
Programme de recherche :
Solaire thermique et stockage de chaleur

SPS :
Projet pilote d'une mini-centrale
électro-thermo-solaire

Partie A :
Centrale solaire hybride

Préparé par :
Diégo Larrain, Malick Kane
Prof. Daniel Favrat
EPFL-DGM-LENI
1015 Lausanne

Sur mandat de
l'Office Cantonal de l'énergie

1	Introduction.....	3
2	Centrale solaire hybride.....	3
2.1	Concept.....	3
2.2	Installation expérimentale.....	5
3	Essais sur les ORC.....	6
3.1	Résultats.....	6
3.2	Essais couplés au moteur.....	10
3.2.1	Essais couplés.....	10
3.2.2	Mesures sur les échangeurs :.....	12
3.2.3	Comportement transitoire des cycles :.....	13
4	Validation du concept :.....	13
5	Conclusion :.....	15

Résumé:

Cet rapport présente l'analyse et la démonstration d'un concept original de mini-centrale solaire hybride (HSPS : Hybrid Solar Power System) basé sur des expandeurs-générateurs volumétriques hermétiques de type "scroll" fonctionnant dans le cadre de cycles de Rankine superposés. La source chaude est fournie par des capteurs solaires à concentration à lamelles réfléchissantes extra-plats (CEP) et complétée par les rejets thermiques d'un moteur à cogénération. Les mesures en laboratoire effectuées sur les cycles de Rankine superposés ont permis d'établir les performances et de vérifier le bon fonctionnement de ce type de centrale sur une large plage de paramètres. Les essais sur site réel ont montré l'intérêt du concept même pour un fonctionnement à bas régime ainsi que la robustesse de ce fonctionnement en cas de variations importantes de l'apport thermique. Les performances atteintes sont satisfaisantes pour une centrale solaire hybride de cette gamme de puissance (25kWe) fonctionnant à des niveaux de relativement basse température de l'ordre de 165°C. L'efficacité de production en régime partiel est de l'ordre de 38.7% si l'on se réfère uniquement au combustible fossile (puissance électrique totale/apport fossile) et pourrait atteindre jusqu'à 51% en pointe solaire. Ces résultats sont d'autant plus encourageants que d'excellentes perspectives existent en matière d'augmentation du niveau supérieur de température. Cependant, des mesures complémentaires sont encore nécessaires pour explorer toute la plage de fonctionnement de la centrale complète.

Abstract:

This report presents a concept of mini-hybrid solar power plant integrating a field of solar concentrators, two superposed Organic Rankine Cycles (ORC) and a Diesel engine. Turbines for the Organic Rankine Cycles are hermetic scroll expander-generators. Sun tracking solar collectors are composed of rows of flat mirror bands (CEP) arranged in a plane, which focus the solar energy onto a collector tube similar to those used in SEGS plant in California. The waste heat from both the exhaust gases and block cooling of the thermal engine are also heat sources for the ORCs. Such units are considered to meet electricity, cooling and pumping needs of remote settlements in the sun belt areas or on special sites requiring low temperature heating such as swimming pools or greenhouses. The thermal engine guarantees a minimum level of both power and heat availability at night or during cloudy periods.

Laboratory tests, made with the superposed ORCs only, confirmed adequate operational characteristics with good performances over a broad range of conditions. A few preliminary tests on the site of the solar power plant when coupled with the engine confirmed a reasonable behavior and the interest of the concept even at part load or during sharp variations of the thermal supply. The performances are satisfactory for a hybrid solar plant of this power range (10 to 25 kWe) and working so far with rather low temperature solar supply (165°C). First Law electric efficiencies of conversion referred to the fossil fuel supply only (total electricity produced/fuel supply) are of the order of 38.7% at part load and up to 51% with peak solar radiation. These results are encouraging particularly when one considers that excellent prospects exist for further increasing the supply temperature. However further in-situ tests are required to fully explore the behavior and performance of the complete power plant over a broad range of conditions.

1 Introduction

Le concept de centrale solaire hybride existe pour des centrales de grandes puissances (aussi appelé ISCCS pour Integrated Solar Combined Cycle System). L'intérêt de ce concept est de combiner l'énergie solaire avec une conversion par la voie thermique et une centrale à énergie fossile afin d'assurer la disponibilité de l'électricité en toute heure et indépendamment des conditions d'ensoleillement.

Le projet SPS se propose de réaliser une mini centrale solaire hybride sur ce même concept. La puissance de la centrale est alors de l'ordre de la dizaine de kWe et pourrait être appliqué à l'alimentation de sites isolés dans les pays de la ceinture solaire.

Cette étude présente les résultats expérimentaux obtenus sur le prototype de centrale réalisé au LENI en collaboration avec la société COGENER (qui est plus spécifiquement responsable du champ de capteurs). Avant de terminer sur la validation du concept par des essais en situation réelle, l'étude montre les résultats obtenus avec les cycles de Rankine seuls (alimentés par chaudière à huile thermique de laboratoire) et la combinaison des cycles de Rankine et du moteur à cogénération. Mais pour commencer, un rappel du concept et de l'installation expérimentale disponible s'impose.

2 Centrale solaire hybride

2.1 Concept

Le concept de centrale solaire hybride comprend une centrale solaire thermique, convertissant en électricité la chaleur provenant de concentrateurs solaires, et un appoint à carburant fossile (ou à biocarburant). L'appoint permet de satisfaire la demande électrique nocturne et d'assurer le fonctionnement de la centrale solaire lorsque le rayonnement est trop faible (passage nuageux, léger voile, etc.). Ce concept permet donc de produire en permanence, la nuit ou lorsque les conditions météo ne sont pas optimales.

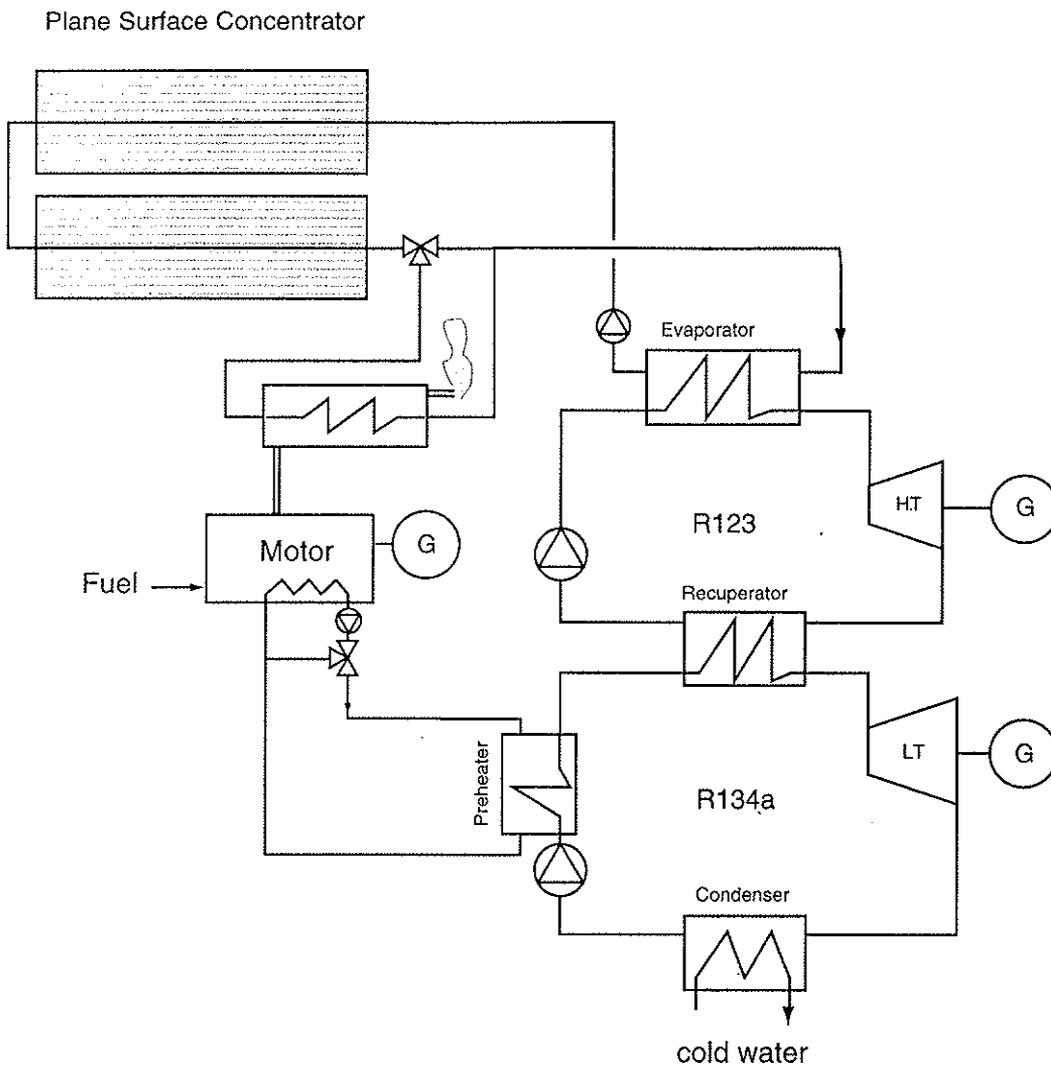


Figure 1: Schéma de la centrale SPS.

