIONS SUR L'HUILE DE LUBRIFICATION	18
<b>6. CONCLUSIONS</b>	<b>21</b>
<b>7. ANNEXES</b>	<b>23</b>
<b>8. BIBLIOGRAPHIE</b>	<b>24</b>

## 1. Avant propos

Dans le cadre des projets précédents, le LENI en collaboration avec COGENER et avec le support de l'Office Fédérale de l'Energie (OFEN) a étudié le concept d'une centrale électro-thermo-solaire de 10 kWe. Cependant l'analyse des coûts globaux de la centrale, dimensionnée à la base pour fonctionner avec du solaire seul, avait conduit à l'option d'une réduction de la taille du champ de capteurs solaires à 96.4 m<sup>2</sup> au lieu des 159 m<sup>2</sup> initialement prévus. Le cycle thermodynamique de conversion devait être réadapté en tenant compte d'une source d'appoint thermique pouvant garantir la disponibilité de puissance. D'où l'idée de réaliser une hybridation au moyen d'une unité moteur de cogénération qui, de toute façon, représente une des voies parmi les plus prometteuses d'introduction du solaire par la production d'électricité.

Le présent projet vise deux points essentiels. D'une part développer des outils de recherche nécessaires pour le développement d'un système solaire énergétique intégré, et d'autre part valoriser ces outils dans le cadre d'une unité pilote de **centrale hybride** (HSPS : Hybrid Solar Power System) permettant de mesurer ses performances et de caractériser son potentiel d'amélioration.

Différentes études (modélisation des composants, méthode de dimensionnement, programme Solar Power System...) présentées en détail dans le rapport précédent intitulé **CSIP3 : Projet détaillé d'une minicentrale pilote électro-thermo-solaire de 10 kWe [1]** ne seront pas reprises.

L'analyse du concept global de la centrale hybride a été présentée dans le cadre de la conférence **CISBAT99, Concept d'une mini-centrale électro-thermo-solaire hybride adapté au pays en voies de développement [2]**. La description de certaines parties de cette publication (la machine thermique, l'unité de cogénération...) sera complétée avec des supports techniques présentés en annexes. Pour les aspects du champ de capteurs, nous faisons référence au rapport fourni par COGENER<sup>1</sup>.

---

<sup>1</sup> Rapport partie A rédigé par COGENER, Capteur CEP3.

## 2. Généralités

Une centrale solaire hybride est à la base une centrale solaire thermique constituée d'un système solaire de production de chaleur (source chaude) qui alimente des turbines dans un cycle thermique de production d'électricité. L'hybridation consiste à utiliser un système actif d'appoint à combustible fossile qui permet d'assurer la disponibilité de puissance en période de rayonnement solaire insuffisant. L'idée clef est que les combustibles fossiles constituent le moyen de stockage de loin le plus économique par rapport au stockage thermique ou électrique à l'aide de batteries dont la capacité et le recyclage sont notoirement problématiques.

Une telle intégration présente l'avantage de pouvoir égaliser les fluctuations en jouant sur la souplesse de l'unité de cogénération à combustible fossile. En revanche, l'optimisation du dimensionnement et des séquences opérationnelles de composants technologiques variés avec des niveaux exergétiques d'apport différents, ne sont pas élémentaires et font intervenir un nombre élevé de facteurs. Par ailleurs et pour les petites puissances considérées, les contraintes de maintenance conduisent, de préférence, à des systèmes hermétiques au niveau de l'unité de puissance, chargés en fabrique, permettant de limiter les interventions sur site.

Il s'agit également de trouver un compromis entre:

- le pourcentage d'apport solaire et d'apport fossile en fonction de la courbe de charge et des objectifs environnementaux recherchés,
- l'augmentation d'efficacité thermodynamique et les pertes croissantes des capteurs aux températures élevées
- L'efficacité énergétique et la complexité de la régulation (robustesse d'utilisation)

La présente discussion portera essentiellement sur des petites centrales (HSPS : Hybrid Solar Power System) de quelques kWe à quelques dizaines de kWe. Ce type de système solaire énergétique intégré, peut également inclure d'autres services comme la réfrigération et se prête bien à la cogénération domestique.

### 3. Centrale hybride

La conception de la centrale est fortement basée sur des critères de performance (bonne caractéristique d'efficacité). Sa réalisation repose néanmoins sur un certain nombre de contraintes (et/ou de critères) souvent liés aux caractéristiques techniques de fonctionnement de ses composants mais aussi au contexte du projet SPS. Nous nous proposons ici de décrire les différentes options technologiques en tenant compte des aspects d'intégration des différentes unités.

#### 3.1 Choix technologiques

La problématique exposée ci-dessus, a conduit à faire les choix de conception suivants :

- Capteurs à concentration qui s'imposent lorsque, comme c'est le cas ici, des températures supérieures à 150°C sont souhaitables. Par ailleurs, la recherche de robustesse et de simplicité de fabrication conduit au développement et à l'utilisation de capteurs plats (CEP). Ces capteurs sont constitués de lamelles réfléchissantes judicieusement inclinées, avec moindre résistance au vent et remplacement aisé des lamelles. Le tube capteur est sous vide afin de limiter les pertes et de mieux explorer les possibilités d'exploitation ultérieures à plus haute température.
- L'utilisation d'expandeurs-générateurs volumétriques hermétiques de type "scroll" qui fonctionnent dans le cadre de cycles de Rankine à fluide organique (ORC). Cependant, dans les gammes de puissance en question, les turbines de type dynamique à vapeur sont insatisfaisantes. D'autre part, les impératifs économiques imposent autant que possible le choix de composants à large diffusion ce qui est le cas de la majeure partie des composants des turbines volumétriques scroll considérées dans notre approche. Ces turbines, moyennant une gestion d'huile adéquate sont peu sensibles aux coups de liquide et permettent une alimentation occasionnellement en régime biphasique. Ces turbines ont cependant des régimes de fonctionnement optimums dans des gammes de pressions (25 à 3 bars) et de rapports de pression restreints (typiquement inférieurs à 8). Si l'on considère qu'il est essentiel de conserver une marge d'amélioration future de cycle vers des températures d'évaporation plus élevées que les 150 degrés envisagés à ce stade, ces contraintes de turbines nous conduisent au choix de :

- Cycles ORC superposés avec évaporateur-condenseur intermédiaire permettant grâce à l'utilisation de deux fluides différents de rester dans les gammes d'opération optimales des turbines. Cette solution vise également à réduire le volume des équipements à basse température en comparaison avec un cycle monofluide bi-étagé qui serait l'alternative possible.
- Moteur Diesel à cogénération : Le choix d'utiliser un moteur Diesel est motivé par les aspects de rendement (nominal et en charge partielle) en raison de la nécessité de fonctionner fréquemment à charge partielle avec une bonne caractéristique de performance. D'autre part les groupes diesel de génération d'électricité sont extrêmement répandus à travers le monde et notamment dans les principaux marchés potentiels de ces systèmes intégrés. D'autres technologies notamment les turbines à gaz de faible puissance qui commencent à apparaître sur le marché pourraient être considérées dans le futur pour des unités proches de la centaine de kW. Les unités moteurs Diesel ou Otto permettent une récupération de chaleur à deux niveaux. Le niveau supérieur d'évaporation du cycle haute température pour la majeure partie de l'énergie des gaz de combustion et le niveau intermédiaire d'évaporation du fluide du cycle basse température pour l'énergie de refroidissement du moteur.

