BFE
OFEN
UFE
SFOE

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
Samuel Martin, Malick Kane
Prof. Daniel Favrat
EPFL-DGM-LENI
1015 Lausanne
daniel.favrat@epfl.ch

Sur mandat de
l'Office fédéral de l'énergie

Décembre 2001 Rapport final

1 INTRODUCTION 1

2 CENTRALE SOLAIRE HYBRIDE 1

2.1 GENERALITES 1
2.2 CENTRALE SPS 2

3 RESULTATS DES TESTS EFFECTUES DURANT L'ETE 2001 6

3.1 MODIFICATION DE LA CENTRALE 6
3.2 COMPORTEMENT SUR UNE JOURNEE 8
3.3 PERFORMANCES 10
3.4 PROBLEMES TECHNIQUES RENCONTRES 17
3.5 AUTOMATISATION 18
3.5.1 Configuration de l'automate 19
3.5.2 Base du programme d'automatisation 22

4 FUTUR 23

5 CONCLUSION 24

6 REFERENCES 25

7 ANNEXES 25

7.1 CALCULS D'EFFICACITE 25
7.2 RESUME DES ACTIVITES 2001 26
7.3 PROGRAMME D'AUTOMATISATION 28

Résumé

Ce rapport présente la synthèse des résultats d'une saison de test d'une mini centrale solaire hybride intégrant trois technologies : expandeurs-générateurs hermétiques de type scroll installés sur deux Cycles de Rankine à Fluide Organique (ORC), un groupe de cogénération composé d'un moteur Diesel accouplé à une génératrice asynchrone avec récupération de chaleur à deux niveaux de température et un champ de concentrateurs solaires extra-plats à lamelles réfléchissantes. Ce concept est principalement destiné à l'électrification rurale dans les pays en voie de développement, mais pourrait être très bien appliqué à des fins de cogénération dans des applications telles que le chauffage de piscines par exemple ou le séchage. Après avoir été testés séparément, les trois principaux composants de la centrale (concentrateurs, ORC et groupe de cogénération) ont été assemblés sur un site de l'EPFL à Lausanne (Suisse) afin de permettre une expérimentation de l'installation complète avec des conditions réelles. Le concept général s'est avéré prometteur, les cycles thermiques ont démontré leur robustesse et se sont très bien adaptés à des conditions d'ensoleillement très variables et aux deux modes fonctionnement (solaire seul et hybride). En termes de performance, les résultats sont encourageants, même si des améliorations restent nécessaires. Les turbines ont travaillé largement en charge partielle, la surface de captage ayant été quelque peu sous-dimensionnée, et il ne fait aucun doute qu'une meilleure combinaison entre ces deux éléments augmenterait sensiblement les performances. En mode hybride, l'énergie combustible a été transformée jusqu'à 40.5 % en électricité, laissant présagé de belles perspectives pour le futur, y compris avec d'autres techniques de cogénération comme les microturbines à gaz ou les piles à combustibles à moyenne ou hautes températures.

Abstract

This report presents the field tests synthesis of a small Hybrid Solar Power Plant integrating three technologies: hermetic volumetric scroll expander-generators working with two superposed Organic Rankine Cycles (ORC), a cogeneration group composed by a Diesel engine coupled with an asynchronous generator with heat recovery at two levels of temperature and a solar field made of flat plate concentrators. This type of hybrid power plant is mainly intended for rural electrification purposes in developing countries or cogeneration in applications like heating swimming pools in other countries. After having been tested separately, the three main components of the plant (Concentrators, ORC and cogeneration group) have been coupled in a field on the EPFL campus in Lausanne (Switzerland) in order to allow experimentation of the entire installation with real conditions. The general concept is promising, thermal cycles being quite robust and adapting well to the very variable solar conditions, and this for the two working modes (Solar and Hybrid). In terms of performances, results have been encouraging, even if improvements are still necessary. Expanders worked at part load, the concentrating surface having been under-dimensioned and there are no doubts that better results could be achieved with better adaptation between these two elements. In hybrid mode, fuel energy was transformed up to 40.5 into electricity, opening good perspectives for the future including with other cogeneration technologies like micro gas turbines or medium to high temperature fuel cells.

1 Introduction

En ce début de troisième millénaire, près de deux milliards de personnes n'ont toujours pas accès à l'électricité. En effet, si dans la plupart des pays en voie de développement les réseaux électriques existent, ils concernent souvent exclusivement les grands centres urbains. Les zones rurales sont donc souvent exclues, entravant ainsi leur développement. Car si la problématique du développement est d'une grande complexité et ne saurait se résumer au seul accès à l'électricité, une utilisation rationnelle de cette dernière peut avoir des effets très positifs.

D'autre part, les régions pauvres sont souvent isolées et une production d'électricité décentralisée (petite unité assurant les besoins d'un village ou d'un groupe de villages) semble être la solution la plus rationnelle. De plus, ce mode de production permet de s'affranchir des pertes en ligne ainsi que des coûts de transports et est bien adapté à la cogénération (ou à la trigénération).

2 Centrale solaire hybride

Différents concepts de petites centrales de production d'électricité existent, mais le plus communément utilisé reste le moteur Diesel entraînant une génératrice. Toutefois, pour des raisons de durabilité, l'énergie solaire est de plus en plus souvent considérée, spécialement dans les pays de la ceinture solaire.

2.1 Généralités

Cependant, les solutions basées sur le seul apport solaire comportent des inconvénients majeurs bien connus, parmi lesquels la faible densité d'énergie incidente requérant de larges surfaces de captage et, de ce fait, des coûts d'investissements élevés. De plus, la production dépend des conditions météorologiques et ne peut, dès lors, s'adapter à une courbe de consommation à moins qu'une unité de stockage, souvent chère et encombrante, ne soit installée. Dans le cas des cellules photovoltaïques, ce dernier inconvénient est parfois résolu par l'adjonction d'un moteur Diesel, ayant pour conséquence l'utilisation de deux technologies en parallèle, sans synergie entre les équipements.

De récents développements ont ouvert des perspectives intéressantes pour les centrales solaires-fossiles intégrées (Integrated Solar Fossil Cycle System, ISFC). L'idée générale de ces installations est d'utiliser la chaleur produite par la combinaison de l'énergie solaire et de la combustion d'un carburant facilement stockable (fossile ou extrait de la biomasse) dans des cycles thermodynamiques classiques. Différentes combinaisons sont possibles, la chaleur solaire pouvant être produite à différents niveaux de température suivant la technologie utilisée. De même, la deuxième source de chaleur peut venir de la combustion directe du carburant, ou d'une installation (turbine à gaz, moteur, etc.) à cogénération produisant électricité et chaleur. La plupart des concepts étudiés à ce jour concernent les unités de grandes puissances travaillant à haute température, comme les

neuf centrales SEGS situées dans le désert californien. L'avantage se situe au niveau de l'efficacité (sans tenir compte des pertes de ligne) et de la possibilité d'utiliser un cycle à vapeur classique. Dans un but d'innovation et de compatibilité avec les besoins des pays en voie de développement, le Laboratoire d'Énergétique Industrielle, en collaboration avec la société COGENER, a développé une mini centrale hybride, dans le cadre d'un projet appelé SPS.

2.2 Centrale SPS

Le prototype conçu à Lausanne est constitué de deux lignes de collecteurs solaires (environ 100m^2 de surface), de deux cycles de Rankine à fluide organique (ORC) équipés d'un expandeur-générateur hermétique de type scroll et d'un moteur Diesel à cogénération (15 kWe) avec récupération de chaleur sur les gaz d'échappement et l'eau de refroidissement du bloc moteur. Dans cette configuration, deux sources de chaleur à deux températures différentes sont disponibles. La première est de l'eau pressurisée chauffée à environ 150°C par les concentrateurs solaires et les gaz d'échappement, la seconde étant l'eau de refroidissement du moteur maintenue dans notre cas à 80 °C environ (mais des perspectives d'élévation de cette température existent). Il est à noter que la centrale peut fonctionner en configuration hybride aussi bien qu'en mode solaire seul. Dans ce dernier cas, il n'y a plus qu'une seule source de chaleur, l'eau pressurisée étant alors chauffée exclusivement par les concentrateurs solaires.

Figure 1: Concentrateur solaire

Ces derniers sont composés d'une série de fins miroirs plans (Concentrateurs Extra Plats: CEP) de différentes longueurs, et dont les positions angulaires ont été calculées pour

réfléchir au mieux les rayons du soleil sur le tube focal dans lequel s'écoule l'eau pressurisée. Ce tube, noir afin d'absorber un maximum de rayonnement, s'étend sur toute la longueur du concentrateur et est isolé par vide d'air pour limiter les pertes thermiques. Les deux rangées de collecteurs sont identiques dans leur conception et sont orientées selon un axe nord-sud. Un système de suivi d'est en ouest, géré par un logiciel spécialement écrit pour cette application, permet une concentration optimale tout au long de la journée. Ces concentrateurs ont été conçus pas la société COGENER (figure 1).

Les cycles thermiques ont été conçus, dès le début du projet, dans une approche totalement hermétique afin d'éliminer, autant que faire se peut, les problèmes de maintenance à long terme et autres fuites. De plus, dans le but de concevoir une unité la plus économique possible et donc d'utiliser des composants largement répandus sur le marché, pour les turbines, le choix s'est porté sur des compresseurs scroll transformés en expandeurs. Cette option a montré des résultats prometteurs dans différentes études passées, parmi lesquelles (Zanelli, Favrat, 1994). Toutefois, ces turbines volumétriques ont des efficacités intéressantes dans des plages de rapports de pression assez faibles, limitant ainsi les choix au niveau de la conception du cycle thermodynamique. Dès lors, il a été décidé de travailler avec deux cycles de Rankine superposés afin de maximiser l'efficacité. Dans la présente configuration, le fluide de travail au niveau du cycle haute température (HT) est le HCFC123, alors que le HFC134a a été choisi pour le cycle basse température (LT).

Après avoir été pompé par une pompe à membrane à vitesse variable dans un évaporateur à plaques, le réfrigérant du cycle du haut est chauffé, évaporé et surchauffé grâce à la chaleur fournie par l'eau pressurisée. La vapeur est ensuite détendue dans le scroll HT[1] avant d'être refroidie, condensée et sous-refroidie dans un évaporateur-condenseur à plaques. La chaleur ainsi produite est transmise au cycle du bas pour chauffer, évaporer et surchauffer le HFC134a. Dans le cas du fonctionnement hybride, un échangeur à plaques est placé en série[2] avant l'évaporateur du cycle du bas et assure le chauffage et le début de l'évaporation grâce à la chaleur transmise par l'eau de refroidissement du moteur. Pour compléter le cycle du bas, le même type de pompe et de turbine est utilisé que dans le cas du HCFC123, alors qu'un condenseur à plaque avec de l'eau industrielle (7°C) circulant du côté froid permet de condenser le fluide de travail avant la pompe. Une vanne de réglage située en amont du condenseur modulant le débit d'eau froide permet de fixer la pression de condensation du Cycle LT à 5 bars, quelles que soient les conditions de fonctionnement. A cause de la puissance thermique supplémentaire reçue par ce dernier cycle au niveau du préchauffeur, la turbine du bas est légèrement surdimensionnée par rapport à la turbine du HCFC123, 7kWe et 5 kWe respectivement. S'agissant de la lubrification de ces deux éléments tournant, un système simple a été développé. L'huile circule avec le réfrigérant de la sortie de la turbine à la sortie de l'évaporateur. A cet endroit est placé un séparateur d'huile qui alimente la turbine grâce à la différence de pression.