La centrale expérimentale construite au LENI comprend les composants suivants :

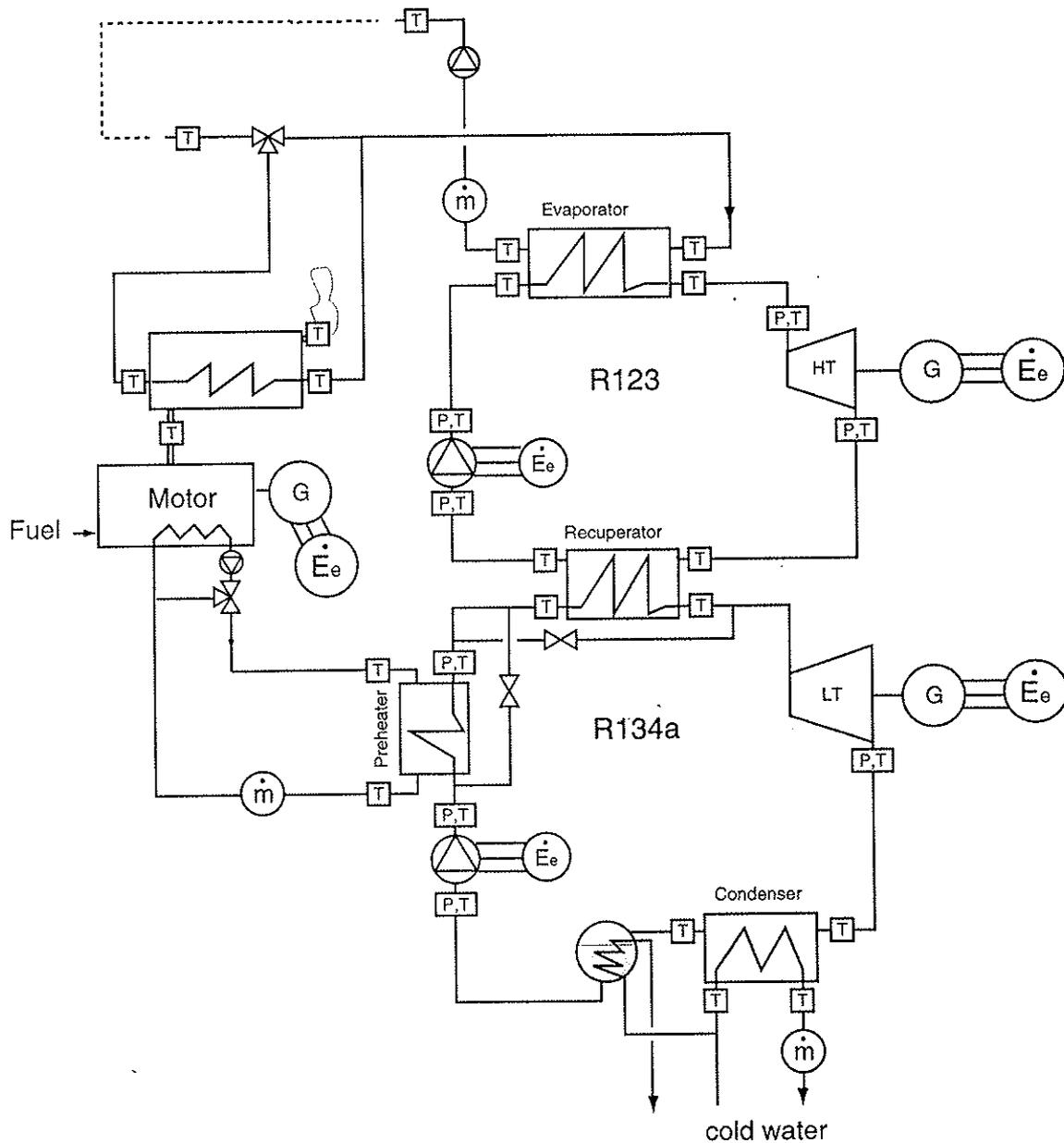
- deux cycles de Rankine à fluide organique (ORC) superposés à expandeur-générateurs hermétiques de type scroll
- un moteur Diesel à cogénération de 12 kWe.

Les cycles de Rankine sont superposés et travaillent avec des fluides de travail différents afin de s'adapter aux niveaux de température attendus et de travailler dans la plage de bon rendement des turbines. Les deux cycles sont couplés au niveau d'un évaporateur-condenseur. Le dimensionnement des cycles tient compte du fonctionnement avec couplage à un moteur. La turbine de plus grande puissance (volume d'admission plus élevé) est installée sur le cycle LT car ce cycle peut recevoir l'appoint thermique issu du fluide de refroidissement du bloc moteur en plus de la puissance obtenue au récupérateur (évaporateur-condenseur).

Le moteur à cogénération est un Diesel qui est équipé d'échangeurs de récupération de chaleur au niveau des gaz d'échappement et du liquide de refroidissement.

2.2 Installation expérimentale

Par rapport à l'étude antérieure, l'installation expérimentale a été améliorée avec notamment de nouveaux instruments de mesure permettant d'affiner les bilans et le suivi du fonctionnement des cycles.



• Figure 2: Schéma détaillé de l'installation avec les instruments de mesure installés.

Les nouveaux instruments sont les suivants :

- 2 wattmètres sur les pompes de réfrigérants (un sur chaque pompe)
- 1 débitmètre sur l'eau de refroidissement au condenseur, dans le cas de fonctionnement avec le moteur, il est utilisé pour mesurer le débit d'eau dans le circuit de refroidissement.

- 1 wattmètre sur la génératrice du moteur et des thermocouples sur l'échangeur de gaz d'échappement du moteur.

3 Essais sur les ORC

De nouvelles séries d'essais ont été réalisées cet été. L'objectif de ces essais était d'une part de vérifier et consolider les résultats obtenus l'année précédente, d'autre part de préparer le couplage des cycles de Rankine au moteur et aux capteurs solaires.

Les mesures effectuées l'année précédente ont malheureusement été entachées d'une incertitude importante au niveau de la mesure du débit d'huile (source chaude). Ce doute sur la qualité de cette mesure essentielle était de nature à mettre en cause les bilans et résultats obtenus jusqu'alors.

3.1 Résultats

Les mesures effectuées en laboratoire s'étendent sur une plage de température d'huile thermique de 120 à 165°C à l'entrée de l'évaporateur, ce qui correspond à des puissances thermiques de 38 à 65 kW. Ces puissances sont sensiblement plus importantes que celles constatées l'année précédente, la mesure de débit ayant été corrigée en fonction de nouveaux tests de calibration qui ont confirmé une sous-estimation du débit (0.8 kg/s mesuré pour 1.1 kg/s réellement calibré au débitmètre massique).

Expressions du rendement :

Le rendement η_1 (1er principe) des cycles de Rankine peut être exprimé de deux manières.

$$\eta_1 = \frac{\sum \dot{E}_{e \text{ turbine}}}{\dot{Q}_{\text{evap}} + \sum \dot{E}_{e \text{ pompes}}} \quad (\text{Efficacité énergétique})$$

$$\eta_1 = \frac{\sum \dot{E}_{e \text{ turbine}} - \sum \dot{E}_{e \text{ pompes}}}{\dot{Q}_{\text{evap}}} \quad (\text{Efficacité nette})$$

La première expression découle d'un bilan de premier principe admettant que l'énergie électrique de la pompe est fournie par le réseau [Borel, Thermodynamique et énergétique, PPUR 1984]. La deuxième expression considère que l'énergie électrique des pompes est en fait fournie par les turbines elles-mêmes. La différence entre les deux définitions est faible lorsque le niveau de rendement au sens du premier principe est relativement élevé et que la consommation relative des pompes est faible ce qui est le cas des centrales à vapeur courantes. Ce n'est cependant pas le cas ici et, dans la perspective de centrales de sites isolés, il est plus correct à notre sens d'utiliser la deuxième définition.

Les rendements au sens du premier principe attendus pour ce type d'installation sont relativement faibles étant donné le fait que la machine fonctionne à relativement basse température (maximum à 165°C). Dans ces conditions il est souvent intéressant d'exprimer

le rendement exergetique qui permet de mieux caractériser la mise en oeuvre de ces techniques.

Conditions expérimentales :

Les essais suivants ont été réalisés au laboratoire du LENI avec une chaudière à huile thermique, le débit de la chaudière étant quasiment constant (à 1.1 kg/s).

Les conditions des cycles de Rankine sont les suivantes :

Cycle HT	Cycle LT
26 kg de R123	20kg de R134a
2kg de SHC426(huile)	2.5kg de EAL 68 (huile)
0.5...0.6 l/min de débit d'huile	

Tableau 1: Inventaire de fluides et débit d'huile

La pression de condensation du cycle LT est réglée par le débit de refroidissement à la valeur de 5 bar en sortie de turbine. Cette valeur ne peut être baissée car le niveau de température du refroidissement ne le permet pas (le refroidissement se fait avec de l'eau à 7°C et la condensation à 5 bar correspond à 18°C).