### 3.2 Concept global

La figure suivante représente le schéma hydraulique simplifié de l'ensemble de la centrale.

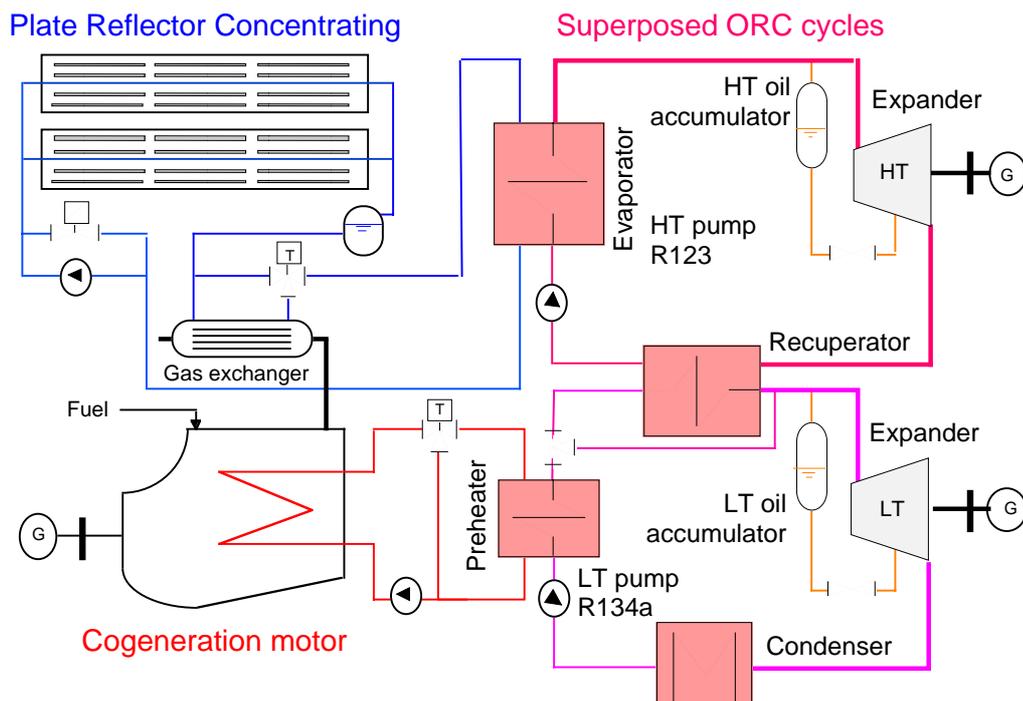


Fig.3.1 : Circuit hydraulique simplifié

Pour cette installation prototype le fluide choisi pour le cycle supérieur est le R123. La vapeur de réfrigérant R123 produite est détendue dans une turbine scroll à haute température (étage supérieur HT), puis refroidie et liquéfiée dans un condenseur assurant l'évaporation et la surchauffe du fluide R134a. Le liquide R123 est, par la suite, repris par une pompe pour alimenter l'ensemble des éléments constituant le cycle supérieur.

Au niveau du cycle inférieur, le choix s'est porté sur le R134a: Les vapeurs de réfrigérant R134a sont détendues dans la turbine scroll de l'étage inférieur (LT). Après condensation dans un échangeur à eau de refroidissement (condenseur) fixant la pression de condensation, le liquide R134a est repris par une pompe, puis envoyé vers un échangeur placé sur le circuit eau de refroidissement du moteur qui assure son préchauffage.

Pour ce prototype, l'huile de lubrification des expandeurs circule avec le fluide de travail. Et ceci, contrairement au système testé antérieurement avec pompage séparé d'huile de lubrification. Un séparateur en fin d'évaporateur permet ensuite d'alimenter les paliers par simple différence de pression. Cet arrangement permet de travailler plus aisément en turbine à condensation.

### **3.3 Aspects d'intégration**

Selon les cas, plusieurs options d'intégration peuvent être considérées. Le choix de la taille du moteur dépend des opérations et donc de la durée d'utilisation de la centrale. Dans le cadre du projet SPS, il a été choisi une petite unité de 15 kWe pour compléter le solaire et sans possibilité de fonctionner la nuit.

La figure 3.2 suivante illustre les composites pour un cas de fonctionnement avec 50 kWth d'apport solaire et pour un fonctionnement en régime nominal du moteur Diesel.

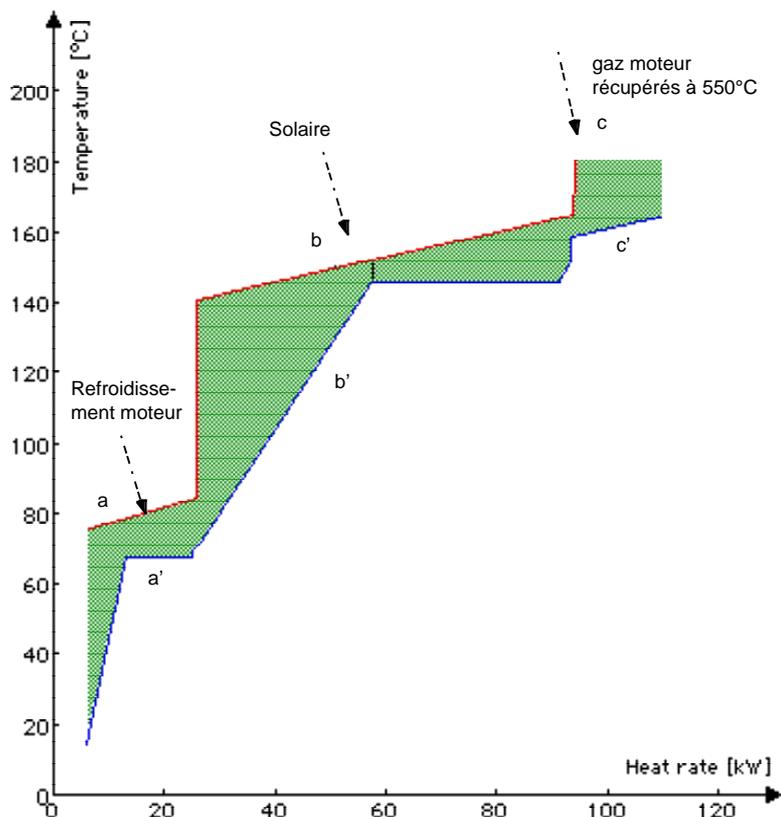


Fig.3.2 : Diagramme de composites obtenu avec intégration d'un moteur diesel de 15 kWe (cas avec apport solaire de 50 kWth)

Ces composites illustrent bien les principaux éléments d'intégration énergétique, à savoir:

- (a et a') : récupération de 19.5 kWth à environ 75°C sur l'eau de refroidissement du moteur et évaporation à 68°C d'une partie du fluide du cycle inférieur.
- (b et b') : évaporation à 145°C du fluide du cycle supérieur par le fluide caloporteur solaire (chauffé par apport solaire et par apport des gaz de combustion)
- (c et c') récupération de 15 kWth de 550°C à 160°C sur les gaz de combustion du moteur pour le chauffage complémentaire du fluide caloporteur solaire

Il va sans dire que ces composites se modifient en fonction des variations du rayonnement solaire et de la charge du moteur pour répondre à la demande.