1 Durant le démarrage et la phase de chauffage, la turbine est by-passée.
2 La configuration parallèle est également possible mais n'a pour l'heure jamais été testée

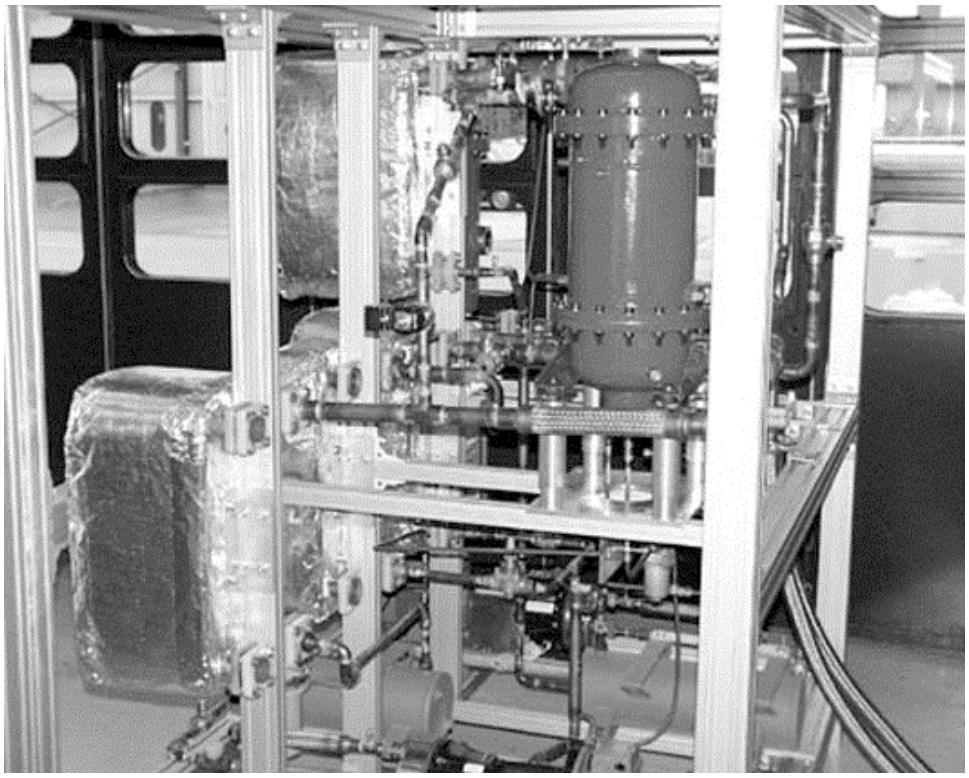

Figure 2: ORC

Le groupe de cogénération est composé d'un moteur Diesel, d'un échangeur de chaleur tubulaire à haute température sur les gaz d'échappement (environ 650°C en sortie de moteur) et d'un échangeur à plaque pour le réseau de refroidissement du moteur et de la génératrice. Cette dernière est de type triphasée asynchrone avec un rotor en cage d'écureuil. Comme indiqué sur les figures 3 et 4, un circuit de by-pass du préchauffeur existe sur le circuit d'eau de refroidissement du moteur. Une vanne trois voies thermostatique régule la répartition des débits dans les deux embranchements du circuit afin de garder une température constante en sortie de moteur (82.5°C). Le moteur Lombardini LW 903 est d'une cylindrée de 913 cm^3 pour 3 cylindres en ligne et est conçu spécialement pour des applications industrielles. Le démarrage et le couplage au réseau sont gérés par un automate programmable (Schneider Electric TSX 37-22) alors que la variation de la charge se fait manuellement. De plus amples informations sur ce groupe de cogénération peuvent être obtenues dans (Kane et al., 1999).

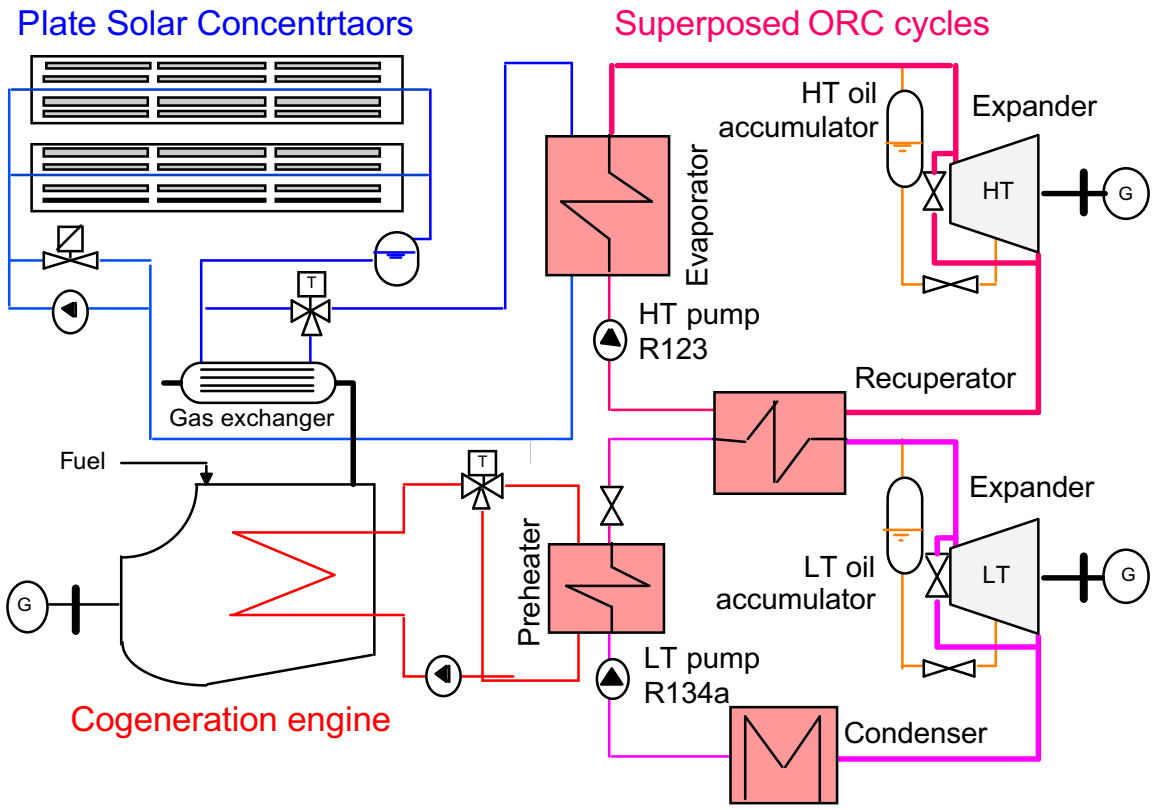

Figure 3: Représentation schématique de la centrale SPS

Les principaux éléments de la centrale sont schématisés à la figure 3. Il est à noter, que grâce aux vannes de by-pass placées en parallèle à chacune des deux turbines, le couplage au réseau d'un seul cycle est possible, l'autre étant dans ce cas utilisé pour transmettre la chaleur uniquement.

Afin de connaître le comportement de l'installation en temps réel, des capteurs de pression et de température ont été installés avant et après chaque composant de la centrale. Des débitmètres et autres wattmètres permettent en outre d'évaluer les performances. Les valeurs de ces différents capteurs sont visualisées dans un Vi du logiciel LabView spécialement conçu pour cette application. Ce même outil informatique permet également le pilotage de l'installation (variation du régime des deux pompes et du débit d'eau industrielle). La figure 4 est directement tirée de ce logiciel et permet de visualiser tous les instruments de mesure se trouvant sur l'installation.

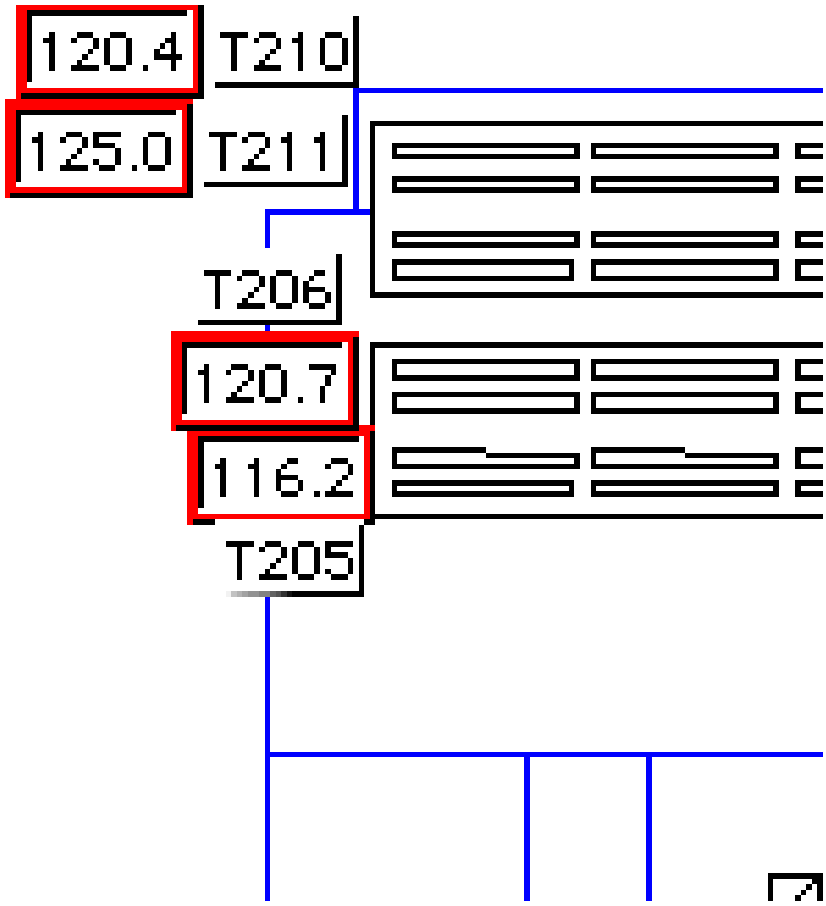

Figure 4: Ecran de contrôle de la centrale (directement tiré de LabView)

3 Résultats des tests effectués durant l'été 2001

Durant les années 1999 et 2000, les cycles de Rankine ainsi que le groupe de cogénération et les concentrateurs solaires ont été testés séparément, en laboratoire pour les deux premiers éléments. Ces trois éléments ont ensuite été rassemblés en automne 2000 sur un terrain de l'EPFL à Lausanne. Les résultats de ces différentes campagnes de tests sont disponibles dans (Kane et al., 1999; Larrain et al., 2000; Thély, 2000). L'été 2001 a donc été consacré à l'expérimentation sur le terrain de la centrale enfin totalement assemblée. Les interrogations étaient principalement basées sur le comportement des cycles avec une source chaude à température et puissance variables ainsi que sur les perspectives réelles du fonctionnement en mode hybride avec automatisation.

3.1 Modification de la centrale

Suite aux observations menées lors des tests en laboratoire et aux différents problèmes rencontrés lors de l'exploitation sur le terrain, quelques changements (minimes) ont été apportés à la centrale.

Wattmètres:

Deux convertisseurs de puissance active fixes (boîtiers SINEAX 530 GMC-INSTRUMENTS) ont été installés pour les deux turbines. Ils remplacent les deux gros wattmètres transportables qui devaient être "partagés" avec d'autres utilisateurs.

Compteur d'énergie:

Un compteur d'électricité pour énergie active (boîtier U3089 GMC-INSTRUMENTS) a également été installé sur la centrale afin de comptabiliser l'énergie produite par les turbines.

Silencieux:

Pour diminuer les émissions sonores du groupe de cogénération, un silencieux a été installé après l'échangeur tubulaire. Les pertes de charge supplémentaires engendrées ne dépassent pas la limite de tolérance du moteur et le comportement de ce dernier n'a pas été perturbé.

Préchauffeur à co-courrant:

Comme il a été mentionné dans la partie descriptive du groupe de cogénération, la température de l'eau de refroidissement en sortie de moteur est régulée à 82.5 °C. Par ailleurs, la grande surface d'échange du préchauffeur impose un pincement très faible, 1°C environ. Si l'échangeur est monté à contre-courant, le pincement s'établit en sortie d'échangeur pour l'eau de refroidissement du moteur, lui imposant une température de l'ordre d'une vingtaine de degrés qui n'est pas tolérable. La grande différence de température entre l'entrée et la sortie de l'échangeur (>60°C) impose donc un débit très faible (et de ce fait un grand débit dans le circuit de by-pass). Cette configuration s'est avérée être trop près de la limite de fermeture la vanne qui n'arrivait pas à garder cette position, et oscillait sans cesse entre une position totalement fermée et une autre laissant passer un débit de 15 l/minute environ dans l'échangeur, sans stabilisation dans le temps. La configuration à co-courant, même si elle est moins avantageuse thermodynamiquement parlant, permet une stabilisation du débit dans l'échangeur (12 l/minute environ, dépendant de l'ensoleillement) après une vingtaine de minutes de fonctionnement.