Résultats :

Les résultats obtenus sur ces cycles de Rankine sont encourageants. En effet, si le rendement maximal est de l'ordre de 14%, il faut souligner que ces cycles travaillent à très basse température (165°C au maximum) pour des cycles moteurs et que par conséquent le rendement au sens du premier principe ne peut être très élevé (maximum théorique pour 165°C de l'ordre de 30% environ). Le rendement exergetique, qui fait lui intervenir le facteur de Carnot, est d'environ 40% ce qui est déjà raisonnable pour une installation qui fonctionne notamment avec des pompes non encore optimisées. Il faut de plus remarquer que la plage de fonctionnement est importante (de 3 à 10 kW électrique) et qu'à part pour les très bas régimes, les rendements exergetiques sont essentiellement supérieurs à 30%.

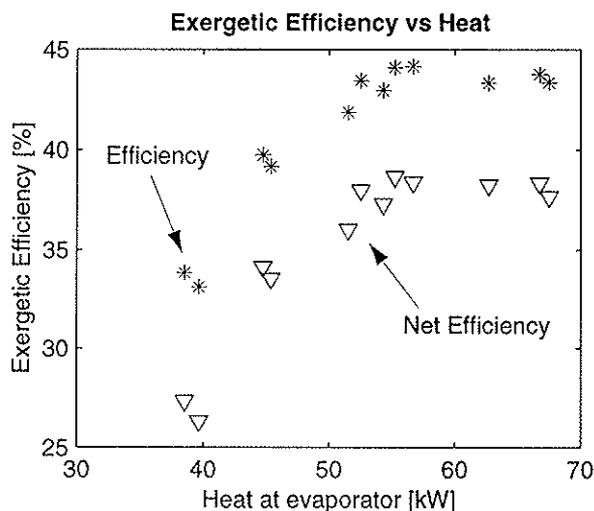
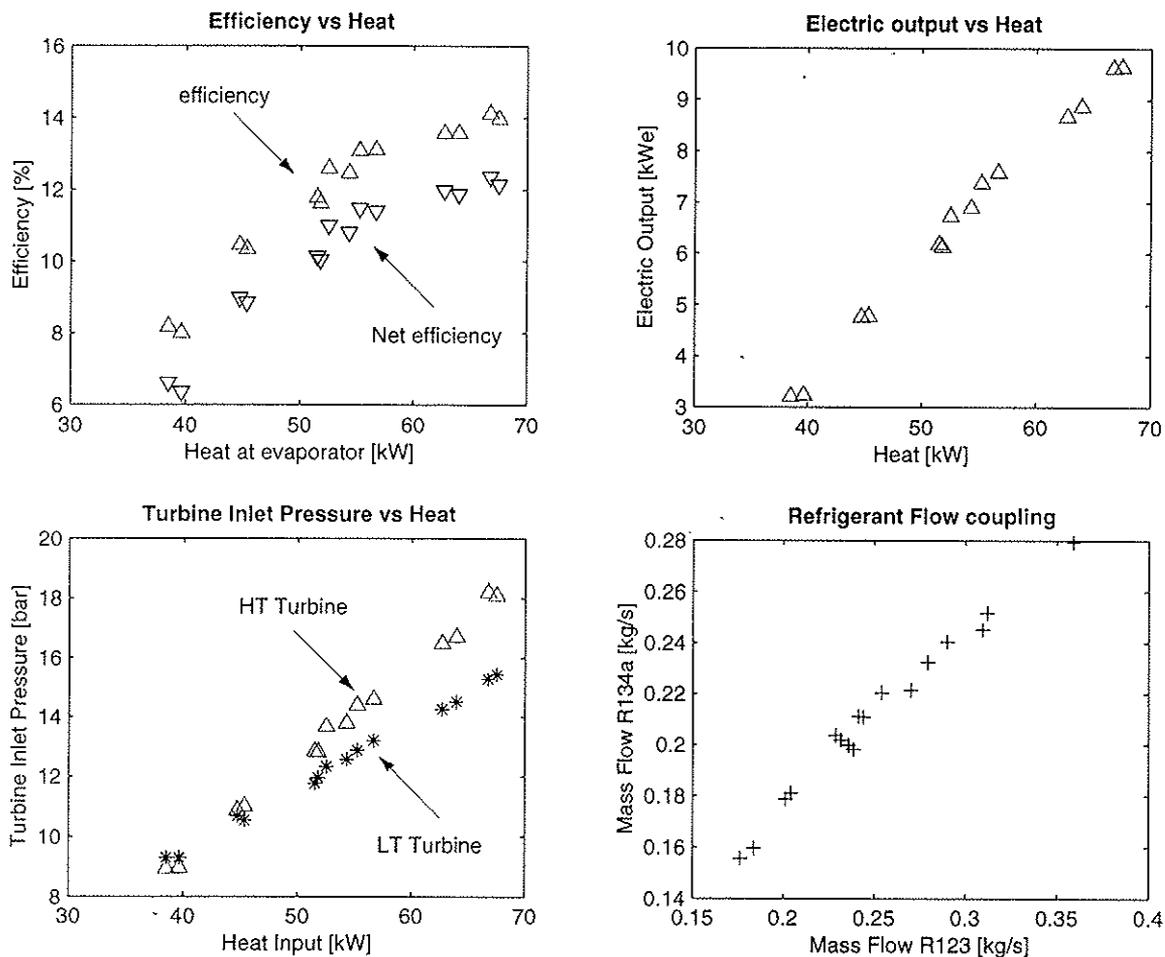


Figure 3 Graphe de rendement exergetique

La linéarité entre la puissance-chaaleur et les pressions d'évaporation, due au fait que l'on travaille avec des turbines volumétriques, est bien vérifiée par les mesures. Dans les conditions mesurées la pression à l'entrée de la turbine a atteint un niveau de 18 bar sur le circuit HT et de presque 16 bar sur le circuit LT. L'idéal serait cependant d'atteindre des pressions maximales de 20 à 24 bars. Enfin, il faut noter que les débits de réfrigérant, dont le couplage est évident au niveau de l'évaporateur-condenseur, sont linéairement dépendants avec une faible dispersion ce qui ouvre la voie à des procédures de contrôle simplifiées.

Comparés aux résultats obtenus l'année précédente, la production électrique progresse légèrement. Pour des questions de robustesse de fonctionnement, les essais de l'année précédente ont été faits avec un sous-refroidissement du R123 en sortie de condenseur. Ce sous-refroidissement diminuait la puissance disponible pour le cycle LT (perte de quelques 5 kW thermiques en moyenne) et donc réduisait la puissance électrique produite.



- *Figure 4: Graphes illustrant les principaux résultats (rendements au sens du premier principe, puissance produite, pressions d'entrée turbine et relation de débits).*

Remarques sur le fonctionnement :

La suppression du sous-refroidissement a eu des conséquences sur le fonctionnement des cycles. Si les performances augmentent, le comportement peut devenir instable et la marge

de réglage pour les points de rendement optimum est faible. Ce comportement est expliqué par le couplage au récupérateur. Cet échangeur impose un couplage des débits sans laisser de marge de manœuvre car le pincement est extrêmement faible pour la zone de désurchauffe des vapeurs de R123, respectivement de surchauffe des vapeurs R134a (environ de 1 à 2°C). Une petite modification dans le réglage peut alors changer très rapidement la pression de condensation et la puissance disponible.

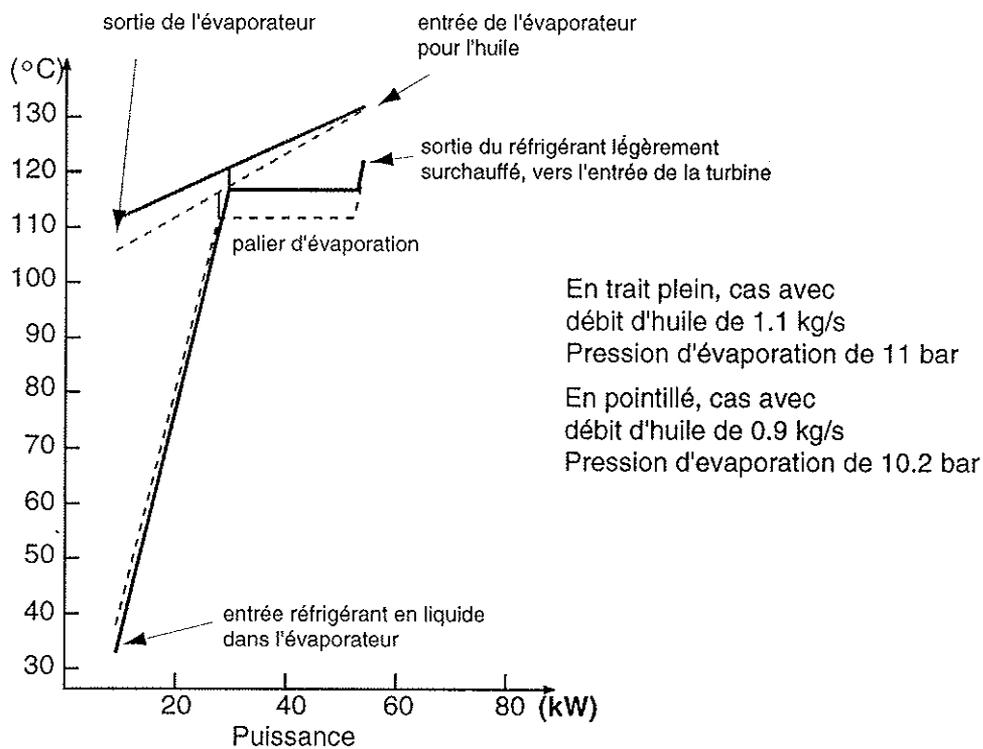
Malgré ces aspects, le fonctionnement des ORC est robuste et ne pose pas de problème majeur. La constante de temps du système est très faible par rapport à la constante de temps de la chaudière ou des capteurs solaires, ce qui fait que les transitoires ne posent pas de défis majeurs.