## 4 Caractéristiques des composants

### 4.1 Unité de cycles ORC superposés

La figure 4.1 suivant montre le système de conversion thermodynamique utilisé au sein de la centrale. La description technique des différents composants ainsi que les options de réalisation se trouvent en annexes L1 et L2.

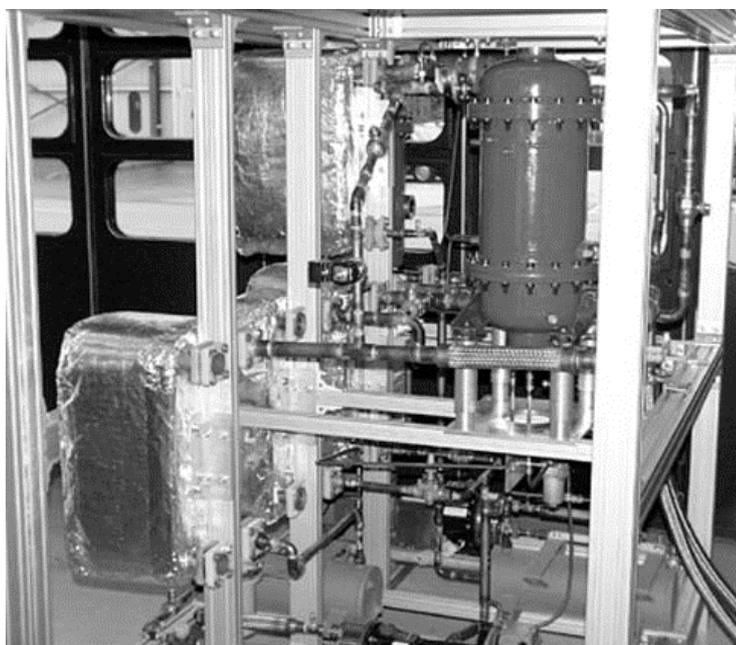


Fig.4.1 : cycles de Rankine superposés

<p><u>Cycle HT:</u></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Unité turbine scroll d'une puissance maximale de 5 kWe (cylindrée : 53 cm<sup>3</sup>, rapport de volume installé de 2.3)</li> <li>• Fluide organique : R123 évaporé entre 140°C et 150°C</li> <li>• Pouvant fonctionner avec plusieurs types de sources</li> </ul>	<p><u>Cycle BT :</u></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Unité turbine scroll d'une puissance maximale de 8 kWe (cylindrée : 72 cm<sup>3</sup>, rapport de volume installé : 2.3)</li> <li>• Fluide organique : R134a évaporé entre 60°C et 70°C</li> <li>• Source de refroidissement : eau à 7°C</li> </ul>
--	---

Cette machine a été conçue de manière à pouvoir fonctionner avec plusieurs types de sources et ceci pour des applications à basses et moyennes puissances :

- Valorisation des rejets thermiques industriels
- Utilisation de l'énergie solaire pour l'entraînement direct de pompes d'irrigation dans les pays en développement
- Cogénération domestique (électricité-chaleur)
- Entraînement direct de compresseurs et systèmes de réfrigération

#### 4.2 Unité moteur de cogénération

La figure 4.2 suivante montre le groupe de cogénération utilisé au sein de la centrale. Il est équipé d'un moteur diesel Lombardini FOCS LDW 903 prévu pour des utilisations industrielles. La description technique des différents composants ainsi que les options de réalisation se trouvent en annexes L3.



Fig.4.2 : Unité moteur de Cogénération

<p><u>Partie mécanique :</u></p> <ul style="list-style-type: none"><li>• <b>moteur diesel Lombardini FOCS LDW 903 accouplé à un générateur asynchrone triphasé</b></li><li>• Trois cylindres en ligne refroidie par eau de 916 cm<sup>3</sup></li><li>• Energie électrique active à 400V et 50Hz pour une puissance maximale de 15 kWe</li></ul>	<p><u>Partie thermique :</u></p> <ul style="list-style-type: none"><li>• Récupération d'une puissance maximale de 15 kWth à haute température (550°C) et sur les gaz d'échappement</li><li>• Récupération d'une puissance maximale de 19.5 kWth à moyenne température (75-90°C) et sur le circuit de refroidissement</li><li>• Système de régulation autonome</li></ul>
--	---

Cette machine a été conçue dans l'hypothèse de la présence d'un réseau électrique. Cependant, un fonctionnement en îlot est possible moyennant des modifications minimales sur la programmation du système de contrôle.

#### 4.3 Unité de corps de chauffe électrique

La figure 4.3 suivant montre le groupe de corps de chauffe électrique utilisé comme supplément d'apport thermique au sein de la centrale.



Fig.4.3 : Apport thermique supplémentaire

<u>Corps de chauffe :</u> <ul style="list-style-type: none"><li>• Deux corps de chauffe électriques d'une puissance maximale de 16 kWth, commandé chacun par des hacheurs de phase)</li><li>• Système de régulation de température complètement autonome</li></ul>	<u>Circuit :</u> <ul style="list-style-type: none"><li>• Pompe à haute température (350°C) dont le débit est commandé par un variateur de fréquence</li><li>• Fluide caloporteur : huile thermique pouvant monter jusqu'à 350°C</li></ul>
--	---

Cette machine a été essentiellement conçue pour tester les performances du capteur CEP11 et ceci pendant les phases précédentes du projet CSIP [1]. Cependant un certain nombre de modifications ont été effectuées pour l'adapter au contexte actuel du projet SPS.

## 5. Mesures et fonctionnement de l'unité de cycles superposés

### 5.1 Conditions de mesures

Le but des mesures, lors d'une étude de gestion d'une centrale solaire en charges partielles, est de trouver les points de fonctionnement qui maximisent ses performances en rapport avec les variations rapides du rayonnement solaire. Dans notre cas, seuls des essais en laboratoire du comportement des cycles superposés ont déjà été effectués et ce, avec de l'huile thermique chauffée par une chaudière électrique (mais sans appoint moteur). La température de chauffage ainsi que la puissance étaient modulables afin de simuler l'apport solaire thermique.

Les mesures portaient sur les puissances transformations au niveau de l'évaporateur en considérant d'une part un aspect quantitatif chiffré par les performances globales de la machine (efficacité, puissance électrique) et d'autre part un aspect qualitatif correspondant au comportement de la machine par rapport aux régimes fortement variables (marges de fonctionnement, paramètres de réglage, robustesse de fonctionnement).

L'installation était initialement remplie avec une concentration d'huile  $X_{oil}$  égale à 12% au niveau de chaque cycle. Un débitmètre en série avec un voyant placé sur la conduite d'huile permet de mesurer et de contrôler le débit d'huile injectée au niveau des paliers de chaque turbine. L'ouverture de la vanne est réglée pour un débit nominal de lubrification de l'ordre de 1 [l/min].