Fixation pompe LT:

La pompe installée sur le cycle du HFC134a, de conception plus ancienne que celle sur le cycle du haut, engendre des problèmes de vibrations, principalement pour quelques plages de régime. Pour limiter la transmission des vibrations sur toute l'installation la pompe avait été installée durant l'année 2000 sur "silenblocks". Toutefois, au milieu de l'été 2001, certains d'entre eux ont commencé à présenter des signes d'affaissement. D'autre part, les amplitudes des oscillations commençaient à devenir importantes. Il a donc été décidé de revenir à une fixation rigide de la pompe sur le bâti des cycles.

Débitmètre à flotteur sur l'eau industrielle :

Afin d'appréhender et de pouvoir mesurer à moindres frais le débit d'eau industrielle passant par le condenseur, un débitmètre à flotteur a été installé.

Automate programmable:

Afin de rendre plus pratique l'exploitation de la centrale (en vue de développements futurs), un automate programmable Schneider-Electric TSX 37-22 a été acheté. Il assure le démarrage des ORC une fois les conditions de température requises atteintes, assure la régulation en fonctionnement et permet un arrêt contrôlé de la centrale.

3.2 Comportement sur une journée

Après une série de tests en laboratoire, où la température de la source chaude (huile chauffée par une chaudière électrique) etait réglée automatiquement à une valeur (ajustable) de consigne, les ORC ont donc été accouplés aux concentrateurs solaires en octobre 2000. Le principal changement dans cette configuration est que la source chaude est de température variable et dépendante des conditions météorologiques et d'utilisation des cycles. En effet, la puissance disponible à l'évaporateur est donnée par le rayonnement solaire direct (variant durant la journée) et par l'efficacité du capteur (sensible à l'ensoleillement). Les tests pratiques ont montré que si cette puissance thermique disponible à l'évaporateur est inférieure à la puissance requise pour chauffer, évaporer et surchauffer le HCFC123 à une pression donnée, la température de la source chaude chute (et avec elle la pression d'évaporation du réfrigérant) jusqu'à ce qu'un équilibre soit trouvé. L'inverse est aussi vrai, et dans le cas d'un apport de chaleur supplémentaire à l'évaporateur (enclenchement du moteur, fin d'un passage nuageux, etc.) la température de la source chaude augmente jusqu'à atteindre un nouvel équilibre. Il est donc possible, dans une certaine mesure, d'influencer la température d'équilibre en fonction de la pression d'évaporation du cycle du haut.
Les nombreux essais effectués sur le terrain ont montré que ceci ne pose pas de problèmes majeurs et les cycles se sont très bien adaptés. Durant l'été 2001, les tests réalisés ont souvent commencé avec une eau pressurisée aux environs de 150-160 °C pour faciliter le démarrage[3]. A cette température, la puissance thermique requise pour chauffer, évaporer et surchauffer le HCFC123 est de l'ordre de 55 à 65 kilowatts thermiques (selon les mesures de l'année 2000). De telles puissances se sont révélées impossibles à atteindre avec les deux lignes de concentrateurs solaires[4], et comme attendu, la température de la source chaude baissait jusqu'à atteindre une température d'équilibre entre 115 et 135°C. Cette température d'équilibre ainsi que le temps nécessaire pour l'atteindre, dépendent du rayonnement solaire direct et du mode de fonctionnement de la centrale (solaire seul, ou hybride). La figure 5 ci-dessous met en relation la puissance électrique produite par les deux turbines avec le rayonnement solaire direct.

Il est intéressant de remarquer que, pour les deux journées typiques (en mode solaire seul) du 30 mai et du 26 juin et après un pic de production au démarrage dû à la surconsommation de chaleur à haute température, la puissance électrique envoyée au réseau par les deux expandeurs se stabilise avant de chuter en fin de journée à cause de l'ombre qui envahit petit à petit le site. En effet, aux environs du solstice d'été, cette dernière gagne le concentrateur ouest vers 16h30[5]. En outre, les mois de mai et juin ont été les plus propices au niveau de l'ensoleillement, les valeurs maximales de rayonnement direct ayant été mesurées le 21 juin (pointe à 900 W/m^2).

3 Durant les jours très ensoleillés, la montée en température excédait 2 degrés/minute et donc ces températures étaient atteintes rapidement.
4 Ceci est dû à une réduction du budget qui n'autorisa que la construction d'un champ de capteurs solaire de 100 m^2, contre les 160 m^2 initialement prévus et pour lesquels les cycles ont été dimensionnés.
5 Elle est principalement due à la présence du bâtiment n°3 du Parc Scientifique de l'EPFL, récemment construit directement à l'ouest de la centrale.

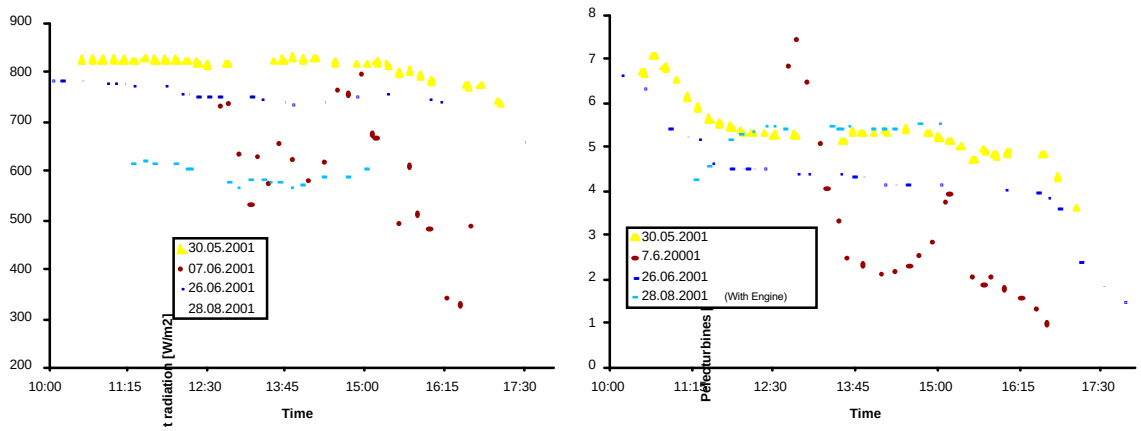

Figure 5: Rayonnement direct et puissance électrique fournie par les turbines en fonction du temps pour 4 journées type

Le cas du 7 juin est un peu plus particulier. Il s'agit d'un jour typique où des passages nuageux sont venus de temps en temps voiler un soleil par ailleurs assez généreux. La production n'a pas atteint l'équilibre et la chute rapide de la production après le début de test s'explique par un démarrage à haute température (151°C) durant un passage nuageux (rayonnement direct aux environs de 600 W/m^2). Cependant, avant l'arrivée de l'ombre, un court passage dégagé a permis une augmentation rapide de la puissance électrique, sans pour autant être assez long pour atteindre une stabilisation. Les cycles s'adaptent donc bien à un rayonnement variable et la gestion de la centrale en mode solaire seul est très aisée. Il s'agit simplement de faire varier la fréquence des pompes de manière à garantir une certaine surchauffe en entrée de turbine. En effet, dû à la présence d'huile dans le fluide de travail à l'évaporateur, la température d'évaporation augmente considérablement par rapport au réfrigérant pur en sortie d'échangeur. La surchauffe étant calculée pour le réfrigérant pur, une valeur minimale doit être conservée (environ 10 et 20°C pour les cycles du haut et du bas respectivement[6]) afin de ne pas lubrifier la turbine avec du réfrigérant, ni d'entrer dans cette dernière avec un fluide de travail bi-phasique. S'agissant du mode de fonctionnement hybride, ici représenté par l'essai du 28 août, pour un ensoleillement donné, la puissance électrique produite augmente par rapport au mode solaire seul et de ce fait, l'ensoleillement minimal garantissant le fonctionnement de la centrale diminue. Cependant, le moteur étant pour l'instant utilisé à pleine charge seulement, il n'a pas été possible de garantir une production en ruban de la centrale. Le moteur apporte donc une certaine indépendance vis-à-vis des conditions météorologiques, mais ne permet pas, dans la configuration actuelle, de compenser exactement les passages nuageux brefs. De plus, la stabilisation du débit d'eau de refroidissement prend une vingtaine de minutes et donc le moteur doit être utilisé sur une longue période pour atteindre un régime permanent.

6 Valeurs approximatives basées sur des observations empiriques grâce aux voyants se trouvant sur les turbines et permettant de visualiser l'état (gazeux ou bi-phasique) du fluide.

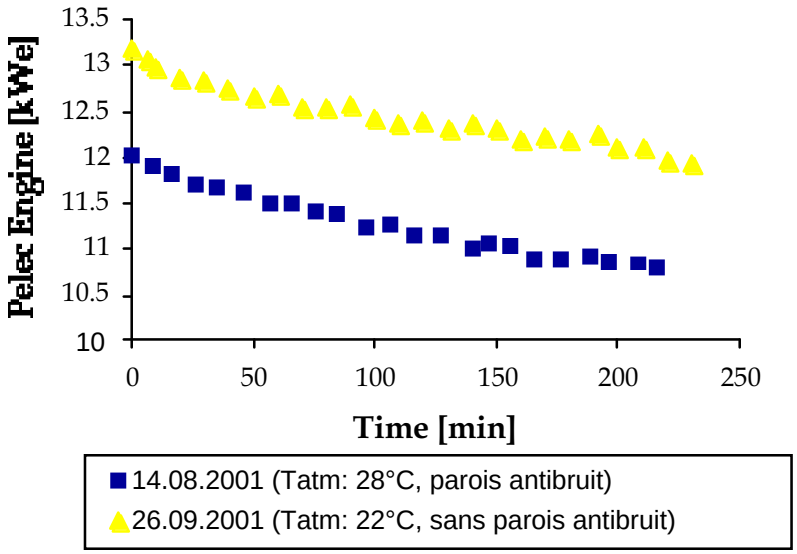

Figure 6: Variation de la puissance électrique produite par le moteur en cours de test.

Finalement, une ultime remarque est nécessaire concernant le moteur. Durant l'été 2001, l'accent a plutôt été mis sur le bon fonctionnement des ORC et le moteur a été utilisé en l'état, sans modification par rapport à l'année précédente, hormis l'ajout du silencieux pour des raisons de confort. Il a été constaté que la configuration actuelle n'apportait pas entière satisfaction et que des améliorations sont possibles à différents niveaux. Premièrement, au niveau du moteur lui-même, il n'a jamais été possible de produire les 15 kWe nominaux. Ceci est dû au fait que l'aspiration de l'air se fait à la hauteur du bloc moteur, et que l'air ambiant autour du moteur se réchauffe sensiblement en cours de test, altérant ainsi l'efficacité de l'unité. De plus, comme le montre la figure 6, l'air se réchauffant continuellement sans atteindre une température d'équilibre, la puissance produite diminue avec le temps sans se stabiliser, rendant ainsi difficile les bilans précis sur toute l'installation, le régime n'étant jamais vraiment permanent. D'autre part, lorsque des parois antibruit ont été montées autour du moteur pour compléter l'effet du silencieux d'échappement, la température de l'air autour du bloc atteignait la limite de sécurité définie dans l'automate après environ 4 heures de fonctionnement, provoquant l'arrêt automatique du moteur. Cette dernière figure 6 met également en avant le fait que la température atmosphérique joue un rôle dans la puissance délivrée par le moteur. Ces problèmes pourraient être résolus par l'introduction d'un système de renouvellement d'air du caisson par ventilation. Un silencieux devrait également être installé à ce niveau-là afin que le bruit ne soit pas évacué vers l'extérieur en même temps que la chaleur.