Pour certains régimes de fonctionnement, la limite opérationnelle des pompes de réfrigérant a été atteinte. En particulier pour le régime de fonctionnement de la pompe de R134a. Ces aspects seront discutés dans la partie concernant les régimes transitoires.

Des essais ont notamment été réalisés à des puissances très faibles, à la limite du fonctionnement en régime partiel, afin de préparer le couplage avec les concentrateurs solaires. Ces essais ont montré que la limite de fonctionnement est de l'ordre de 38 kWth pour 120°C de température d'entrée.

Enfin, une petite série d'essai avec un débit d'huile légèrement réduit a permis de montrer une sensibilité élevée des résultats à ce paramètre. Comme le montrent les composites de la figure 5, à température d'entrée égale la pression d'évaporation est directement influencée par la variation de pente induite par la réduction de débit.

Sur le site, le débit d'eau planifié est de l'ordre de 0.8 kg/s, ce qui à température et à puissance thermique égales permet d'attendre de meilleurs résultats.



• Figure 5: Composites à l'évaporateur à 130°C.

3.2 Essais couplés au moteur

Le couplage du moteur à cogénération avec les cycles de Rankine fait partie intégrante du concept de la centrale et le dimensionnement des cycles de Rankine s'est fait sur cette hypothèse de fonctionnement. En effet, la récupération de la puissance thermique de refroidissement du moteur augmente la puissance sur le cycle LT, ce qui explique que la turbine LT soit de plus grande puissance nominale que la turbine HT.

Les essais de couplage réalisés en laboratoire ont été faits, pour des raisons de simplicité de l'installation, sans l'échangeur de gaz d'échappement. Cela ne pénalise pas les mesures puisque la puissance disponible à la chaudière est suffisante pour simuler toute la plage de fonctionnement. L'étude porte donc sur le couplage du cycle LT et du refroidissement moteur, couplage qui a une grande influence sur le comportement des cycles.

3.2.1 Essais couplés

Le couplage des cycles ORC avec le moteur se matérialise par un échangeur de préchauffe avant l'entrée dans l'évaporateur du cycle LT. Cet échangeur utilise la puissance-chaleur récupérée sur le refroidissement moteur. Le préchauffeur peut être monté en série ou en parallèle avec le récupérateur, mais pour des raisons de simplicité de fonctionnement, seule la configuration en série a été testée pour l'instant.

Résultats :

Les essais ont tous été réalisés avec le moteur à régime nominal, soit à 12.5 kW de puissance électrique à sa génératrice. À cette puissance, la puissance thermique récupérée sur le refroidissement est de l'ordre de 18 kWh.

Le couplage avec le moteur augmente sensiblement la puissance thermique sur le cycle LT et conduit à une augmentation substantielle de la pression d'évaporation du cycle LT. Celle-ci passe de 9.5 à 13 bar pour les bas régimes (en termes de puissance à l'évaporateur) et de 12 à 16 bar à puissance moyenne. Cette augmentation de la pression d'entrée de la turbine permet au rapport de pression d'aborder une plage plus raisonnable et à la puissance totale produite d'augmenter sensiblement.

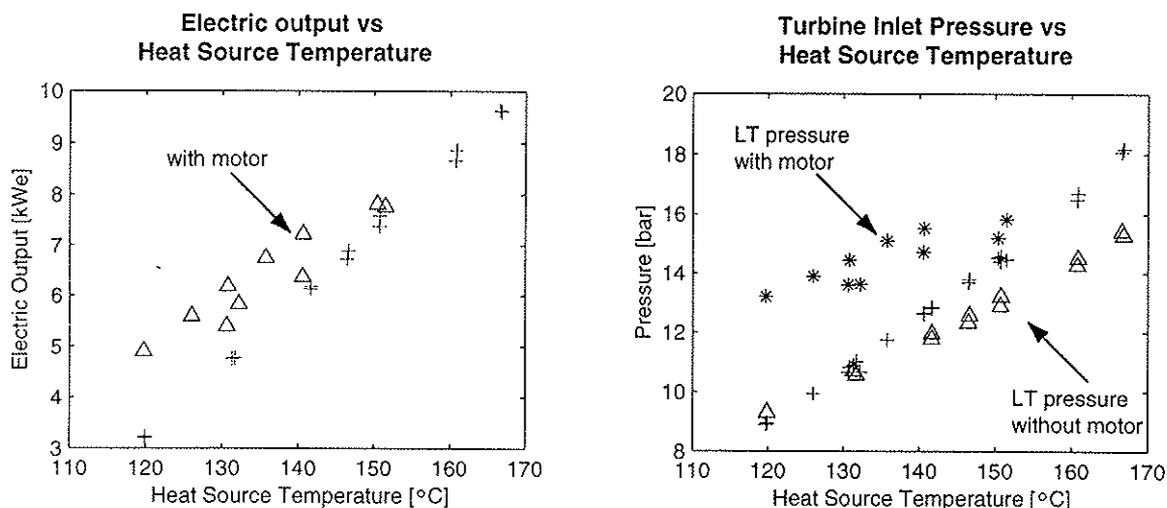


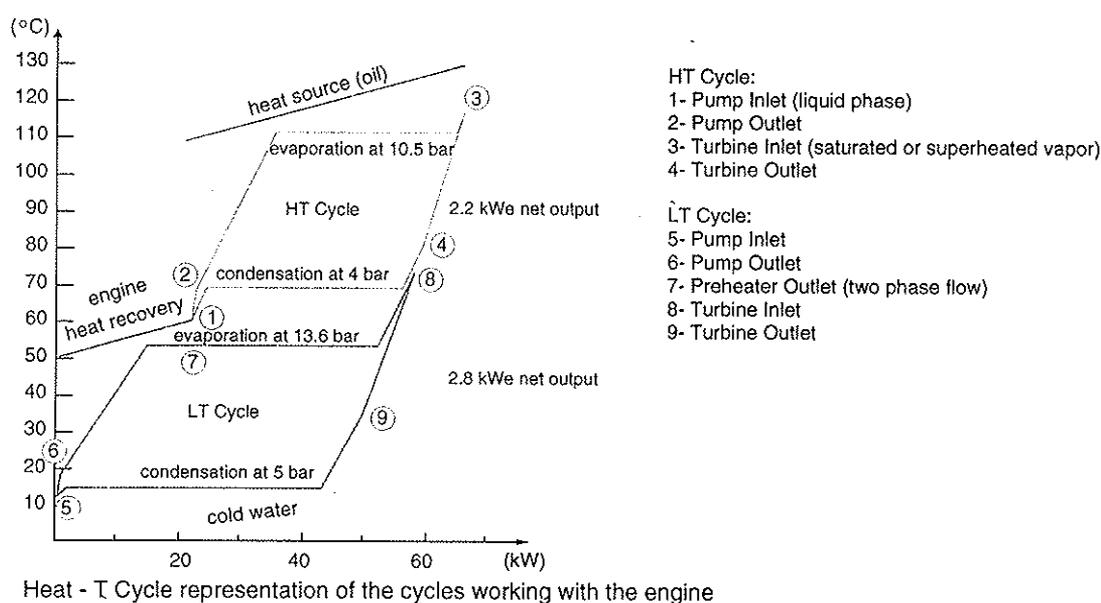
Figure 6: Puissance et pression d'évaporation en fonction de la température de source chaude.

Si le fonctionnement à bas régime est nettement amélioré, tant au niveau des performances que de la facilité de fonctionnement, il faut noter qu'au-delà d'une certaine puissance, le gain en performance devient faible. À 150°C de température à l'évaporateur, le gain devient très faible. Il semble que ces résultats soient limités par la puissance de la pompe de réfrigérant du cycle LT. En effet, cette pompe est à plein régime pour des puissances plus faibles. Un débit insuffisant de réfrigérant dans le cycle LT empêche d'une part la pression d'évaporation d'atteindre des valeurs plus élevées (plafonnement à 16 bar) et refroidit mal le cycle HT, ce qui a pour conséquence d'élever la pression de condensation et de faire diminuer le rapport de pression du cycle supérieur.