Ainsi, pour une température de fonctionnement fixée par la chaudière, le débit de chaque boucle principale est contrôlé par un variateur de fréquence de rotation de la pompe et ceci de manière à régler les conditions de fonctionnement réelles au niveau de chaque turbine. Pour l'ensemble des mesures, la pression de condensation du cycle inférieur est maintenue constante égale à 5 bars.

Les grandeurs mesurées étaient les pressions d'évaporation et de condensation des cycles inférieur et supérieur, les températures aux entrées et sorties des différents composants ainsi que la puissance électrique obtenue à la sortie de chaque génératrice (figure 5.1).

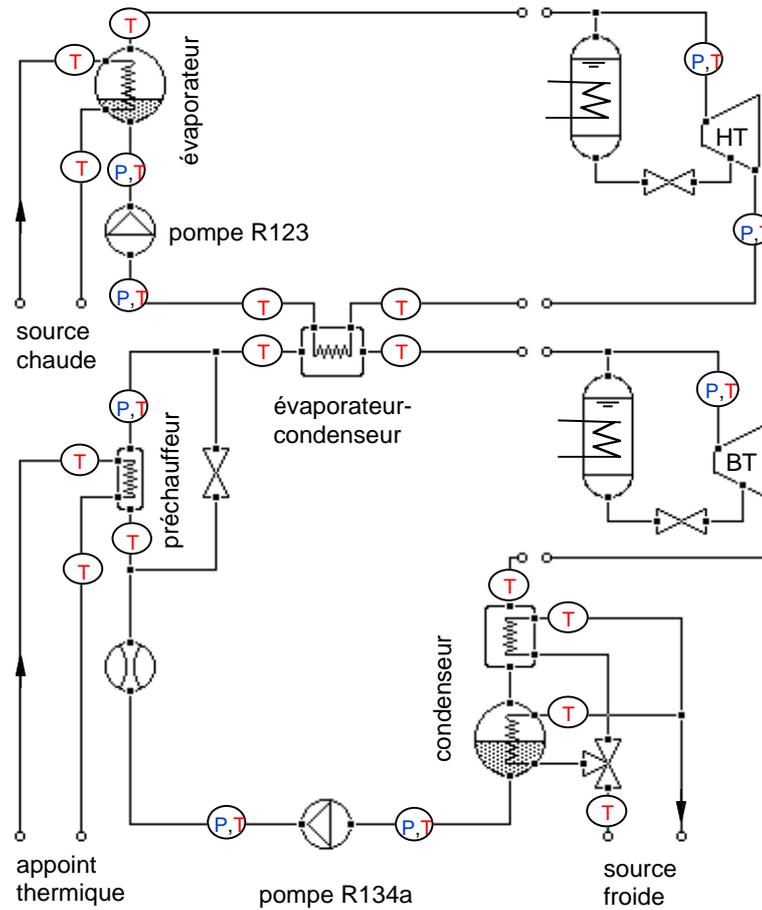


Fig.5.1 : Cycle de test de performance de la machine

Cette approche, malgré l'absence de débitmètres dans les circuits de réfrigérant, permet néanmoins de caractériser les performances globales et ainsi de vérifier le fonctionnement de la machine.

## 5.2 Tests de performances

Afin d'illustrer les performances de la machine sur une large plage de fonctionnement, nous considérons une série de mesure avec des conditions de température de la source chaude variables :

- température source chaude : 130..165 [°C]
- pression de condensation : 5 [bar]
- Concentration d'huile : 12 [%]

Les figures 5.2 et 5.3 illustrent les variations des performances globales en fonction de l'apport thermique et des conditions de température de la source chaude.

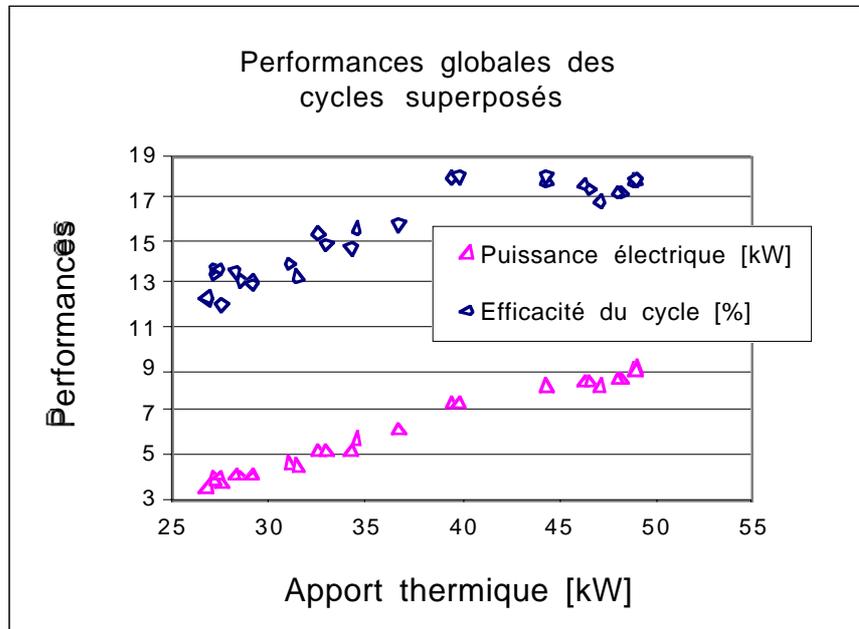


Fig.5.2 : Performances (efficacité, puissance électrique produite) des cycles superposés en fonction de l'apport thermique

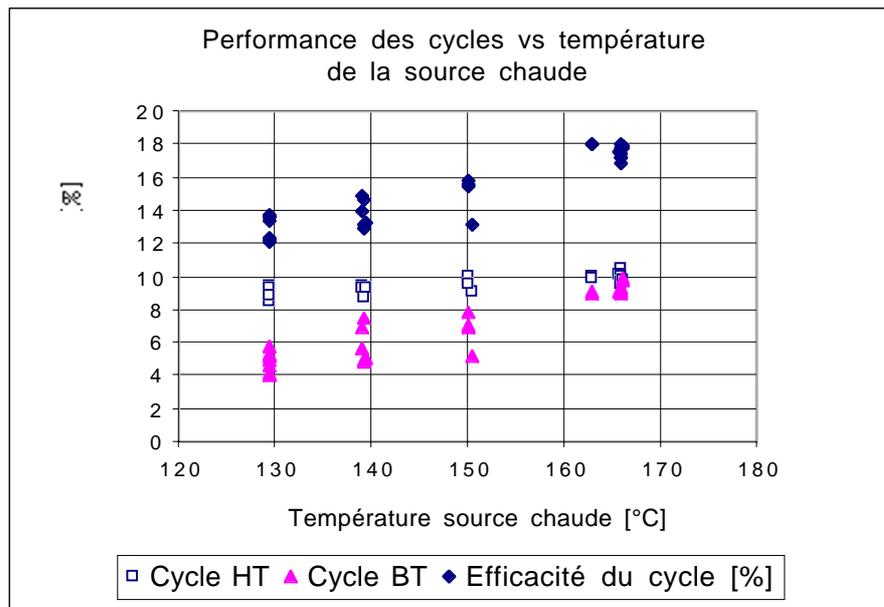


Fig.5.3 : Efficacité des cycles superposés en fonction de la température de la source chaude

L'efficacité du cycle, de l'ordre de 18% au maximum (soit 50% de rendement exergetique : efficacité/facteur de Carnot) est très satisfaisante si elle est comparée au 20% (soit 59% de rendement exergetique) obtenu avec des cycles superposés à turbines dynamiques d'une puissance environ cent fois supérieure [3]. La diminution de l'efficacité vers les plus faibles puissances met en évidence les pertes par un fonctionnement à pressions inadaptées de la turbine basse température (figure 5.4).