3.3 Performances

Les tests effectués sur les ORC en laboratoire avant octobre 2000, dont les résultats sont disponibles dans (Kane et al., 1999; Larrain et al., 2000), ont permis de tester les cycles dans des conditions stables permettant de bien caractériser les différents paramètres conditionnant le fonctionnement de l'installation. Sur le terrain, il a été beaucoup plus délicat d'atteindre des conditions vraiment stables pour les raisons évoquées

précédemment. Dès lors, les résultats présentés ci-après concernent en majorité des moyennes sur des tests d'une journée, afin de déterminer les possibilités de production sur un jour type. Les principaux résultats sont présentés dans le tableau 1. Les formules utilisées pour calculer les différentes efficacités sont tirées de (Borel, 1984) et sont données à l'annexe 1. La puissance consommée par les pompes est dans tous les cas soustraite à la puissance produite, ceci afin de transcrire l'approche production décentralisée visée pour ce genre de centrale. En effet, dans un tel cas, il n'y a pas de réseau électrique pour alimenter les pompes séparément, et donc la puissance nécessaire à l'entraînement de ces pompes est directement prise de la puissance produite par les turbines, donc réduit la prestation. Une telle façon de calculer diminue d'environ 2 points les efficacités calculées en considérant la puissance des pompes comme étant fournie par l'extérieur (approche classique)[7]. Ceci met également en avant le fait que les pompes, outre leur coût important, ne sont pas bien adaptées au cas des ORC, la puissance consommées par ces dernières représentant entre 10 et 15% (voir plus lors du fonctionnement à un seul cycle) de la puissance produite par les turbines.

La première chose à remarquer sur le tableau 1 est que les efficacités des cycles ne correspondent pas à nos attentes. Au sens du premier principe, elles prennent des valeurs autour de 10 et 8 % pour les modes solaire seul et hybride respectivement. Il convient néanmoins de nuancer ces valeurs. Premièrement, les cycles travaillent à basse température, environ 130°C, et pour cette valeur l'efficacité théorique maximum (Carnot) est de 25 %. Le rendement exergétique, prenant précisément en compte les niveaux de température des sources chaudes est donc beaucoup plus révélateur et il atteint des valeurs de 44 % pour les deux modes de fonctionnement. En mode hybride, cette dernière valeur prend encore plus de sens, puisque, dans ce cas, une partie de la chaleur est donnée à basse température (80°C). De plus, ces grandeurs sont des valeurs moyennes sur une journée, incluant donc des passages moins favorables, en fin de journée notamment lorsque l'ombre commence à gagner le site. Il est également important de noter que, pour la journée du 29 septembre (qui représente ici le mode hybride), l'ensoleillement était réduit comparé aux meilleurs jours de l'été. Le 14 août par exemple, alors qu'un test en mode hybride de plus courte durée a été réalisé avec un rayonnement direct d'environ 760 W/m^2, des efficacités moyennes de l'ordre de 11.5 % ont été mesurées. Concernant ce dernier mode de fonctionnement, les performances décevantes doivent également être nuancées par le fait qu'un problème d'eau de refroidissement est intervenu en cours de tests. En effet, son débit est devenu insuffisant pour fixer la pression de condensation du cycle du bas à 5 bars. Cette dernière est donc devenue, par la force des choses, flottante au gré des conditions d'utilisation. Ceci était surtout pénalisant pour le mode hybride vu le surplus de chaleur apporté par le groupe de cogénération. Dans ce cas, cette pression de condensation est souvent montée au-delà de 6 bars.

Il est également important de remarquer que l'efficacité fossile est de l'ordre de 35 %, voir plus de 40 % avec un ensoleillement meilleur (14 août). Plus d'un tiers de l'énergie du combustible est donc transformée en électricité, ce qui est intéressant car l'efficacité d'un petit moteur Diesel est de l'ordre de 26 %.

7 Pour le 26 juin, les efficacités moyennes calculées avec les approches "classique" et "centrale isolée" donnent respectivement 11.6 et 10.2 %. Pour le 26.09, les résultats sont de 9.24 et 7.93 respectivement.

	26.06.2001	*26.09.2001*
Rayonnement Solaire Direct (Moyenne) [w/m^2]	740	597
Rayonnement Solaire Direct (Pic) [w/m^2]	783	654
Mode de fonctionnement	Solaire	Hybride
Durée du test [heure]	7.9	3.9
Energie Electrique totale produite [kWh]	33.3	67.5
Energie Electrique produite par les turbines [kWh]	33.3	19.3
Consommation de Diesel (l)	0	18.8
Efficacité des ORC (Moyenne) [%]	10.2	7.93
Efficacité des ORC (Meilleure) [%]	16	8.5
Rendement Exergetique des ORC (Moyenne) [%]	44.0	43.1
Rendement Exergetique des ORC (Meilleur) [%]	61.0	47.02
Efficacité de la Centrale (Moyenne) [%]	4.9	15.59
Efficacité de la Centrale (Meilleur) [%]	7.3	16.29
Efficacité Fossile (Moyenne) [%]	-	35.3

Tableau 1: Performances mesurées lors de deux journées types.

De plus, afin d'aller plus en avant dans l'analyse des résultats, il est important de mentionner que durant les tests, les turbines ont fonctionné largement en charge partielle. En effet, comme le montre la figure 7, les deux expandeurs n'ont jamais été exploités à charge nominale, plus particulièrement celui du cycle basse température. En effet, comme il a été mentionné dans la description de la centrale, ce dernier est dimensionné pour le mode hybride et lorsque le préchauffeur n'est pas en action, il est sous-exploité. D'un point de vue plus général, les cycles ont été pensés en fonction d'un champ de concentrateurs solaires de 160 m^2, alors que, pour des raisons budgétaires, ce dernier a été réduit à 96.4 m^2. Ce manque de surface explique donc le fait que les turbines ne fonctionnent jamais à pleine charge. Le 14 août 2001, jour pendant lequel le mode hybride a été testé avec un rayonnement solaire important (environ 760 W/m^2 de moyenne), est le test qui a permis de se rapprocher le plus du fonctionnement nominal.

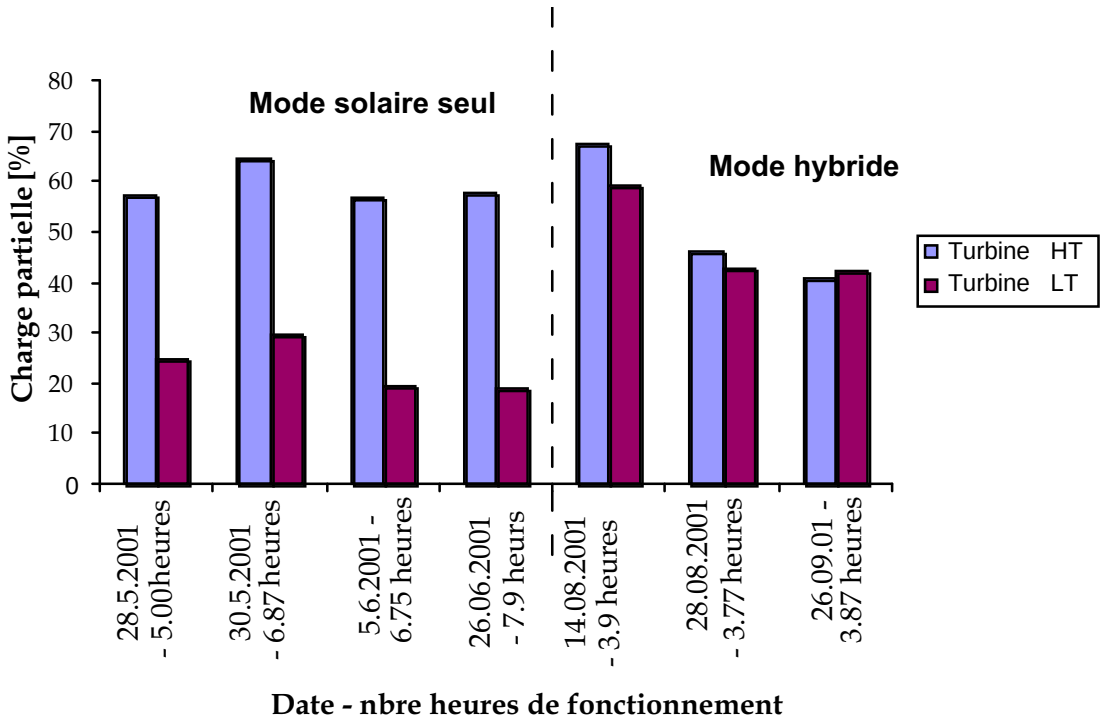

Figure 7: Charges partielles moyennes pour 6 journées types

D'autre part, il est évident que les problèmes rencontrés au condenseur pénalisent le fonctionnement en mode hybride et ne permettent pas de tirer des conclusions définitives sur ce mode de fonctionnement. En effet, vu le surplus de chaleur (environ 20 kWt, cf. figure 10) apporté au cycle du bas par l'intermédiaire du préchauffeur, la puissance de refroidissement doit augmenter. Le débit d'eau froide étant limité, la pression de condensation du HFC134a augmente, entraînant avec elle celle d'évaporation et par l'intermédiaire de l'évaporateur-condenseur celle de condensation du HCFC123. La pression d'évaporation du cycle du HT étant limitée par la température de la source chaude, qui n'augmente que légèrement en mode hybride (à cause de la faible puissance récupérée sur les gaz d'échappement), la puissance produite par la turbine du haut diminue. Si les conditions thermodynamiques s'améliorent sur le cycle du bas, elles se détériorent sur celui du haut, aboutissant à une égalisation des charges partielles sur les deux cycles à 50 % environ.

Concernant le fonctionnement en mode hybride, il est important de remarquer que pour une même puissance à l'évaporateur, la puissance produite par les turbines augmente par rapport au mode solaire seul. Toutefois l'efficacité baisse car une partie de la chaleur est fournie à basse température (80°C). Lorsque le moteur est enclenché, les puissances fournies par les deux cycles sont presque équivalentes, celle du cycle du bas étant légèrement supérieure. A l'opposé, en mode solaire seul, le cycle haute température produit la majeure partie de la puissance. Ces différentes constatations sont illustrées par la figure 8.

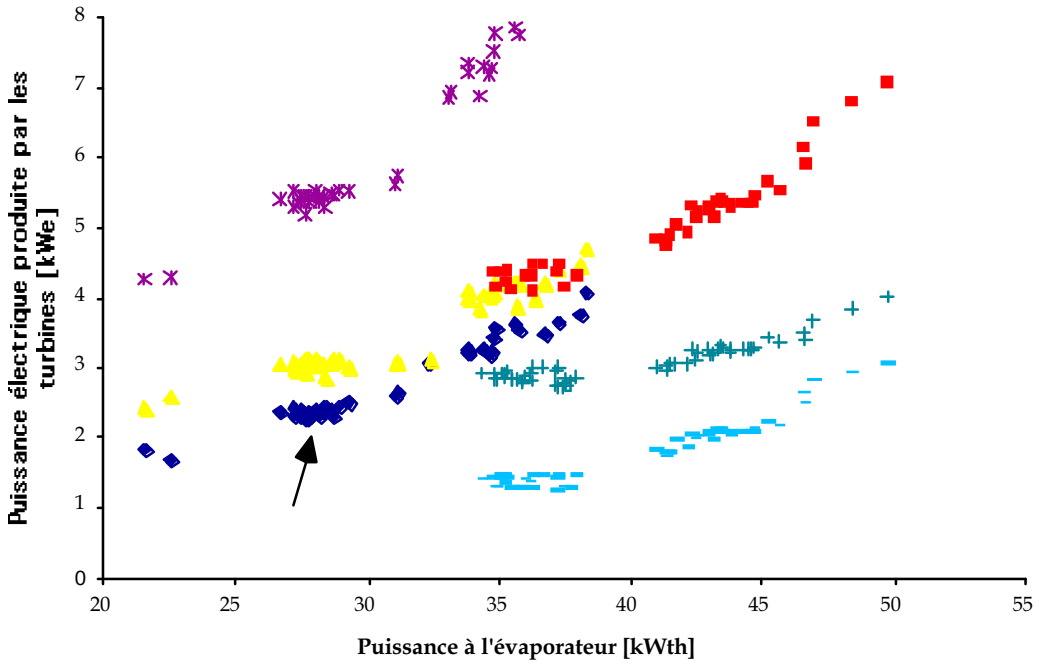

Figure 8: Puissance produite par les turbines dans les deux modes de fonctionnement