Remarques sur le fonctionnement :

Le fonctionnement général avec le moteur est aisé. La montée de la pression d'évaporation se fait progressivement avec le démarrage du moteur et la négociation des transitoires ne pose pas de problème.

Les 18-20 kW thermiques récupérés sur le refroidissement du moteur permettent de travailler à des puissances d'évaporateur inférieures à la limite de travail obtenue avec les cycles seuls. Ce point est particulièrement intéressant pour le fonctionnement avec le champ de capteurs solaires.



- *Figure 7: Composites au préchauffeur et au récupérateur avec le moteur.*

La figure ci-dessus montre les deux cycles superposés avec la récupération sur le liquide de refroidissement. S'agissant d'un cas à basse puissance, le fonctionnement du récupérateur se traduit déjà par un pincement plus élevé que souhaitable et cet aspect négatif se renforce encore à puissances plus élevées, la différence de température entre les deux paliers pouvant aller jusqu'à 25°C.

Cet échangeur est, dans l'installation actuelle, un élément limitant pour le fonctionnement et les performances des cycles.

Le paragraphe suivant précise à l'aide de quelques mesures le comportement de l'évaporateur et du récupérateur.

3.2.2 Mesures sur les échangeurs :

Ce paragraphe a pour objectif de présenter la situation du fonctionnement des échangeurs de l'installation. L'attention est particulièrement portée sur l'évaporateur et le récupérateur. Le premier assure l'échange entre un liquide de source chaude et le réfrigérant à évaporer. Le second permet la condensation du réfrigérant du cycle HT et l'évaporation du réfrigérant du cycle LT.

Les graphes suivants montrent les coefficients de transfert de chaleur globaux pour ces échangeurs en fonction de la puissance-chaleur transférée. Ces coefficients sont calculés à partir des mesures effectuées.

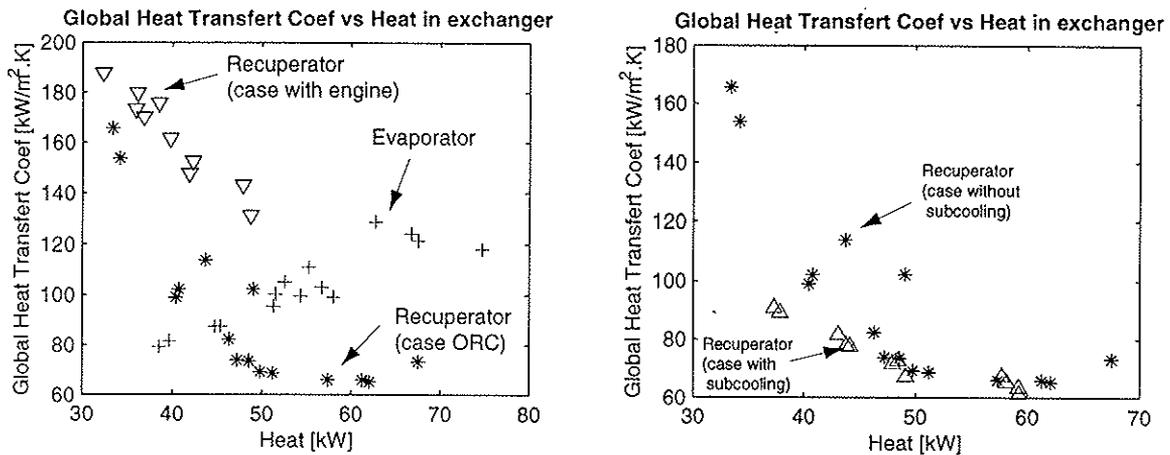


Figure 8: Coefficients de transfert de chaleur de divers échangeurs

La première chose à remarquer est que les coefficients déduits des mesures sont extrêmement faibles pour les deux échangeurs. Pour le préchauffeur, avec un échange principalement liquide-liquide, les valeurs sont de l'ordre de 400-450 W/m².K, ce qui est déjà faible.

Par ailleurs il est intéressant de remarquer la différence dans l'évolution du coefficient de transfert global en fonction de la puissance tant pour le récupérateur que pour l'évaporateur. Alors que l'évaporateur voit son coefficient de transfert augmenter linéairement avec la puissance transférée, ce qui est tout à fait normal car les conditions de l'écoulement deviennent plus favorables, pour le récupérateur, ce coefficient chute avec la puissance transférée pour se stabiliser finalement autour des 70 W/m².K ce qui est extrêmement faible.

Ce curieux résultat est l'illustration du mauvais fonctionnement de cet échangeur. Rappelons que le fluide circulant est un mélange de réfrigérant et d'huile. Dans l'évaporateur, les conditions de sortie sont proches de la saturation voir légèrement biphas. Ces conditions permettent vraisemblablement d'éviter des accumulations indésirables d'huile qui tendraient à pénaliser le transfert de chaleur.

Dans le récupérateur, étant donné que la turbine est légèrement surdimensionnée, la surchauffe est importante (de 20 à 45°C). Cela peut amener à un dépôt d'huile qu'il est difficile d'évacuer même en augmentant sensiblement les vitesses d'écoulement. Il est intéressant de remarquer que dans les cas avec le moteur, pour une entrée biphas, une

sortie moins surchauffée et des débits plus importants, le coefficient de transfert chute moins que dans les cas de fonctionnement avec cycles seuls.

3.2.3 Comportement transitoire des cycles :

Les comportements transitoires des cycles de Rankine ont été observés sans avoir fait l'objet de mesures particulières. Des descriptifs détaillés de l'ensemble des opérations sont en annexe.

Le comportement général des cycles est simple et robuste, les pressions d'évaporation s'ajustent avec la température et la puissance disponible, le temps de réponse des cycles est faible (quelques dizaines de secondes) et d'un ordre de grandeur inférieur à celui de la chaudière ou des capteurs solaires.

4 Validation du concept :

Les essais sur site ont commencé très tard dans la saison, la centrale complète n'étant prête à fonctionner que vers la mi-octobre. Les jours de beaux temps furent exploités au maximum tout en sachant que les contraintes devenaient importantes. Il a été possible de faire fonctionner la centrale à plusieurs reprises pendant plus d'une heure et de prouver ainsi la validité du concept. Cette partie a donc pour but de synthétiser l'ensemble des enseignements de ces journées d'essai.

Mise en route de la centrale:

La mise en route de la centrale commence par la mise en route du champ de capteurs (CEP). La pompe de circulation étant en fonction, le capteur monte progressivement en température. La durée de cette étape peut être pénalisante si le rayonnement est faible.

Il faut compter, à la période où les essais ont été réalisés; soit fin octobre début novembre, au moins deux heures pour atteindre des températures intéressantes (environ 130-140°C). Le rayonnement direct plafonnait à 550 W/m² et était plus souvent autour des 450 W/m². Dans ces conditions, la puissance disponible à l'évaporateur était de 20 - 24 kWth. Cette puissance est insuffisante pour faire fonctionner les cycles de Rankine seuls.

Le moteur a donc été mis à contribution pour exploiter la centrale. Lors de la phase de montée en température, il permet de raccourcir le temps d'attente. Et il a permis de faire fonctionner la centrale dans la configuration CEP-ORC-Moteur.

Essais avec les ORC seuls:

Bien qu'improbables, des essais de démarrage avec les cycles de Rankine seuls ont été réalisés.

La puissance disponible sur les capteurs était alors de 25 kWth au maximum. Les essais ayant été réalisés à température élevée pour faciliter le démarrage (145°C), la puissance consommée à ce niveau de pression est beaucoup trop importante (50kWth) et la température de l'ensemble du circuit d'eau chutait donc très rapidement.

Essais avec le moteur:

Le moteur a donc été indispensable pour pouvoir fonctionner. La puissance additionnelle de l'échangeur des gaz d'échappement et du préchauffeur permet de porter la puissance

disponible à l'évaporateur à 35 kW (22-23 kW pour les capteurs et 12 kW pour les gaz d'échappement avec le moteur à plein régime).

Les points de fonctionnement réalisés furent les suivants :

	Cycle HT	Cycle LT	Moteur
Température source chaude (°C)	120/125		puissance électrique 12.8 kWe
Pression d'évaporation (bar)	8	11.5	
Pression de condensation (bar)	3.4	5	puissance thermique gaz d'échappement 12 kW
Puissance thermique (kW)	28 (évaporateur)	25 (recupérateur) + 18 (prechauffeur)	
Puissance électrique (kWe)	1.3	2.5	température gaz entrée échangeur 580 °C

Tableau 2: Points de fonctionnement sur site à faible radiation solaire

Le graphe suivant combine les points réalisés sur site avec les autres points réalisés avec le moteur en laboratoire. Il est intéressant de voir que le fonctionnement était là possible pour des niveaux de puissance à l'évaporateur jamais atteint en laboratoire (28 kWth).