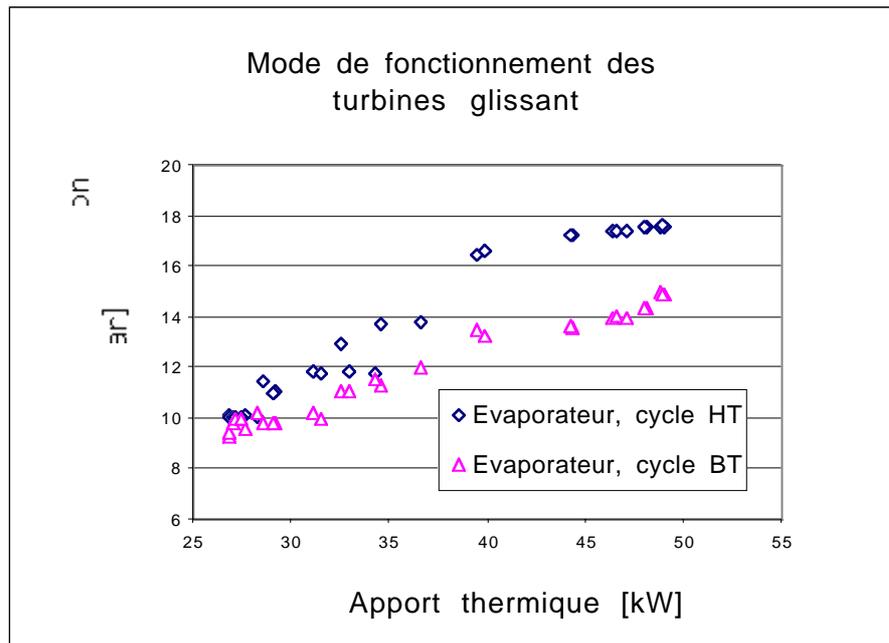


Fig.5.4 : Pressions d'évaporation des deux cycles en fonction de l'apport thermique

Il convient également de signaler que les deux turbines sont directement accrochées au réseau sans électronique intermédiaire de variation de vitesse. Ce mode de fonctionnement, même s'il s'avère avantageux par la simplification du système de réglage, implique une vitesse constante et donc des niveaux de pressions glissants en fonction de la charge. Une régulation de vitesse des turbines permettrait cependant de mieux optimiser les régimes de travail en améliorant encore l'efficacité à charge partielle.

La figure 5.5 montre les situations des points de fonctionnement sur la caractéristique de rendement des turbines.

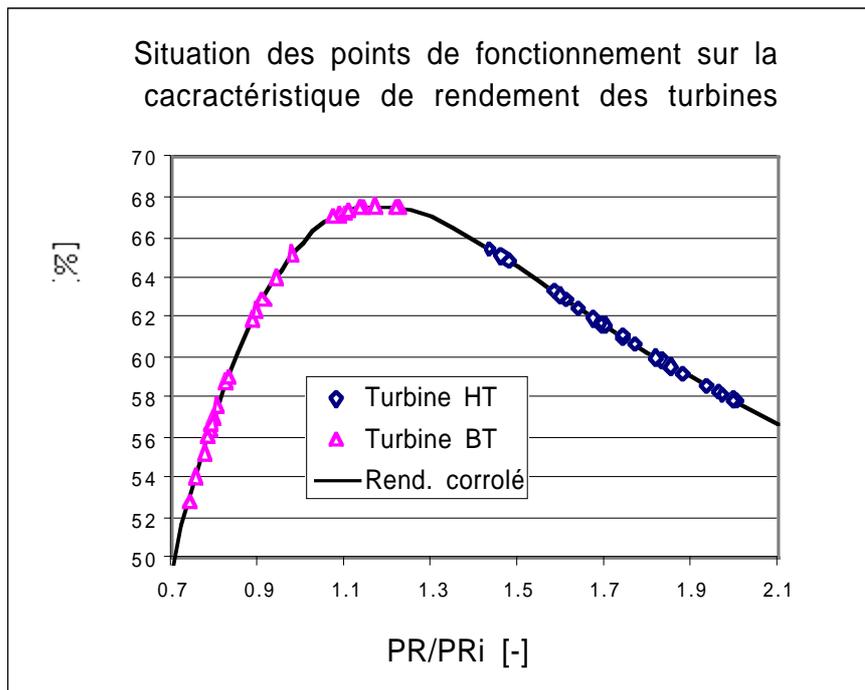


Fig.5.5 : Rendements et marges de fonctionnement des turbines haute et basse température

On peut également constater que le cycle à basse température fonctionne dans des conditions de rapport de pression moins adaptées que le cycle à haute température et ceci dans les zones à grandes charges partielles. Ceci s'explique d'abord par l'absence d'apport thermique moteur au cycle inférieur et compte tenu du surdimensionnement de la turbine BT et ensuite par le maintien, à valeur constante (5 bar), de la pression de condensation et ceci durant tous les essais.

### 5.3 Test de robustesse de fonctionnement

Afin d'étudier l'aspect qualitatif de robustesse de la machine, nous considérons des mesures avec un changement brusque de la température de la source chaude (de 165°C à 130°C). L'idée étant de déterminer la durée transitoire entre deux régimes permanents choisis, et ceci sans aucun élément de réglage des cycles (tous les régulateurs sont en mode manuel).

La figure 5.6 illustre les variations de la puissance électrique globalement produite et de la pression d'évaporation du cycle HT en fonction du temps. Cependant le système d'acquisition actuel ne permet pas de faire des mesures transitoires précises. Nous ne considérons ici que les mesures sur les

points stables avec des traits pointillés pour mettre en évidence la phase transitoire.