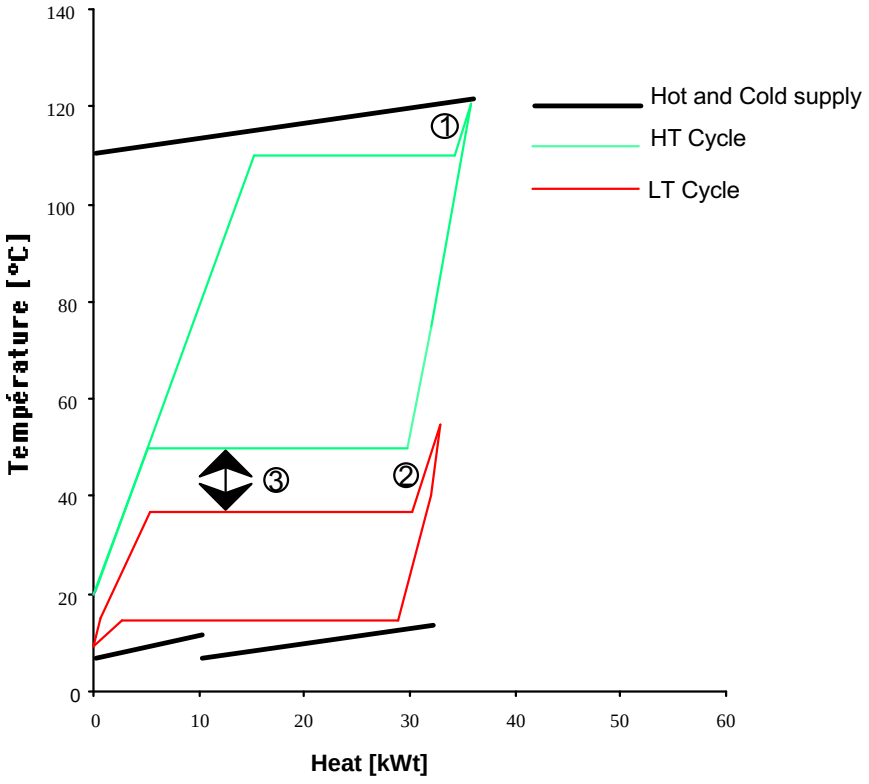

Figure 9: Diagramme Température-Puissance pour le fonctionnement des ORC en mode solaire seul (mesures)

Les figures 9 et 10, directement tirées des mesures effectuées, représentent les cycles ORC dans des diagrammes Température-Puissance pour les modes de fonctionnement solaire et hybride respectivement. Ils mettent en lumière différents points intéressants. Premièrement, le manque d'eau au condenseur provoque l'augmentation de la pression de condensation du cycle du bas en mode hybride. Plus important encore, la différence de température entre les paliers d'évaporation et de condensation entre les deux cycles est très importante (environ 20°C, point 3) de la figure 9), et ce quel que soit le mode de fonctionnement. Cette valeur est très grande et est la source de nombreuses pertes. Elle peut partiellement être expliquée par le fait qu'une large quantité d'huile passe dans l'évaporateur avec le réfrigérant, augmentant ainsi considérablement sa température d'ébullition en fin d'évaporation (non-linéarité pas représentée ici en 1) et 2) de la figure 9). Ce phénomène est bien connu dans les pompes à chaleur et pourrait peut-être être résolu ici par l'installation d'un nouvel échangeur de type tubulaire par exemple. Toutefois, l'effet réel de l'huile dans les ORC est d'une grande complexité et devrait être étudié plus en détail sur un cycle plus simple. D'autre part, il existe actuellement une grande incertitude sur la concentration réelle de l'huile de lubrification dans l'installation.

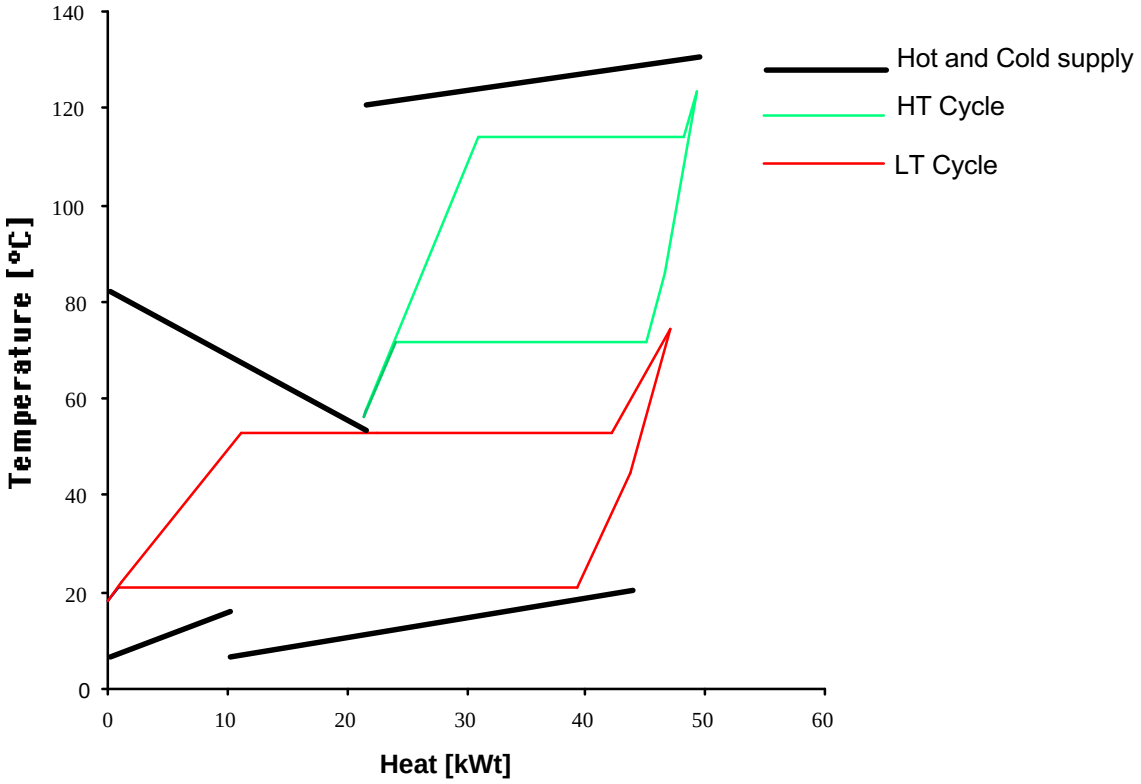

Figure 10: Diagramme Puissance-Température pour le fonctionnement des ORC en mode hybride (mesures)

De même, la quantité d'huile minimum suffisante pour garantir une bonne lubrification de la turbine n'est pas connue, et il n'est pas impossible que la concentration actuelle soit trop importante. Finalement, d'autres solutions sont possibles au niveau du système de lubrification lui-même et un circuit d'huile séparé pourrait éventuellement être envisagé[8].

8 Initialement, les premiers tests sur les expandeurs ont été réalisés avec un circuit séparé mis en pression par une pompe à huile. Pour s'affranchir de cette pompe, une solution est en test à Genève sur un cycle

La figure 10 met également en avant le bon fonctionnement du préchauffeur. En effet, plus de 20 kWt sont récupérés permettant l'entrée dans l'évaporateur avec un titre de vapeur compris entre 10 et 30 % environ. Cette large plage de titre de vapeur semble s'expliquer par le fait que la pression d'évaporation du cycle du bas est directement donnée par la chaleur récupérée sur le cycle du haut dans l'évaporateur-condenseur. En effet, il a été remarqué que le débit d'eau dans le préchauffeur s'adapte en fonction de la pression d'évaporation du 134a mais ne la limite en aucun cas. Le 14 août 2001 par exemple, avec un bon ensoleillement, elle est montée au démarrage jusqu'à 18 bars pour se stabiliser ensuite aux environ de 16 bars. Une fois un régime stable atteint, dans le cas d'une modification du régime de la pompe du cycle LT sans modification sur le cycle du haut, la pression d'évaporation reste constante et c'est le titre en entrée d'évaporateur et la température d'entrée dans la turbine (donc la surchauffe) qui s'adaptent aux nouvelles conditions. A l'inverse, dans le cas du mode solaire seul, la pression d'évaporation est plus flottante et varie avec le changement de régime de la pompe, alors que la température en entrée de turbine reste à peu près constante. Concernant le mode hybride, il est à noter également que l'échangeur sur les gaz d'échappement a fourni une puissance plus faible qu'en laboratoire où avait été testé avec de l'eau plus froide (100°C environ) qui permettait la récupération de 12.4 kWt (Bühler, 2000) à pleine charge. Les essais effectués sur le site n'ont pas permis la récupération de plus de 7 kWt, avec une moyenne aux environs de 5.5 kWt. Ceci est dû au fait que, dans la configuration sur site, l'eau pressurisée entre dans l'échangeur à une température de 130°C environ, ne permettant qu'une récupération partielle de la chaleur des gaz d'échappement. D'autre part, cet échangeur, de par son grand volume ne peut être placé près du moteur: dans la configuration été 2001 de la centrale, il était placé sous le cabanon abritant le moteur et les cycles, soit à plusieurs mètres du collecteur d'échappement. Ceci n'est pas optimal, les gaz sortant de ce dernier à une température d'environ 650°C, température pour laquelle les pertes par rayonnement deviennent importantes. De meilleurs résultats seraient donc sans doute obtenus si l'échangeur pouvait être placé plus près du moteur.

La campagne de tests de l'été 2001, a été effectuée avec une source chaude dont la température et la puissance variaient en fonction des conditions extérieures. Finalement, les périodes de conditions stables permettant de calculer des bilans précis n'ont pas été très nombreuses. D'autre part, les conditions de stabilité variaient finalement assez peu d'un test à l'autre. Dès lors, sur la base de ces essais, il est difficile de tracer des courbes d'efficacités en fonction de puissances ou de températures vraiment représentatives. De tels graphes peuvent être trouvés dans (Larrain et al., 2000). Toutefois, il est apparu intéressant de représenter la production d'électricité des turbines en fonction de l'exergie chaleur fournie aux cycles. Ceci est tracé à la figure 11.

---

similaire: l'huile est mise en pression par de la vapeur du réfrigérant soutirée par un capillaire en sortie d'évaporateur.

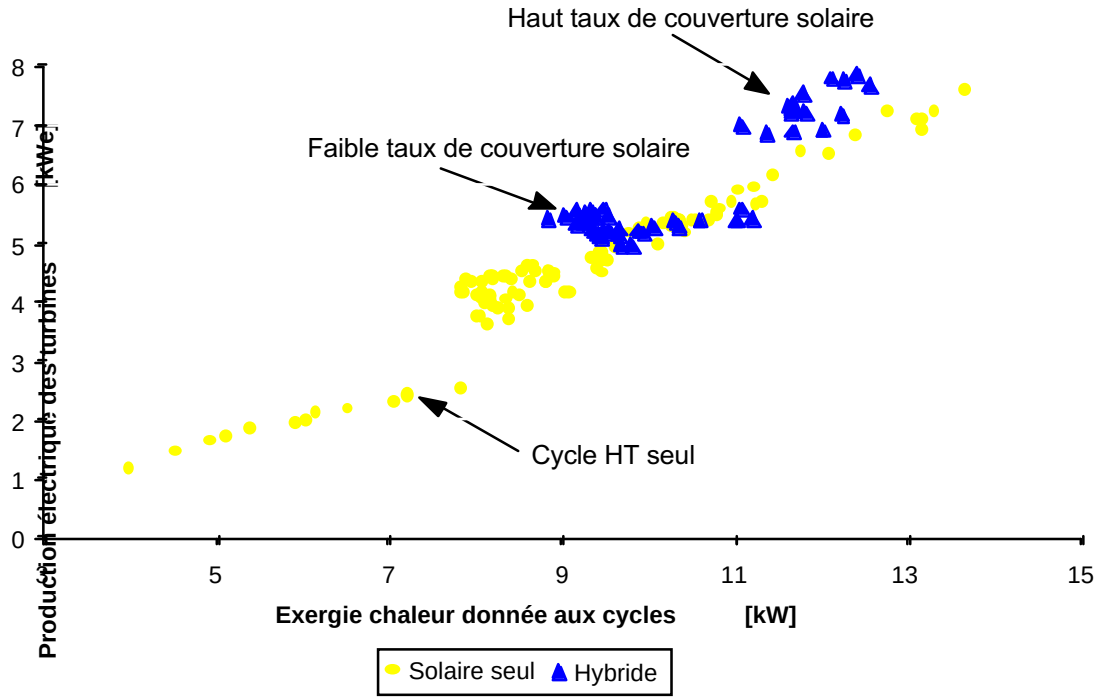

Figure 11: Production d'électricité en fonction de l'exergie chaleur donnée aux cycles.