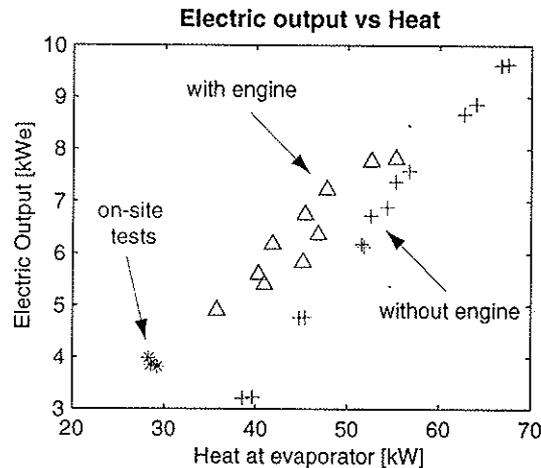


Figure 9: Tests sur site et en laboratoire

Lors de ces essais, la puissance totale disponible sur les capteurs et les gaz d'échappement était de 35 kWth, la puissance à l'évaporateur étant de 28 kW, la température moyenne dans le circuit augmentait légèrement. Ces points de fonctionnement sont donc valables car ils auraient pu être maintenus.

L'inertie thermique, qui est pénalisante pour le démarrage se montre très utile pour les conditions d'ensoleillement de la journée d'essai. De petits nuages venaient cacher le soleil pour quelques minutes et le niveau de température s'est maintenu malgré ces conditions autour des 120/125°C à l'entrée de l'évaporateur. Il n'y a pas de réglage à faire dans ce cas, la température diminue régulièrement, puis se stabilise et remonte légèrement une fois le soleil revenu.

Interaction entre les cycles et le CEP :

Les points de fonctionnement réalisés montrent que lors du fonctionnement, l'ensemble du circuit d'eau stockait l'excédent de puissance. Ce point est intéressant car, la température augmentant, la pression d'évaporation et la puissance consommée à l'évaporateur

augmentent également. Il est donc probable que la puissance à l'évaporateur aurait augmenté jusqu'à atteindre un équilibre avec la puissance disponible sur les capteurs.

Dans le cas d'une température d'eau trop élevée, la puissance à l'évaporateur peut être supérieure à la puissance fournie par les capteurs et la récupération sur les gaz d'échappement. La température du circuit chute donc et se stabiliserait une fois que la température d'entrée est adaptée à la puissance thermique disponible.

La pression d'évaporation et la puissance consommée sont donc auto régulées car proportionnelles au niveau de température disponible. Dans la configuration en centrale, il suffira donc d'avoir une régulation qui accompagne cette tendance naturellement stable.

Il reste cependant à tester complètement la centrale pour vérifier ce comportement.

5 Conclusion :

La centrale réalisée dans le cadre du projet SPS a pu être testée cette année de manière complète. L'ensemble des composants a fait l'objet de mesures et de tests, mais l'accent a été mis sur le couplage des différents composants de la centrale.

Les essais préliminaires sur le moteur et les cycles de Rankine ont permis de s'assurer du fonctionnement de ces éléments et de consolider les mesures de performances. Ils ont également permis de préparer le couplage de ces deux éléments.

Les essais de couplage entre le moteur et les cycles de Rankine ont montré l'intérêt du concept même pour le fonctionnement à bas régime et la robustesse du fonctionnement des ORC dans ces conditions.

Les performances atteintes sont satisfaisantes pour un cycle de conversion thermodynamique de cette gamme de puissance et travaillant à ce niveau de relativement basse température. L'efficacité de production en régime partiel est de l'ordre de 38.7% si l'on se réfère uniquement au combustible fossile (puissance électrique totale/apport fossile) et pourrait atteindre jusqu'à 51% en point solaire.

Cependant, les essais sur site ne furent que partiels et limités par les conditions météorologiques. Des mesures complémentaires en situation réelle sont nécessaires pour explorer toute la plage de fonctionnement de la centrale complète.

Le fonctionnement et le comportement transitoire des cycles a été observé afin de préparer l'automatisation de l'ensemble des opérations de fonctionnement (démarrage, fonctionnement, changement de régime, régulation et arrêt). Cette étape est importante pour montrer que ce concept de centrale peut être autonome.

Différents composants des cycles pourraient faire l'objet d'une étude plus approfondie ou d'améliorations. Le récupérateur, qui est crucial pour le fonctionnement des ORC et leur performance, devrait faire l'objet d'une étude spécifique comprenant la possibilité de considérer un autre type d'échangeur dont les caractéristiques seraient moins sensibles à l'accumulation d'huile en fin d'évaporation notamment. Enfin, les pompes de réfrigérant mériteraient une attention, tout d'abord pour éviter qu'elles ne limitent les performances globales des cycles, puis pour essayer de rendre le système plus compact.

Nomenclature :

CEP	Capteurs solaire Extra-Plats
Cycle HT	Cycle Haute Température (avec le R123)
Cycle BT	Cycle Basse Température (avec le R134a)
ORC	Cycle de Rankine à fluide Organique

Référence :

- [1] Allani, Y., Favrat D., Kane M., Zanelli R. et al. : CSIP3, Projet détaillé d'une mini-centrale pilote électrothermosolaire de 10 kWe. Rapport 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] Kane M., Brand F., Favrat D.: SPS, Projet pilote d'une mini-centrale électrothermosolaire de 10 kWe ; *Partie A : Centrale Solaire hybride*. Rapport final pour OFEN, (1999).

1 Annexes

1.1 Description de transitoires

1.1.1 Démarrage :

Le démarrage des cycles de Rankine se fait dans un ordre précis et doit être exécuté sans fausse manœuvre. Car un démarrage raté se paie par une attente de 5 à 10 minutes pour retrouver les conditions favorables.

L'ordre des opérations est le suivant. Le cycle HT se démarre avant le cycle LT, cependant la première opération est d'assurer un refroidissement suffisant par un débit de refroidissement suffisant au condenseur et une circulation de R 134a. Dans le cas fréquent où le démarrage du cycle LT intervient trop tard et que le cycle HT ne peut plus être maintenu en fonctionnement, il faut refroidir le cycle HT jusqu'à atteindre un niveau de pression moyen de 5 bar environ.

La séquence de démarrage détaillée est donc la suivante :

- Mise en route du refroidissement par ouverture de la vanne V2 à 50% et circulation de R134a par le by-pass à un régime de pompe de 45% environ.
- Mise en route de la pompe de réfrigérant de R123 à 10-15% afin de mettre le circuit en température. Il faut surveiller alors la température de sortie du réfrigérant à l'évaporateur, lorsque celle-ci devient assez proche de la température d'entrée de la source chaude (10°C) le régime de la pompe peut être augmenté progressivement jusqu'à 25-30%.
- Ceci doit créer un rapport de pression suffisant (de 1.2 environ) pour faire démarrer la turbine. Si la turbine commence à tourner avec la vapeur résiduelle ne passant pas par le by-pass (à 10 Hz) alors fermer la vanne de by-pass et s'accrocher au réseau quand la vitesse est comprise entre 50 et 55 Hz.
- La turbine HT accrochée, il faut une minute environ pour que celle-ci soit à une puissance suffisante (plus de 1.5 kW) et pouvoir commencer le démarrage de la turbine LT. Durant cette minute, il faut réduire l'ouverture de la vanne de refroidissement à 40% et le régime de la pompe de réfrigérant à 30% afin que la puissance récupérée au récupérateur crée de la vapeur suffisamment surchauffée.
- Une fois le rapport de pression suffisant atteint, il faut là encore démarrer la turbine en fermant la vanne de by-pass. La montée en régime peut être plus lente que pour le cas de la turbine HT.

Ces opérations doivent être réalisées rapidement. Si la création du rapport de pression dans le circuit LT est trop longue, le refroidissement est insuffisant et le rapport de pression diminue dans le circuit HT jusqu'à décrochage de la turbine (puissance négative au wattmètre et vitesse inférieure à 50 Hz). Dans ce cas, il faut décrocher la turbine HT, la pression dans le circuit HT est dans ces cas de l'ordre de 9 à 12 bar (en fonction de la température). Cette pression ne permet pas de démarrer et il faut alors refroidir intensément pour faire baisser cette pression (vanne à 70%, régime pompe LT à 60%, régime pompe HT à 10%).

Lors des essais sur la centrale, il faut remarquer que la puissance consommée au démarrage est importante et peut entraîner une baisse de la température moyenne dans le circuit. Il faut donc réussir le démarrage sous peine de perdre beaucoup de temps.