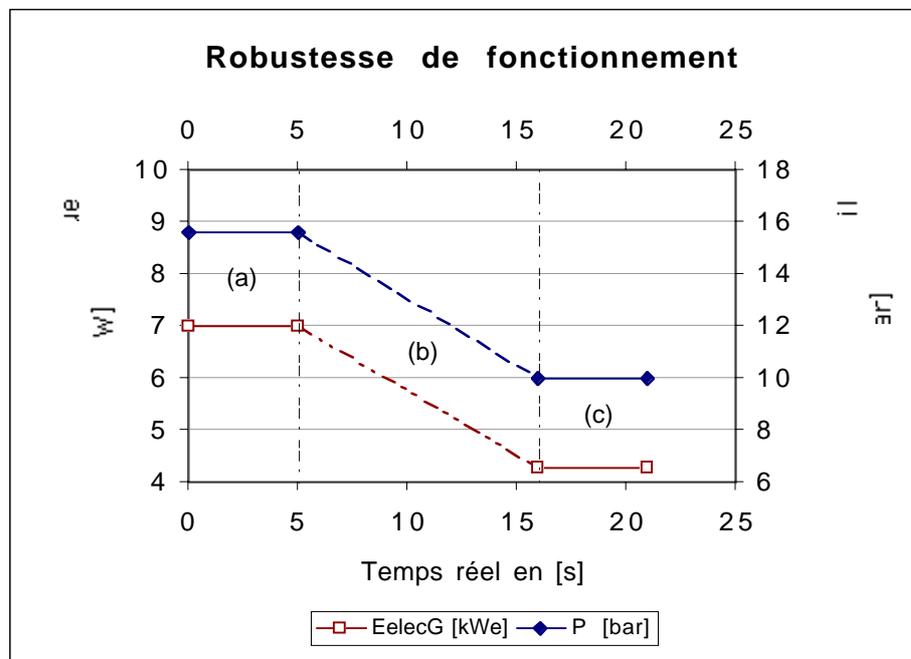


Fig.5.5 : Réponses du système suite à une variation brusque de la température de la source chaude (entre 165°C et 130°C)

On distingue sur ce graphe trois zones différentes :

- la zone (a) correspond à un fonctionnement stable caractérisé par une température de la source chaude de l'ordre 165°C. La puissance électrique produite est de 7 kW pour une pression d'évaporation du cycle supérieur de 16 bar
- la zone (b) correspond à un fonctionnement transitoire des cycles caractérisé par une réduction de l'ensemble des grandeurs de performance (température, pression, puissance...). La durée complète transitoire est de 11 secondes.
- la zone (c) correspond à un fonctionnement stable caractérisé par une température de la source chaude de l'ordre 130°C. La puissance électrique correspondante est de 4.3 kW pour une pression d'évaporation du cycle supérieur de 10 bar.

Nous constatons également que la durée des transitions sur les cycles correspond bien au temps de réglage de la chaudière (figure 5.7). Ce dernier inclut l'inertie sur l'ensemble du circuit d'huile chauffant. L'inertie thermique de la machine est cependant très faible (de l'ordre de quelques secondes).

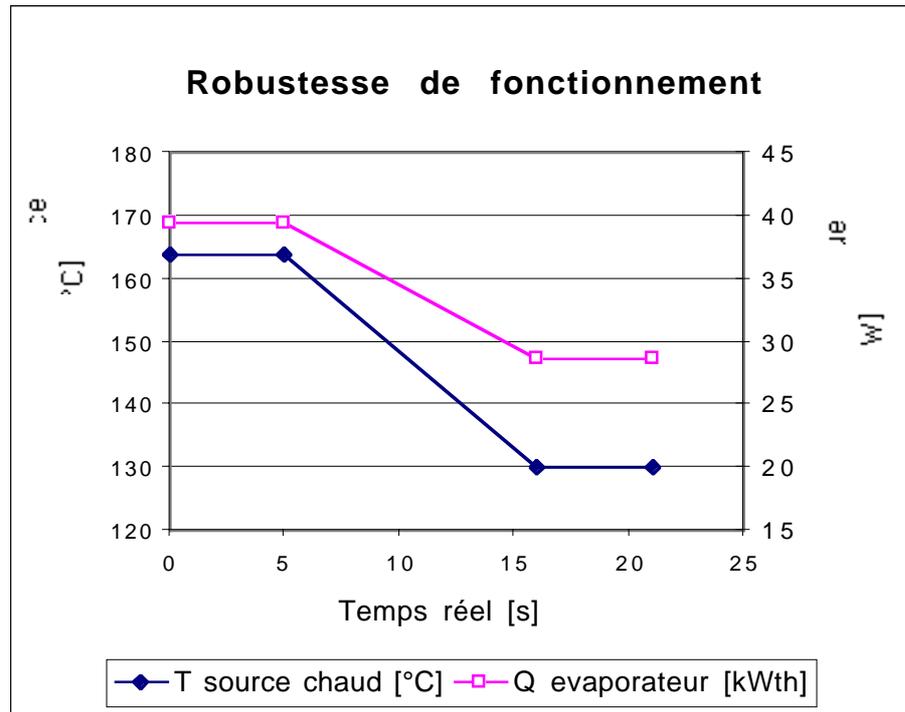


Fig.5.7 : Temps de réglage de la chaudière entre 165 $^{\circ}\text{C}$  et 130 $^{\circ}\text{C}$

Cette approche, malgré l'impossibilité de mesures précises sur le comportement transitoire de la machine, permet néanmoins de vérifier la rapidité de sa réaction face à une source solaire thermique et ceci avec une très grande robustesse. Elle apporte, en effet, des éléments de réglages quant aux stratégies de fonctionnement de la machine au sein de la centrale.

Cependant l'appariement des deux cycles est tel que les débits sont totalement indépendants. Mais les points de fonctionnement optimums peuvent être donnés en fonction de l'apport thermique. La figure 5.8 illustre les marges de débits de fonctionnement pour chaque cycle. Le réglage, par exemple, du cycle basse température pourrait se faire par une simple relation linéaire pendant les phases de charge partielle.

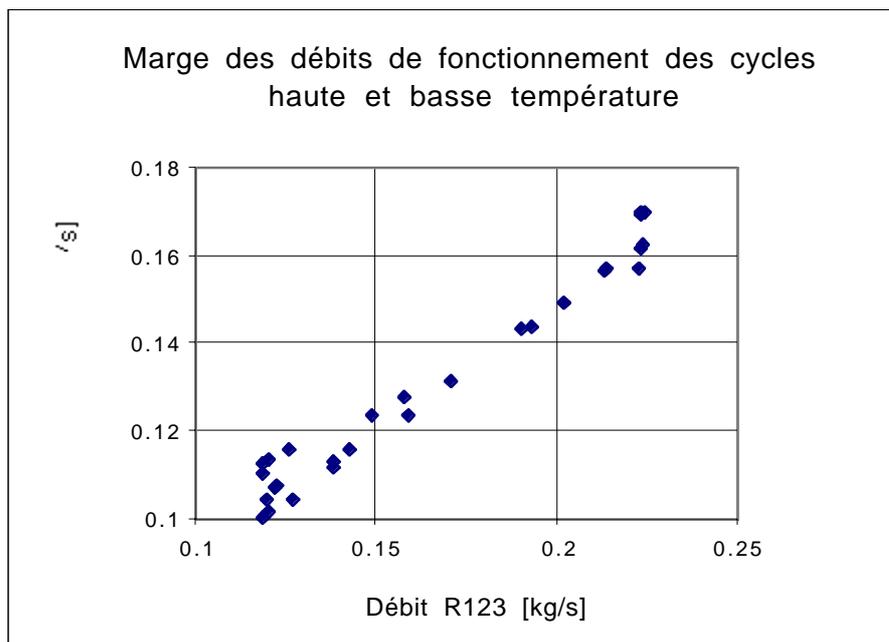


Fig.5.8 : Débits massiques de fonctionnement

#### 5.4 Observations sur l'huile de lubrification

Comme mentionné plus haut, la machine thermique fonctionne avec un nouveau système de lubrification des turbines. La description technique de ce système ainsi que l'ensemble de ces composants se trouve en annexe L2 de ce rapport. En effet, l'huile de lubrification mélangée avec le réfrigérant circule tout au long du cycle principal avant d'être séparée à la sortie de l'évaporateur. Cette situation provoque une élévation de température de saturation du mélange par rapport à celle du réfrigérant pur et surtout en fin d'évaporation.