Cette dernière figure permet de visualiser le rendement exergétique des cycles dans les deux modes de fonctionnement. En mode solaire seul, il augmente avec l'exergie chaleur qui transcrit dans ce cas l'énergie solaire disponible. En effet, plus le rayonnement solaire est important plus la température de l'eau pressurisée augmente et donc plus l'exergie chaleur augmente. Le rendement exergétique augmente donc avec la puissance solaire disponible. D'autre part, la limite de fonctionnement du cycle du bas en mode solaire seul apparaît clairement. Elle correspond environ à une puissance de 37 kWt à l'évaporateur et une température de l'eau de 115°C. En dessous de ces valeurs, la centrale peut toujours fonctionner, la turbine LT étant dans ce cas by-passée et le HFC134a n'ayant que le rôle de transférer la chaleur jusqu'à l'évaporateur. Dans le cas du mode hybride, le peu de mesures effectuées ne permettent pas de tirer des conclusions définitives. Cependant, il semble que le rendement en fonction de l'exergie chaleur reçue augmente avec le taux de couverture solaire[9].

3.4 Problèmes techniques rencontrés

Vibrations

Les pompes, principalement celle du cycle LT, engendrent des vibrations dans le châssis soutenant la partie ORC de la centrale (visible sur la figure 2). Ces pompes HydraCell ne sont pas adaptées spécifiquement aux ORC. Celle située sur le cycle du haut, plus moderne, est accouplée à son moteur de manière compacte permettant une fixation au châssis tout à fait satisfaisante au niveau des vibrations. La situation n'est pas la même

9 Cette grandeur représente la part de chaleur provenant du solaire par rapport à la chaleur totale reçue par les cycles.

avec celle, plus ancienne, située sur le cycle du bas. Comme il en a déjà été fait mention, une solution de fixation sur "silenblocs" avait été initialement imaginée pour éviter la transmission des vibrations sur le châssis. Cependant, au fil du temps ces derniers ont commencé à s'affaisser et l'amplitude des vibrations est devenue très importante. Un retour à une fixation rigide a donc été effectué, mais une solution plus satisfaisante doit être trouvée. De plus, une plage de résonance a été identifiée entre 40 et 50 % de régime de la pompe. Elle doit donc être évitée dans l'état actuel des choses.

Fuites de réfrigérant

Deux fuites de réfrigérant se sont déclarées durant l'été 2001. L'une concernait le circuit d'huile du cycle du bas, alors que l'autre se situait en sortie de la pompe de ce même cycle LT. La première s'est déclarée sur un coude du circuit vraisemblablement à cause des vibrations. Sur cette partie sensible du circuit d'huile, le tube en cuivre a été remplacé par un module souple absorbant les vibrations, qui a parfaitement résisté par la suite (modification effectuée le 30.05.01). La seconde fuite s'est déclarée également en début de saison (19.06.01), lors de l'étalonnage des wattmètres. Durant cette opération, le refroidissement par l'eau industrielle n'était pas suffisant et la température est montée en sortie de pompe du cycle LT là où elle doit normalement être aux environs de 20°C occasionnant une fuite.

Fuite sur le circuit d'eau pressurisée

Une troisième fuite s'est déclarée, en fin de saison cette fois-ci (5.10.01), au niveau de la pompe de circulation de l'eau pressurisée. Elle s'est déclarée vraisemblablement à cause d'une mauvaise lubrification, probablement due à la présence de bulles d'air formées par cavitation. Lors de la remise en marche de l'installation après cet incident, le circuit a été longuement purgé afin d'éviter ce genre de problèmes par la suite. Finalement, le 31.10.01 une ultime fuite s'est déclarée sur un tuyau souple (BOA) du circuit d'eau pressurisée des capteurs. Cette dernière était certainement due à un rayon de courbure trop faible imposé au tuyau. Etant donné que cet incident s'est produit tard dans la saison, il a été décidé d'arrêter les tests sur le site et de rapatrier les cycles en laboratoire.

Circuit d'eau industrielle

Comme il a déjà été expliqué précédemment, le manque de puissance de refroidissement a pénalisé les performances de la centrale, en mode de fonctionnement hybride surtout. Différentes hypothèses ont été avancées pour expliquer ce manque. Il a d'abord été pensé que le condenseur ne fonctionnait mal à cause d'une trop grande quantité de réfrigérant le noyant. Le fait de retirer plusieurs kilos de R134a n'a pas amélioré sensiblement la situation. L'utilisation d'une vanne de perte de charges sur le circuit d'eau froide en aval du condenseur n'a pas non plus apporté les résultats escomptés. Finalement, la conclusion s'est portée sur un manque de débit d'eau, hypothèse confirmée par la mesure une fois le débitmètre à flotteur installé. La raison de ce manque de débit a finalement été trouvée, il s'agissait de l'encrassement excessif du filtre à l'entrée du circuit[10]. Ce filtre est donc à vérifier très régulièrement et à remplacer si besoin est.

3.5 Automatisation

10 Le filtre avait été changé le 26.07.01. Il est possible que peu de temps après cette date, l'eau industrielle ait été très sale durant une certaine période (peut-être à cause du chantier ou d'un changement de filtre à la station de pompage) et ait bouché le filtre très rapidement.

Afin de rendre l'exploitation de la centrale plus aisée et plus sure, un automate programmable a été câblé et programmé. Il doit assurer les fonctions de démarrage, de régulation des cycles en fonctionnement et d'arrêt en cas de demande de l'utilisateur, de problème ou de manque de puissance thermique (fin de journée). Ceci a pour but d'enlever la nécessité de la présence permanente d'un opérateur pour l'exploitation de la centrale. Dans un premier temps, cet automate ne gèrera que les cycles, mais la commande des concentrateurs, pourrait être aisément envisagée dans un développement futur. La figure 12 présente l'automate en cours de câblage sur le site. Si l'automate est arrivé dans le courant du mois de juillet, il n'a été câblé qu'en octobre afin de ne pas perturber les tests sur l'installation en mode manuel. Le programme et les schémas de câblage sont donnés en annexe. A la fin octobre, l'automate a permis le démarrage automatique du cycle du haut sur le terrain. Il a été programmé au LENI[11]. La principale difficulté vient du fait que le programme ne permet pas de simulation et doit être testé (et débugué) en situation réelle sur l'installation. Les premiers tests du mode automatique ont été réalisés mi- octobre, quelques jours seulement avant l'arrêt des essais sur le terrain, et n'ont pas permis une correction totale du programme. Dès début novembre, les cycles ont été réinstallés dans le laboratoire afin de poursuivre les tests. Le 20.11.2001, le démarrage automatique des deux cycles a été réalisé. A ce stade, seule la régulation en fonctionnement nécessite encore un peu d'attention ainsi que la mesure de la vitesse de rotation des turbines.

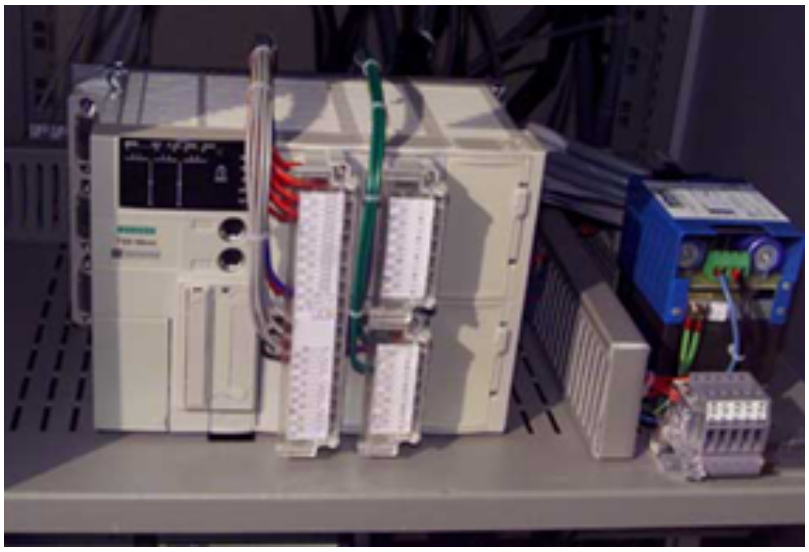

Figure 12: Automate en cours de câblage sur l'installation

3.5.1 Configuration de l'automate

L'automate utilisé est de type Schneider TSX 37-22, le même que celui assurant le démarrage du moteur Diesel du groupe de cogénération. Le choix de la marque a été fait dans un souci d'uniformité de la centrale. Ce type d'automate possède de base un module

11 Le moteur Diesel du groupe de cogénération est aussi géré par un automate du même type. Il avait été câblé et programmé par le Service d'Exploitation de l'EPFL en 1999.

analogique de 8 entrées et une sortie et il a été complété pour cette application précise par une carte digitale TSXDMZ28DR (16 entrées, 12 sorties) et deux cartes analogiques TSXAEZ414 (4 entrées) et TSXASZ401 (4 sorites). Des emplacements libres sont encore disponibles et pourront permettre des extensions futures (contrôle de la charge du moteur en fonction de l'ensoleillement, défocalisation des capteurs en cas de problème sur les cycles par exemple). L'idée générale qui a guidé le choix des signaux traités par l'automate et le câblage en général est l'option de garder la possibilité de l'exploitation des cycles en mode manuel également. D'autre part, les grandeurs nécessaires au post-processing ont été gardées telles quelles (lecture des signaux dans LabView) par rapport à la configuration de base, afin de pouvoir continuer à évaluer les performances de l'installation en mode automatique. Enfin, pour garder une indépendance totale entre les deux modes de fonctionnement (automatique et manuel), un petit boîtier électronique pour le traitement des signaux de l'automate a été câblé, indépendant de celui existant déjà pour le mode manuel.

Dans la configuration actuelle, onze signaux analogiques sont nécessaires au fonctionnement de l'automate:

- Pression entrée pompe HT (4…20 mA)
- Pression sortie pompe HT (4…20 mA)
- Pression entrée pompe LT (4…20 mA)
- Pression sortie pompe LT (4…20 mA)
- Vitesse de rotation turbine HT (0…60 Hz)
- Vitesse de rotation turbine LT (0…60 Hz)
- Débit d'huile de lubrification cycle HT (0…10 V)
- Débit d'huile de lubrification cycle LT (0…10 V)
- Température entrée évaporateur source chaude (Type K)
- Température entrée turbine HT (Type K)
- Température entrée turbine LT (Type K)

Les quatre premiers signaux proviennent de capteurs de pression déjà présents sur l'installation. Ils ne sont donc plus utilisables en mode manuel, mais ceci n'est pas pénalisant, les informations des capteurs installés en entrée et sortie de chaque turbine étant utilisés dans ce cas-là. Les capteurs utilisés renvoient des informations en courant qu'il faut transformer en tension afin de pouvoir entrer dans l'automate. Cette transformation simple s'effectue à l'aide de résistances de 500Ω dans le boîtier électronique. Ces quatre pressions sont lues en phase de démarrage et des valeurs limites sont définies pour assurer la sécurité (arrêt automatique de l'installation en cas de dépassement).