1.1.2 Recherche du meilleur point de fonctionnement :

Pour une puissance donnée à l'évaporateur, il est possible de fonctionner à plusieurs points de fonctionnement. Pour optimiser la puissance de sortie, il faut augmenter la pression d'entrée des turbines. Il existe cependant plusieurs limites :

- la condensation du R134a se fait à la pression de 5 bar, elle est régulée par l'ouverture de la vanne. Cette pression de condensation ne donne pas beaucoup de marge de manœuvre car elle correspond à une température de 18°. L'eau industrielle étant à 7°, le débit d'eau peut devenir très important et la limite de fonctionnement est clairement le sous refroidissement à la pompe qui est en général très juste (quelque dixième de degré de marge).
- La pression d'entrée, à la turbine HT, peut être augmenté jusqu'à la limite de vapeur saturée en entrée de turbine. Étant donnée la présence d'huile dans le réfrigérant, la température de saturation augmente (de 3 à 6°C) et il faut donc laisser une marge de 10°C de surchauffe par rapport à l'état thermodynamique calculé en réfrigérant pur.
- L'augmentation du débit et de la pression d'évaporation dans le cycle LT peut amener à une augmentation de la pression de condensation du cycle LT. Au-delà d'un certain point, cette augmentation peut être très rapide et entraîne des instabilités de fonctionnement.

Il est donc possible d'augmenter la puissance délivrée par la turbine en augmentant la pression d'évaporation, il faut cependant veiller à rester en vapeur à l'entrée de la turbine HT et à rester en liquide à la pompe LT. Il faut de plus surveiller l'interaction entre la pression de condensation du cycle HT et la pression d'évaporation du cycle LT.

Augmentation du régime HT... Augmentation de la pression de condensation

Les instabilités constatées se manifestent par une augmentation rapide de la pression de condensation, celle-ci peut entraîner un refroidissement insuffisant et la présence de vapeur à l'entrée de la pompe HT.

1.1.3 Changement de régime :

Un changement de régime imposé par un changement de température à l'entrée de l'évaporateur peut se négocier de deux manières différentes suivant le sens de la variation. Une augmentation de la puissance disponible se traduit par une augmentation naturelle des pressions à l'entrée des turbines et de la puissance produite. Une fois une première stabilisation atteinte, il est possible de chercher à améliorer le point de fonctionnement comme indiqué précédemment.

Si le changement va vers un moins de puissance, il convient d'anticiper légèrement le régime de fonctionnement futur afin de ne pas se trouver dans des situations instables. Il faut donc réduire la puissance des pompes de réfrigérant pour s'assurer que l'entrée des turbines reste en vapeur tout au long de la transition. Il est même recommandé de laisser une marge de 15-20°C de surchauffe durant toute la transition.

Une fois la température stabilisée, il est alors possible de chercher un meilleur point de fonctionnement.

1.1.4 Mise en route et arrêt du moteur :

La mise en route et l'arrêt du moteur couplé aux cycles induit des changements importants dans le fonctionnement. Pourtant la mise en route n'est en général pas problématique.

La puissance récupérée sur les liquides de refroidissement augmente progressivement lors de la mise en route. Sans modifier les réglages des cycles, la pression d'évaporation augmente sensiblement et permet d'arriver à un point de fonctionnement stable, pour autant que le point de fonctionnement initial soit un point de fonctionnement proche de l'optimum. Dans ce cas, le refroidissement de la boucle HT par la boucle LT est suffisant et permet d'avoir des pressions stables. Dans le cas contraire, la pression de condensation au cycle HT ne cesse d'augmenter et la turbine HT peut décrocher.

Il faut cependant augmenter au maximum le débit de la boucle LT afin de refroidir suffisamment et de ne pas avoir une pression de condensation trop importante sur la boucle HT.

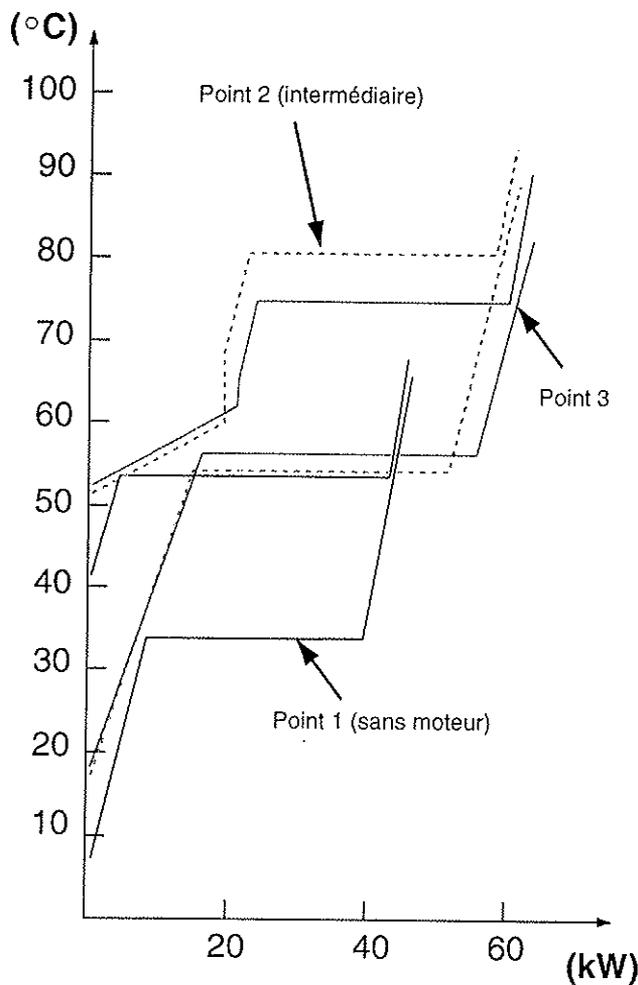
Exemple de séquence de démarrage :

Le tableau et la figure suivante illustre un cas de démarrage du moteur en laboratoire où la séquence des points est la suivante :

- Point optimal pour la puissance disponible à l'évaporateur
- Point de fonctionnement stabilisés après démarrage du moteur à une puissance de 12.5 kWe, ce point est obtenu sans modification des réglages sur les cycles
- point de fonctionnement après adaptation des réglages sur les cycles

Les points de fonctionnement sont décrits dans le tableau suivant :

	Point 1	Point 2	Point 3
Température source chaude (°C)	140		
Pression d'évaporation HT (bar)	12.5		
Pression de condensation HT (bar)	3.3	5	4.4
Pression de d'évaporation LT (bar)	11.5	14.7	15.5
Puissance thermique (kW)	41 (récupérateur)	42 (recupérateur) + 18.5 (prechauffeur)	42 (recupérateur) + 20 (prechauffeur)
Puissance électrique (kWe)	3.2 HT + 2.4 LT	2.2 HT + 4.1 LT	2.6 HT + 4.6 LT



Sur la figure des composites, on remarque que le point de fonctionnement intermédiaire a une pression de condensation du cycle HT trop élevée. Cela correspond à 25°C d'écart entre les paliers.

En adaptant autant que possible le point de fonctionnement, la pression de condensation baisse et la pression d'évaporation augmente.

Le surplus de puissance sur les cycles est de 1.6 kWe.

Concernant les débits de réfrigérant, il semble que le débit de R134a du cycle LT soit limité par le dimensionnement de la pompe de réfrigérant. En effet, le débit est normalement imposé par la turbine en fonction des conditions de température et de la puissance thermique disponible. Cependant, pour des conditions de puissance donnée, l'ajustement des conditions se fait par les pompes. Il paraît donc naturel que dans ces conditions la capacité de la pompe puisse limiter le débit. Or en fonctionnement en cycle ORC seuls, il est déjà possible d'arriver à 100% du régime de fonctionnement de la pompe. En fonctionnement avec le moteur ce régime est atteint très rapidement. Il est d'ailleurs intéressant de remarquer que le gain de pression d'évaporation subit une cassure pour au delà d'un certain seuil. Celle-ci s'explique par l'impossibilité de pouvoir augmenter le débit comme la puissance thermique disponible le permettrait.

Cela pénalise également la pression de condensation au cycle HT, les rapports de pression des deux cycles sont donc pénalisés par la capacité de cette pompe. Il essemblerait donc intéressant de la remplacer.

1.2 Améliorations sur les ORC

Les améliorations présentées concernent principalement le système de lubrification des turbines et l'instrumentation.

Évolution de l'instrumentation :

L'instrumentation de l'installation expérimentale a été complétée. Ces compléments ont permis d'affiner les bilans et de mieux connaître certains comportements de l'installation. Le bilan à l'évaporateur, et donc la mesure du débit a fait l'objet d'une attention particulière, cette mesure conditionne en effet l'ensemble des calculs de bilan, de débit de réfrigérant.

Les nouveaux instruments sont donc les suivants :

- 2 wattmètres installés sur les pompes de réfrigérant des cycles HT et LT
- une mesure de débit de l'eau de refroidissement au condenseur, mesure de température entrée et sortie de l'eau de refroidissement au condenseur
- mesure de la température de l'huile de chaudière en sortie de d'échangeur de séparation d'huile
- le débitmètre installé sur l'huile de la chaudière a été remplacé devant les doutes sur le bon fonctionnement du précédent et étalonné avec un débitmètre massique.