La figure 5.9 suivante montre la courbe d'efficacité globale mesurée ainsi que celle calculée avec l'hypothèse d'un fluide de travail pur à l'évaporation.

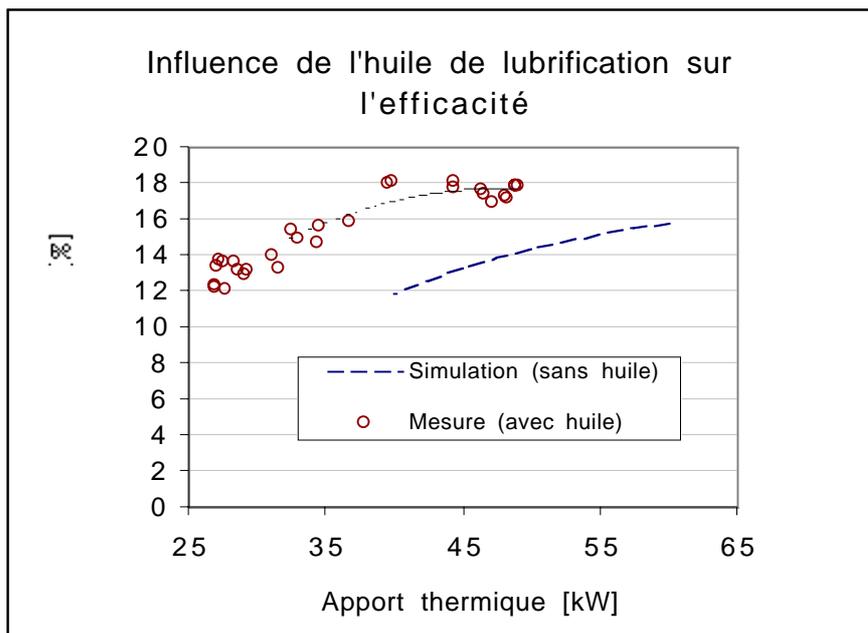


Fig.5.9 : Efficacités des cycles superposés en fonction de l'apport thermique

On constate que pour une même puissance thermique transférée à l'évaporateur (cycle HT), l'efficacité mesurée (avec l'huile à l'évaporation) est améliorée de près de 20% par rapport au cas sans huile. Ceci s'explique par deux choses :

- De meilleures conditions de température sont obtenues à l'entrée de la turbine. Celles-ci sont liées à la réduction de la capacité thermique (Heat Carrying Capacity) du mélange durant l'évaporation car une certaine proportion de réfrigérant liquide est maintenue en solution dans l'huile (on parle de réduction de la capacité de chauffage)
- La turbine accrochée au réseau électrique impose la pression de travail qui est d'autant favorable au cycle que la température est élevée (se référer à l'annexe L2 de ce rapport).

Il convient cependant de remarquer que la puissance maximale (de l'ordre de 50 kWth) pouvant être transférée à l'évaporateur est limitée par la présence d'huile. Ceci s'explique d'une part par la détérioration du coefficient de transfert et d'autre part par l'augmentation de la température à la sortie de l'évaporateur (diminution des pincements de l'échangeur). Cet inconvénient de réduction de la capacité spécifique de l'échangeur (puissance maximale transférée à l'évaporateur par unité de surface d'échange) est problématique surtout au niveau de l'évaporateur-condenseur.

La figure 5.8 suivante illustre les pincements au niveau de l'évaporateur-condenseur, avec ou sans huile et ceci pour des conditions de pressions identiques.

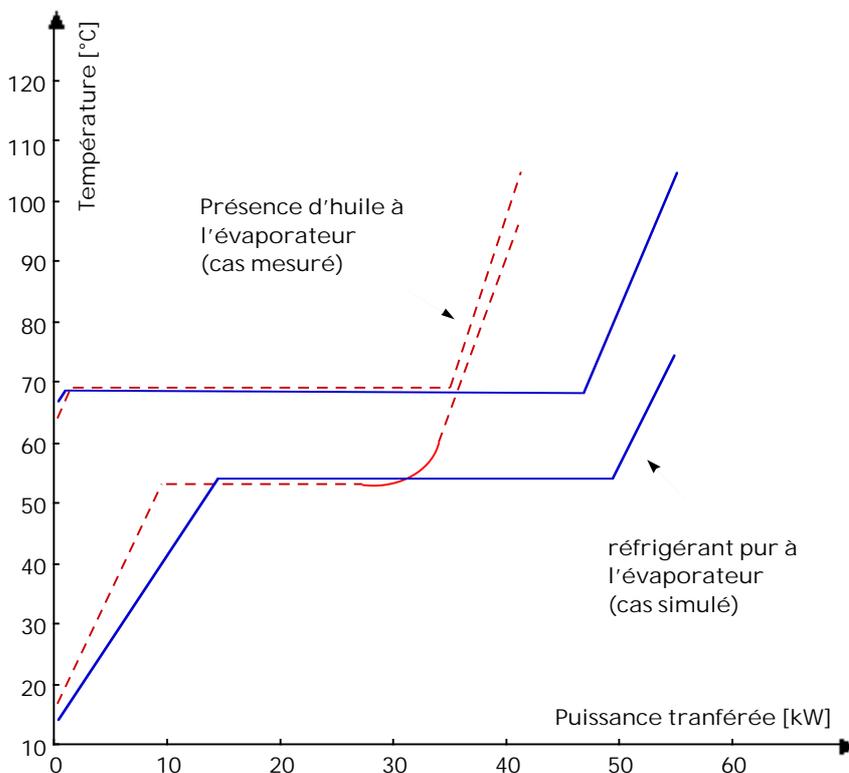


Fig.5.6 : Pincements au niveau de l'évaporateur-condenseur

En effet pour une surface d'échange installée de 12.54 m<sup>2</sup>, la capacité spécifique est de environ 3.4 kW<sub>th</sub>/m<sup>2</sup> contre une valeur initiale supérieure à 4.4 kW<sub>th</sub>/m<sup>2</sup> (soit une réduction de l'ordre de 22%). Cependant, des possibilités d'amélioration des performances des cycles existent et dépendent essentiellement du fonctionnement de l'évaporateur-condenseur. Il convient dans une phase ultérieure d'utiliser deux échangeurs physiquement distincts :

- l'un à plaque assurant le préchauffage et l'évaporation partielle du R134a jusqu'à un certain titre de réfrigérant
- l'autre tubulaire assurant la fin d'évaporation ainsi que la surchauffe à l'extérieur des tubes chauffants tout en tolérant de plus faibles pincements.