La vitesse de rotation des turbines est mesurée grâce à un capteur à effet hall excité par un aimant placé dans la turbine. Pour les raisons d'indépendance de fonctionnement des deux modes déjà mentionnées, deux nouveaux capteurs (du même type que ceux précédemment utilisés, Honeywell SS443a) ont été câblés. Il existe donc deux capteurs à effet hall par turbine. Cependant, un seul doit être placé dans la poche prévue à cet effet, le mode de fonctionnement désiré (manuel ou automatique) imposant celui à utiliser. Les capteurs donnant des informations en fréquence, il convient de transformer ces signaux

en tension afin de pouvoir les utiliser dans l'automate. La transformation se fait grâce au convertisseur fréquence tension Farnell 179-932. Différents éléments (condensateurs et résistances) sont à placer sur cette carte afin d'ajuster la valeur de la tension en fonction de l'application spécifique. Ces éléments ont posé problèmes et l'étalonnage des capteurs s'est avéré fastidieux[12]. Il semble qu'actuellement un compromis intéressant ait été trouvé entre la précision et la rapidité, mais ce n'est pas encore une solution idéale. L'ajout d'un composant électronique (bascule) pourrait s'avérer intéressant. Il est primordial de connaître les vitesses de rotation pour le démarrage et l'arrêt (couplage au réseau lorsque la vitesse correspond à 50 Hz, découplage lorsque la vitesse passe sous les 3000 t/min) ainsi que pour la sécurité (emballement des turbines, cf. section suivante).

Le débit d'huile des deux cycles est mesuré par des débitmètres à engrenage Angst et Pfister type LT5, n°06 4205 9900177272, donnant directement un signal en tension. Ces débitmètres étaient déjà présents sur l'installation et n'ont pas été doublés pour l'automatisation. En effet, cette grandeur n'est pas primordiale et est simplement vérifiée à titre de sécurité et il n'est donc pas apparu nécessaire de prévoir un autre système de mesure. Les signaux sont directement pris dans le boîtier électronique déjà existant pour le mode manuel.

Les trois températures sont lues par la carte d'entrée analogique. Les signaux n'ont pas besoin d'être transformés, car la carte peut-être configurée pour recevoir directement les thermocouples type K. Ces trois températures sont lues en phase de démarrage ainsi que pour la sécurité. Les deux températures d'entrée des turbines sont en outre utiles pour calculer la surchauffe, paramètre de réglage en fonctionnement. Ces deux dernières températures sont données par des thermocouples déjà existants sur l'installation. Elles ne sont donc plus lisibles en mode manuel. A l'opposé, le troisième thermocouple a été doublé, la valeur de la température en entrée d'évaporateur source chaude étant indispensable pour le post-processing.

Les sorties analogiques sont au nombre de trois:

- Commande de la vanne de régulation de l'eau industrielle (0..10V)
- Commande du régime de la pompe HT (0..10V)
- Commande du régime de la pompe LT (0..10V)

Ces tensions sont directement générées par l'automate. Un relais enclenché par l'interrupteur à clef automatique/manuel (voir ci-dessous) relie les trois éléments susmentionnés à l'automate ou à l'ordinateur suivant le mode de fonctionnement choisi. De cette façon, quel que soit le mode désiré, les trois composants à commander ne reçoivent qu'une seule information évitant ainsi les confusions.

Les entrées digitales (24 V) sont de deux types, interrupteurs indiquant les choix de l'utilisateur et signaux envoyés par l'installation elle-même. Il y en a 7 en tout.

12 Le problème est que la présence du carter de la turbine (tôle d'acier inoxydable) raccourcit le temps de l'impulsion du signal jusqu'à 0.5 milliseconde. Les capacités doivent donc s'adapter à ce temps très court pour une fréquence de 50 Hz.

- Libération de l'automate, choix du mode de fonctionnement (interrupteur à clé)
- Cycle HT démarré en premier (interrupteur 3 positions)
- Cycle LT démarré en premier (interrupteur 3 positions)
- Libération Cycle HT
- Libération Cycle LT
- Pression maximale de sortie de la pompe HT (Pressostat)
- Pression maximale de sortie de la pompe LT (Pressostat)

Finalement, 5 sorties digitales sont câblées:

- Fermeture vanne de by-pass HT
- Couplage turbine HT au réseau
- Fermeture vanne de by-pass LT
- Couplage turbine LT au réseau
- Signal de défocalisation des concentrateurs solaires

Les quatre premiers sont utilisés pour le démarrage et l'arrêt de la centrale, alors que le dernier est un signal d'alarme qui s'enclenche, lorsqu'au moins une condition de sécurité n'est plus respectée sur les cycles et donne l'ordre aux concentrateurs solaires de défocaliser afin d'éviter une température trop importante de l'eau pressurisée.

3.5.2 Base du programme d'automatisation

Le programme final complet d'automatisation des cycles est donné en annexe. Il a été programmé grâce au logiciel PL7 pro 3.4 spécialement conçu pour programmer les automates Schneider. La séquence des opérations a été programmée en langage "Graph set" alors que les actions sont, elles, programmées en langage littéral structuré.

Pour le démarrage, l'automate attend de recevoir les signaux de libération (choix du mode automatique) et d'ordre des cycles à démarrer. Cette opération doit être effectuée par l'utilisateur. Une fois ceci fait, l'automate attend qu'une température suffisante soit atteinte sur la source chaude. Puis les pompes sont enclenchées à une valeur minimale afin de faire monter les cycles en température. Dans un deuxième temps, le régime de la pompe du cycle à démarrer augmente petit à petit afin de monter en pression. Une fois le rapport de pression nécessaire atteint (1.1), l'ordre est donné à la vanne de by-pass de s'ouvrir. La turbine monte alors en régime, et une fois la vitesse de 3000 tours/minute atteinte, le couplage au réseau est actionné. Si la montée en régime est trop lente, la vanne de by-pass est réouverte et l'opération est rééditée avec un régime de pompe légèrement plus élevé. Si trois tentatives de démarrage ont échoué, les pompes s'arrêtent et il faut une quittance de l'utilisateur pour recommencer la procédure. Une fois un des deux cycles accroché au réseau, le régime de la pompe du deuxième cycle est à son tour augmenté et la procédure est identique à celle du premier cycle.

Les cycles s'arrêtent lorsque l'utilisateur le demande, un problème est détecté (dépassement des paramètres de sécurité) ou la puissance produite par les turbines n'est plus suffisante (fin de journée ou passage nuageux important). Si l'arrêt doit être effectué

avant couplage, les pompes sont simplement arrêtées et la vanne de by-pass ouverte. Si au contraire une des turbines est déjà accrochée au réseau, la pompe et la vanne de by-pass sont mises en position d'arrêt dans un premier temps, alors que la turbine est découplée dans un deuxième temps, une fois sa vitesse tombée sous les 3000 tours/minute. Cette procédure en deux temps a pour but d'éviter l'emballement des turbines. En effet, si l'arrêt intervient alors que le rapport de pression est encore élevé le réseau garde la fréquence de la turbine aux alentours de 50 Hz jusqu'à une égalisation des pressions sur tout le cycle. Ceci peut prendre jusqu'à une dizaine de secondes suivant les cas.

Une fois les deux cycles couplés au réseau, la régulation se met en marche. Les régulateurs PID sont déjà programmés dans l'automate, et seule une définition des valeurs des paramètres des régulateurs est nécessaire. Dans le cas des ORC, les régulateurs concernent la surchauffe à l'entrée des deux turbines et la pression de condensation du cycle du bas. Ils n'ont pour l'heure pas encore pu être testés mais le travail d'optimisation des paramètres de régulation ne devrait pas prendre plus que quelques jours.

4 Futur

Afin d'améliorer les différents points encore insatisfaisants mentionnés dans le présent rapport, différentes actions ont été planifiées et devraient être réalisées dans le futur. Premièrement, l'automatisation, dont il a été question au paragraphe précédent, continuera d'être testée en laboratoire dès que possible. Au niveau des performances, un des points les plus critiques de l'installation est l'évaporateur-condenseur. En effet, le grand écart de température entre les deux paliers, dû à la présence d'huile dans le fluide de travail s'évaporant, pénalise l'efficacité des cycles. La conception et l'installation d'un nouvel évaporateur-condenseur est envisagée. La solution préconisée est d'avoir un échangeur de chaleur tubulaire à "film tombant". Le HCFC123 se condenserait dans les tubes (pas de problème majeure d'huile en condensation) alors que le mélange liquide 134a-huile serait aspergé au moyen de buses au-dessus du faisceau de tubes . L'échangeur lui-même agirait comme séparateur d'huile, la vapeur saturée quittant au niveau supérieur dans une section comprenant un échange à contre-courant (désurchauffe de 123 et surchauffe de 134a). Le grand avantage du transfert de chaleur par film tombant est le coefficient de transfert de chaleur nettement amélioré qui permet d'envisager un pincement limité à quelques degrés seulement. Un des points délicats sera l'ajustement fin du débit qui, compte tenu de l'existence d'un contrôle de vitesse de la pompe du cycle inférieur, ne devrait cependant pas être un obstacle insurmontable. Par ailleurs le design du nouvel échangeur tiendra compte des contraintes géométriques de l'architecture existante. Par ailleurs, ce développement devrait prendre en compte la possibilité ultérieure de travailler avec un fluide naturel comme de l'eau sur le cycle supérieur qui est un des buts à long terme, afin de s'affranchir du 123 sur le cycle supérieur et d'étendre la plage de température au moins jusqu'à 200-220°C qui serait un objectif plus compatible avec les capteurs à concentration utilisés. Cette solution donnerait une meilleure appréciation de la qualité intrinsèque de l'option de cycles bi-étagés et offrirait également des avantages de sécurité pour l'intégration directe de l'échangeur de récupération sur les gaz d'échappement et sur des options d'évaporation directe dans les capteurs. Toutes ces

améliorations devraient conduire à terme à une nette amélioration de performance avec une réduction des coûts. Deux solutions de turbines sont envisagées à cet égard, mais les travaux d'étude dans cette direction doivent encore être mieux évalués, notamment sous l'angle de la protection intellectuelle.

Davantage de tests en mode hybride devraient être réalisés, essentiellement en laboratoire, afin d'évaluer de façon plus exhaustive le potentiel apporté par l'intégration du groupe de cogénération. Les performances réelles, avec une puissance de refroidissement suffisante afin de garder une pression de condensation constante et un apport de chaleur sur une plage plus proche du nominal, devront être déterminées de façon plus complète.

Par ailleurs et dans un contexte moins prioritaire, il serait intéressant d'étudier une alternative plus compacte à l'échangeur tubulaire actuel sur les gaz d'échappement. Ce nouvel échangeur devrait être directement intégrable dans l'enceinte d'insonorisation en limitant ainsi les pertes thermiques à la sortie du collecteur d'échappement. Idéalement un nouveau collecteur d'échappement à double manteau serait l'idéal, comme cela est fait pour certaines unités de plus grande puissance mais ceci ne pourrait être envisagé que dans le cadre d'une industrialisation de grande envergure.
En ce qui concerne, le cycle supérieur la substitution du 123 par un fluide similaire, comme le 245ca, devrait également être envisagée à très court terme dans la mesure de la mise sur le marché de ce dernier.

Sur le plan de futures mesures sur site un dimensionnement plus adéquat des turbines par rapport au champ de collecteurs est souhaitable pour les applications futures. Afin de pouvoir s'adapter au mieux à différentes conditions, des turbines à vitesse variable pourraient être envisagées. Une gestion automatique de la charge du moteur, s'adaptant en fonction de l'ensoleillement et permettant ainsi de fournir aux cycles une puissance chaleur plus stable devrait être expérimentée plus avant.

Du point de vue économique, d'efficacité, d'encombrement et de vibrations induites, les pompes actuelles constituent une faiblesse du système qui n'a que très partiellement été étudiée. Elles absorbent entre 10 et 15% de la production des turbines dépendant de la charge pour un coût unitaire nettement supérieur à celui des turbines elles-mêmes. Une alternative de pompes en bout d'arbre est envisagée, même si la nécessité de maintien d'un passage d'huile pour la lubrification des paliers complique la situation. Cet aspect revêt à nos yeux un caractère prioritaire après l'échangeur intermédiaire mentionné plus haut. Une fois le concept final arrêté, les circuits de réfrigérants devraient être assemblés par soudage, afin de limiter les fuites. Finalement, d'un point de vue environnemental, l'utilisation de biodiesel dans l'unité de cogénération fournirait un concept totalement renouvelable.