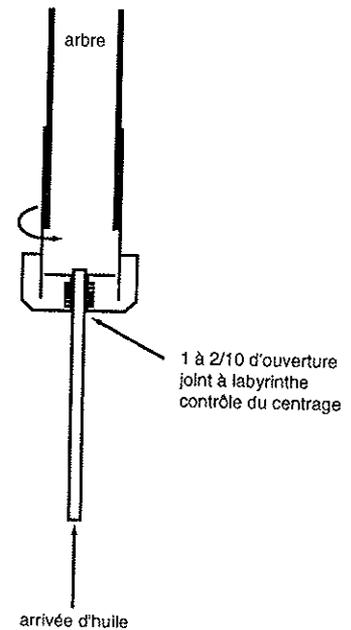
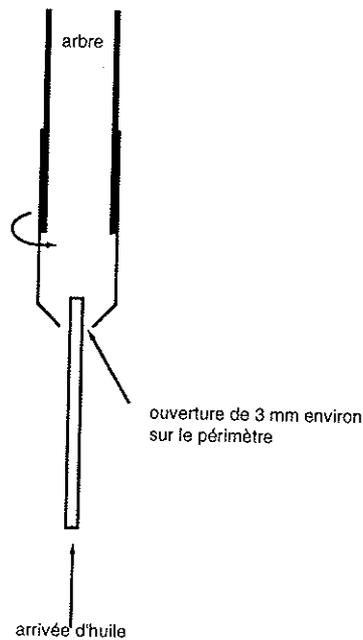
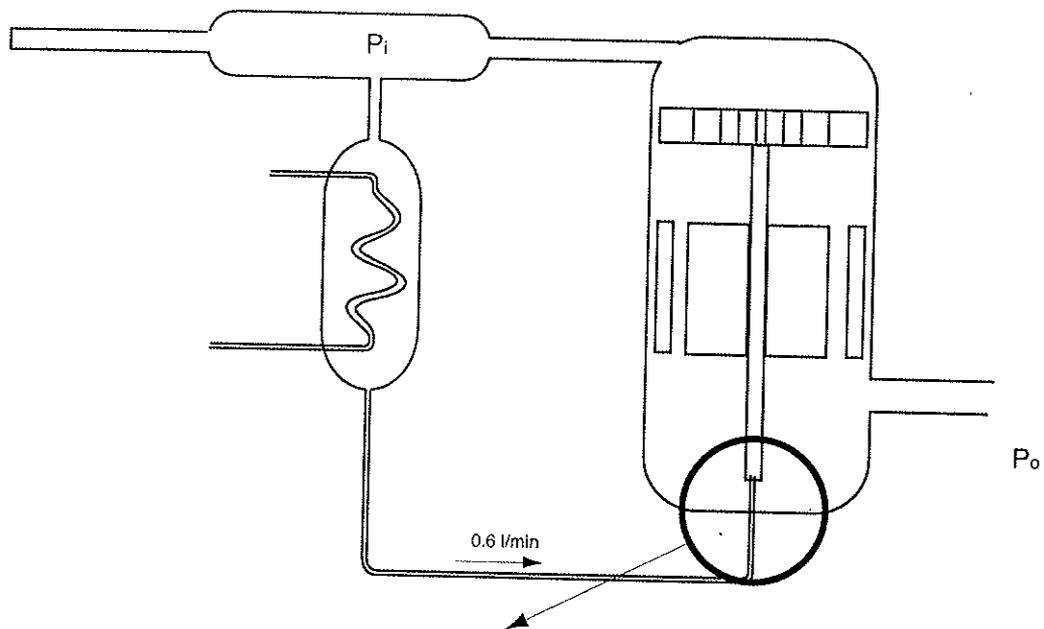
Le moteur est lui équipé d'un wattmètre et de thermocouples au niveau de l'échangeur des gaz d'échappement.

La mesure de puissance électrique sur les pompes à réfrigérant permet de connaître le bilan net d'électricité produite par la centrale. Elle est intéressante pour affiner les mesures de rendement.

Les mesures de débit et de température en entrée et en sortie de condenseur permettent, en conjugaison du débit de réfrigérant R134a calculé de connaître le titre en vapeur en sortie de condenseur.

Système de lubrification :

Lors de vérification de l'installation, une des turbine a été ouverte. En ouvrant la turbine, le constat principal fut que le scroll et les roulements étaient secs alors qu'ils devraient avoir un léger film lubrifiant. Le système de lubrification nécessitait donc une modification.



- *Schéma du système de lubrification et détail sur la modification effectuée.*

Le système de lubrification fonctionne sur le principe suivant. L'huile est séparée en sortie d'évaporateur, retenue dans un réservoir liquide elle est injectée depuis ce réservoir dans les turbines. Ceci se fait sans pompe car le gradient de pression entre la pression de sortie d'évaporateur et celle de sortie de la turbine (de l'ordre de 8 bar) permet à l'huile de circuler et d'être injectée.

Comme le montre les détails, l'huile est injectée au bas de l'arbre qui est creux et permet à l'huile de remonter jusqu'aux roulements et au scroll. Malheureusement, ce système ne fonctionnait pas car le jet d'huile vient se briser sur l'arbre. Le jeu étant très important, l'huile retombait dans le trop plein et était réintroduite dans le circuit. Cela explique que les

débitmètres indiquaient une circulation d'huile sans que l'on ait trouvé des traces de lubrification.

La modification effectuée vise à fermer le bas de l'arbre afin de contraindre ainsi l'huile de monter. S'agissant de pièces tournantes, le principe de joint à labyrinthe a été retenu. Le jeu, qui doit exister, est très réduit et les pertes par fuites deviennent très faibles par la réalisation de labyrinthes. Des essais de validation ont permis de comparer qualitativement l'ancienne et la nouvelle configuration et de valider la modification.

Ces essais ont été réalisés en injectant de l'huile dans la turbine en rotation. L'injection d'huile s'est fait avec le gradient de pression comparable à celui attendu en fonctionnement. Une fois terminé l'essai, la turbine est de nouveau ouverte pour vérifier la bonne lubrification.

En comparant l'ancienne configuration et la nouvelle, les essais ont montrés que dans ces conditions, la lubrification en fonctionnait pas avant la modification. Cet essai a été fait pour les deux turbine avant qu'elles soient remontée sur l'installation.

1.2.1 Problème de compatibilité huile réfrigérant

L'huile de lubrification des turbines scroll est mélangée au réfrigérant dans les deux circuits. Cette huile doit être miscible dans le réfrigérant afin de garantir sa circulation dans le circuit. Elle doit de plus être compatible chimiquement pour alterer le moins possible les propriétés du réfrigérant.

Les huiles utilisée jusqu'au début de cette année étaient la suivante :

- mobiloil Arctic 68 de type polyol-ester pour les deux circuits.

Or en vérifiant des aspect de compatibilité du R123, il a été remarqué que le type d'huile utilisé (polyol-ester) n'est pas recommandé pour du travail avec du R123. Une nouvelle huile a doncdu être trouvée qui est la suivante :

- MobilOil Gargoyle Artic 426SHC de type alkylbenzene.

Ce type est le type d'huile synthétique recommandé pour travailler avec le R123, l'autre alternative étant une huile minérale. La viscosité disponible en Suisse est une ISO 68. Ce qui est peu visqueux étant donné le turbine HT travaille à des température élevée. Une ISO 100 (427 HC) est disponible auprès de Mobil Allemagne. La viscosité, même si elle est encore trop faible, est supérieure à celle utilisée actuellement.

1.2.2 Compatibilité réfrigérants

Le filtre à huile disposé sur le circuit HT a été démonté lors de la remise en état de l'installation. Les joints étaient littéralement détruits et il a donc fallu chercher des joints pour les remplacer. Le R123 est malheureusement très peu compatible et des joints doublée en Teflon ont été choisis. Il semble cependant que cette solution ne soit pas encore idéale puisqu'une légère fuite a été constatée au niveau du filtre.

2 Totem

2.1 Evolution du circuit hydraulique :

Le circuit de liquide de refroidissement a été simplifié pour éviter les désagrément de foctionnement des vannes à trois voie thermostatiques qui ne sont pas très fiables. Il serait d'ailleurs utile de supprimer la dernière de ces vannes trois voies qui permet à l'eau de refroidissement de circuler en circuit fermé lors du démarrage du moteur. En effet, elle pouvait parfois se fermer de manière inopportune et entraîne des irrégularités dans le débit d'eau de refroidissement. Ces perturbation perturbent évidemment le fonctionnement des cycles.

2.2 Problèmes électriques :

Divers problèmes électriques sont survenus. Le plus courant est que le voyant d'alarme s'allume sans qu'il y ait de raison. Il faut pour cela vérifier le relais K158.

2.3 Accouplement :

L'accouplement du Totem et de la génératrice doit être modifié car des problèmes de conception entraîne une durée de vie de l'accouplement de quelques heures de fonctionnement ce qui n'est pas acceptable. La maison Rotex fournit des accouplement qui font cardan et sont un peu plus encombrant mais seraient possible à utiliser.

voir le scatalogue on-line sur www.ktr.com