## 6. Conclusions

Une analyse complète d'un concept original d'une mini-centrale solaire hybride a été mise en évidence dans ce travail. L'ensemble de ces composants (capteurs solaires<sup>2</sup>, machine thermique de conversion, moteur de cogénération) a été conçu et réalisé dans le cadre du projet SPS.

Cependant, la machine thermique est constituée de deux cycles de Rankine superposés fonctionnant chacun à l'aide de turbine scroll avec une puissance totale installée de 12 kWe. Chaque turbine est dotée d'un nouveau système de lubrification dont la faisabilité a été expérimentalement démontrée. Ce dernier présente l'avantage d'être simple (sans organe de contrôle) et robuste (travaillant dans une large plage de fonctionnement). Néanmoins, l'efficacité de lubrification dépend du régime de fonctionnement.

L'unité de cogénération est constituée d'un moteur diesel de 15 kWe avec une récupération possible d'une puissance thermique de 34.5 kW (15 kWth sur les gaz d'échappement et 19.5 kWth sur le circuit de refroidissement). Il est doté d'un système de réglage autonome permettant de varier la charge en fonction de l'apport thermique solaire.

La conception de la centrale se fait dans un esprit de démonstration mais avec une approche expérimentale permettant de tester l'ensemble de ses composants. Ainsi l'intégration des différentes unités est en phase de réalisation et est en effet retardée par les tests sur les capteurs solaires et sur l'unité de cogénération. Les performances attendues en pointe sont de 12% pour le cycle solaire seul (puissance électrique/puissance solaire incidente), de 53% pour la centrale en se référant seulement au combustible fossile (puissance électrique totale/apport fossile) et de 22% pour le cycle global (puissance électrique totale/(puissances solaire+fuel)).

Les mesures déjà effectuées sur les cycles de Rankine superposés ont permis d'établir ses performances et de vérifier son bon fonctionnement sur une large plage. Pour cette gamme de puissance de quelques kWe, l'efficacité mesurée, de l'ordre de 18%, est particulièrement élevée en comparaison avec d'autres cycles fonctionnant à des niveaux de température comparables.

---

<sup>2</sup> Nous faisons référence au rapport partie B fourni par la société COGENER.

Ainsi, la machine testée moyennant un minimum d'effort de réglage est prête à fonctionner en tant que système de conversion thermodynamique au sein d'une centrale à moyenne et basse température.

Néanmoins, des possibilités d'amélioration des performances de la machine existent et dépendent essentiellement du fonctionnement de l'évaporateur-condenseur compte tenu du phénomène de réduction de la capacité spécifique d'échange. Celui-ci est lié à l'élévation de température du mélange réfrigérant-huile en fin d'évaporation. Des tests complémentaires en laboratoires peuvent être envisagés et porteront essentiellement sur l'influence de l'huile sur les performances du système mais aussi sur les paramètres de fonctionnement liés au couplage avec l'unité de cogénération.

L'approche proposée a l'avantage d'être évolutive car ce concept modulaire devrait, sans modification majeure, être adaptable à une évolution vers de plus hautes températures de fonctionnement au gré des progrès technologiques attendus en matière de turbines et de fluides notamment. L'intérêt de la nature modulaire des unités de puissance ne se limite de loin pas aux seules centrales solaires, mais devrait ouvrir de nombreuses perspectives en matière de valorisation d'énergie thermique résiduelle y compris, la cogénération domestique.

La réalisation de la machine thermique se fait également dans l'optique d'une solution commerciale qui vise à minimiser les coûts tout en réduisant l'effet d'encombrement causé par l'ensemble de ses composants. Une étude d'une solution de pompe, mécaniquement couplée avec l'arbre moteur de la turbine, pourrait être envisagée dans ce sens.

## **7. Annexes**

L1 : Machine thermique à deux cycles de Rankine superposés

L2 : Nouveau système de lubrification appliqué à une turbine scroll au sein d'un cycle de Rankine

L2 : Groupe de congénération

L4 : Publication CISBAT99

## 8. Bibliographie

- [1] Allani, Y., Favrat D., Kane M., Zanelli R. et al. : CSIP3, Projet détaillé d'une mini-centrale pilote électrothermosolaire de 10 kWe. Rappot final pour OFEN, (1997)
- [2] Kane M., Zanelli R., Favrat D., Allani Y., Glauser E. : Concept d'une mini-centrale électro-thermo-solaire hybride, Conférence Internationale Energie Solaire et Batiment, CISBAT'99, pp 103/108, Lausanne (1999)
- [3] VDI (Verein Deutscher Ingenieure): ORC-HP-Technology, Working fluid Problems. VDI-Verlag, (1984)
- [4] Bruk, R., Goebel, O., Koehne, R., Tamme, R., Trieb, F. : Avanced solar/fossil combined power plants. Proc. of the Int. Energy and Environment Conf, pp. 423-434, Changhai, (1998).
- [5] Kolb, G.J. : Evaluation of power production from the solar electric generating system at Kramer junction 1988 to 1993, Proc. ASME Int. Solar Energy Conf, pp. 499-504, Hawai, (1997).
- [6] Allani, Y., Favrat D., Ziegler K., Kane M. et al. : Project PAESI, phase II. Final Report, Dec, (1997)
- [7] Pilkington Solar International GmbH : Status Report on Solar Thermal Power Plants, ISBN 3-9804901 -0-6, January (1996).
- [8] Kane, M., Favrat, D. : Approche de conception et d'optimisation de centrale solaire intégrée à cycle combiné inspirée de la méthode du pincement (partie I: paliers de récupération). Int. J. Therm. Sci., Vol 38, No 6, pp 501-511, (1999).
- [9] Dagan, E., Muller, M., Lippke, F.: Direct Solar Steam Generation in Parabolic Trough Collecror. Plataforma Solar de Almeria, PSE Report, Almeria, (1992).
- [10] Goebel, O. : Modelling of Two Phase Stratified and Annular Flow in Heated Horizontal Tubes. Proc. Conversion Flow and Pool Boiling Conf. Kloster Irsee, (1997).

- [11] H.W. Price, D.D. Whitney, H.I. Beebe: SMUD Kokhala Power Tower Study. Proc. of the 1996 international Solar Energy Conference. San Antonio, Texas (1996), pp. 273-279
- [12] A. Worner, G. Brose, R. Buck, R. Tamme : Solar Reforming – Open and closed loop application. Workshop on the Use of Solar Energy, Tel Aviv (1995)
- [13] Favrat, D. : Concept de centrale électrothermosolaire alpine, CISBAT'95, EPFL (1995).
- [14] Allani, Y., Favrat D. : Concept Global d'une Nouvelle Centrale Solaire à Cycle Combiné Dual Fuel", Entropie, Vol. 27, No. 164/165 (1991)
- [15] Allani, Y., Favrat, D., Spakovsky, V. : CO2 mitigation through the use of hybrid solar-combined cycles. Third Int. Conf. on Carbon Dioxide Removal Technologies (ICCDR-3), MIT, Cambridge, USA. 1996.