5 Conclusion

Les Cycles de Rankine Organiques développés au LENI ont été testés sur le terrain couplés avec des concentrateurs solaires de la société COGENER durant l'été 2001.

Les essais ont apporté une certaine satisfaction opérationnelle au niveau du concept de base. Les ORC couplés à une source chaude à température et puissance variables ont montré une bonne tolérance et s'adaptent sans problèmes majeurs aux différentes conditions tout au long d'une journée. Bien sûr, si le rayonnement solaire devient trop faible, les performances se dégradent substantiellement surtout dans la configuration actuelle avec des turbines surdimensionnées par rapport au champ de capteurs solaire. De plus, en mode de fonctionnement solaire seul, le cycle basse température ne produit plus d'énergie électrique en dessous de certaines conditions à l'évaporateur. Ce cas est fréquent est fin de journée ou lors d'un passage nuageux prolongé. Cependant le groupe de cogénération a démontré l'avantage d'accroître la souplesse de fonctionnement par rapport au fonctionnement en mode solaire seul. Cette souplesse accrue permet d'abaisser la limite inférieure de rayonnement nécessaire pour l'utilisation de la centrale.

En dépit de quelques ennuis techniques venus ça et là interrompre les tests, aucun ne s'est vraiment révélé critique pour l'exploitation de la centrale prototype qui s'est avérée être assez fiable.

Au niveau des performances, les résultats ne sont pas conformes aux espérances, mais les principales raisons occasionnant des pertes ont été identifiées et des améliorations sont possibles et proposées dans ce rapport.

Les résultats de ce projet ouvrent la porte à une application plus large des cycles de Rankine modulaires et qui dépasse le cadre purement solaire en présentant une alternative crédible à la valorisation d'énergie thermique à basse et moyenne température.

6 Références

- Bühler S., *Groupe de cogénération Diesel*, projet de semestre été, EPFL-LENI, 2000.
- Borel L., *Thermodynamique et Énergétique*, PPUR, 1984.
- Kane M., Brand F., Favrat D., *SPS: Projet d'une minicentrale pilote électro-thermosolaire de 10 kWe*, Final Report to Swiss Federal Office of Energy, 1999.
- Larrain D., Kane M., Favrat D., *SPS: Projet pilote d'une mini-centrale électro-thermo-solaire*, Final Report to Swiss Federal Office of Energy, 2000.
- Thély J.-S., *SPS: Rapport final 2000. Amélioration de la première ligne et construction de la deuxième,* Final report to Swiss Federal Office of Energy, 2000.

7 Annexes

7.1 Calculs d'efficacité

$$\varepsilon_{ORC} = \frac{\dot{E}_{elecORC} - \dot{E}_{ORCpump}}{\dot{M}_{pv} \cdot (h_{inpw} - h_{outpw}) + \dot{M}_{cw} \cdot (h_{incw} - h_{outcw})}$$

$$\eta_{ORC} = \frac{\dot{E}_{elecORC} - \dot{E}_{ORCpump}}{\dot{M}_{pv} \cdot (k_{inpw} - k_{outpw}) + \dot{M}_{cw} \cdot (k_{incw} - k_{outcw})}$$

$$\varepsilon_{plant} = \frac{\dot{E}_{elecORC} - \dot{E}_{ORCpump} + \dot{E}_{elecengine}}{\dot{Q}_{directsolar} + \dot{M}_{fuel} \cdot LHV}$$

$$\varepsilon_{fossile} = \frac{\dot{E}_{elecORC} - \dot{E}_{ORCpump} + \dot{E}_{elecengine}}{\dot{M}_{fuel} \cdot LHV}$$

Avec:
ε_{ORC}: Efficacité des ORC [%]
η_{ORC}: Rendement Exergétique des ORC [%]
ε_{plant}: Efficacité Globale de la centrale [%]
$\varepsilon_{fossile}$: Efficacité Fossile globale [%]

Symboles:
$\dot{E}$: Puissance [W]
$\dot{M}$: Débit mass [kg/s]
h : Enthalpie massique [J/kg]
$k = h - T_a \cdot s$: Coenthalpie massique [J/kg]
s : Entropie massique [J/kg°K]
T_a : Température Atmosphérique [°K]
$\dot{Q}$: Puissance chaleur [W]
LHV : Pouvoir calorifique inférieur [J/kg]

Indices
pw: Eau pressurisée
cw: Eau de refroidissement du moteur
in: Entrée de l'échangeur de chaleur
out: Sortie de l'échangeur de chaleur
directsolar: Rayonnement solaire direct
elecORC: Electricité cumulée des deux expandeurs
pumpORC: Electricité cumulée des deux pompes
elecengine: Electricité du moteur

7.2 Résumé des activités 2001

Le projet SPS a repris **début mai 2001** avec l'arrivée d'un nouveau collaborateur au Laboratoire d'Énergétique Industrielle en charge de faire fonctionner la centrale durant l'été. Les premiers jours ont été employés à la prise de connaissance du projet, de l'installation et des différents problèmes laissés en suspens à la fin de l'année 2000 à résoudre rapidement (silencieux d'échappement, wattmètre, etc.). La première tentative de démarrage a eu lieu le **10 mai** mais fut vite arrêtée à cause d'un passage nuageux

persistant. **Le lendemain**, le soleil radieux permis un démarrage mais le test dû être interrompu rapidement à cause d'un tuyau interrompu sur le retour à l'égout de l'eau industrielle inondant le chantier voisin de la centrale. Il permis néanmoins de montrer un léger manque de 134a sur le circuit du bas, qui fut comblé par l'introduction de 5 kilos dans l'installation. Une fois le tuyau réparé et le beau temps revenu un premier test d'envergure sur plusieurs heures fut réalisé le **23 mai.** Il montra que la centrale n'avait pas trop souffert de l'hiver et aucun problème sérieux ne vint perturber l'essai. Les tests commencèrent alors et chaque jour de beau fut exploité. **Le 28 mai** le moteur commença à faire des accoups anormaux. Il s'agissait en fait d'une mauvaise connection électrique de l'électrovanne assurant l'approvisionnement en carburant du moteur. Il fallu néanmoins attendre **début juillet** pour trouver cette cause et pouvoir le réutiliser normalement.
Le mois de juin présenta les jours les plus ensoleillés de l'année (des pointes jusqu'à plus de 900 W/m2 de rayonnement total), mais fut également pluvieux. Les jours de beau temps furent donc exploités autant que possible. Une réunion avec le service d'exploitation eut lieu **le 12 juin** pour parler de l'automatisation des cycles. Le service étant surchargé, il fut décidé que l'automate serait programmé au LENI. Les wattmètres arrivèrent et furent câblés. L'étalonnage de ces derniers eut lieu **le 19 juin.** Une importante fuite a été remarquée ce jour-là sur le HFC134a, probablement due à un mauvais refroidissement du cycle du bas lors de l'étalonnage. Suite à cette fuite, 15 kilos de réfrigérant furent rajoutés dans l'installation. **Les 27, 28 et 29 juin** un cours fut suivi chez Schneider Electric au Mont sur Lausanne sur l'introduction à la programmation des automates.
Le 3 juillet, M. Florez de Schneider Electric s'est rendu sur le site de la centrale afin de se rendre compte des besoins relatifs à l'automatisation des cycles. Sur la base de cette visite, l'automate a été commandé. **Le 5 juillet** eut lieu un test avec le moteur fonctionnant enfin normalement. Le fonctionnement du cycle du haut durant cet essai (oscillation continue de la pression d'évaporation faisant passé la puissance produite de 3 kWe à 0 et vive versa) laissa présager un manque de R123 et 3 kilos ont été rajouter. **Le 12 juillet** une rencontre a réuni sur le site les différents partenaires du projet (OFEN, COGENER et LENI). Après une semaine de pause, les tests ont repris le **23 juillet** avec un essai en mode hybride. **Deux jours plus tard**, un test avec différents débits d'eau pressurisée a été réalisé en mode solaire seul. Le silencieux enfin livré a été monté sur le circuit d'échappement le **26 juillet**. Ce même jour, il a été remarqué que le préchauffeur avait été monté par erreur à cocourrant durant l'hiver. **Le lendemain**, un test fut donc entrepris avec un branchement à contre-courrant qui s'avéra insatisfaisant pour des raisons de fluctuation de débit. L'ajout d'une purge sur le circuit d'eau de refroidissement le **31 juillet** ne changea rien et il fut décidé de retourner à un branchement en co-courrant**.**
Début août, une semaine de mauvais temps fut exploitée pour la programmation de l'automate. Puis des tests avec le moteur ont eu lieu, une fois le soleil revenu. Une mesure des pertes de charge dans le silencieux a été effectuée et montra que les pertes dans tout le circuit d'échappement restaient en dessous de la limite fixée par le constructeur. Une réflexion commença sur les mesures à prendre pour traiter les signaux nécessaire à l'automatisation. Vers **la mi-août**, le mauvais fonctionnement du condenseur, fut remarqué. La première action entreprise a été d'enlever quelques kilos de HFC134a. Les résultats ne s'améliorèrent pas à ce niveau-là. Il a été ensuite remarqué que la vanne de perte de charge placée en aval du condenseur sur le circuit d'eau avait été laissée ouverte,

détériorant ainsi le fonctionnement de l'échangeur. Une meilleure utilisation de cette dernière n'améliora pas significativement la situation.
Début septembre, une fuite s'est déclarée sur la pompe de circulation de l'eau pressurisée ce qui inonda quelque peu la cabane. Le temps de la réparation et du retour du beau temps fut exploité à la recherche des différents composants électriques nécessaires à l'automate. Un bref calcul des pertes de charge dans le circuit d'eau industrielle a été réalisé afin de déterminer la cause du faible débit. Finalement, **le 26.09**, une fois la pompe réparée, le temps permit le retour sur site pour de nouveaux tests principalement en mode hybride.
Le **2.10**, le câblage de l'automate commença sur le site. En même temps, il fut décidé d'installer en série des concentrateurs solaires un chauffage annexe à l'huile dans le but de poursuivre les tests d'automatisation le plus tard possible dans la saison même avec un faible rayonnement. Un débitmètre à flotteur a également été installé sur l'eau industrielle afin de pouvoir contrôler aisément son débit. A partir du **5.10**, la partie mesure de l'automate (y compris la boîte électronique) fut câblée sur le site. La carte des entrées analogiques, défectueuse, a été renvoyée au fabriquant et la nouvelle ne fut opérationnelle que le **16.10**. Une fois l'automate prêt à fonctionner, toute une série de tests de démarrage commença. Le problème est que le débogage du programme ne peut se faire qu'en condition réelle, aucune simulation n'étant possible. Finalement, le **mercredi 31.10** le cycle du haut démarra automatiquement. Puis le même jour, une fuite apparut en entrée de la première ligne de concentrateur sur l'eau pressurisée. Vu la date avancée, il fut décidé de ramener les cycles au laboratoire afin de finir l'automatisation avec de l'huile thermique comme source chaude.
Le déménagement a eu lieu **le 6.11**. Le remontage s'est fait progressivement. Un nouveau débitmètre dut être installé pour l'huile, celui existant sur l'installation (débitmètre à induction) ne fonctionnant pas avec ce fluide peu conducteur. Un premier essai en mode manuel eut lieu le **13.11** mais le débit d'eau industrielle n'était pas satisfaisant et le service d'exploitation dut intervenir pour déboucher les conduites. Malgré cette action, le débit passant dans l'installation n'augmenta pas sensiblement et il a été remarqué que le filtre en entrée était très encrassé. Il fut changé et le débit devint largement suffisant. Le **19.11** eu lieu le premier test en laboratoire de l'automate. Le **22.11,** les deux cycles démarrèrent finalement de manière automatique malgré un problème sur les capteurs à effet Hall. La régulation en fonctionnement par contre ne se mit pas en marche. La fin du mois de novembre a été utilisée à résoudre le problème des capteurs à effet hall et de la transformation fréquence-tension ainsi qu'à la rédaction du présent rapport.

7.3 Programme d'automatisation