

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

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

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

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

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

Décembre 1999

**Rapport final**

---



ÉCOLE POLYTECHNIQUE  
FÉDÉRALE DE LAUSANNE

Laboratoire d'énergétique industrielle

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

**Malick Kane**

**Rapport LENI N° 99.07 i**

**Décembre 1999**

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

## 1. Avant propos

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

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

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

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

---

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

## 2. Généralités

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

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

Il s'agit également de trouver un compromis entre:

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

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

### 3. Centrale hybride

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

#### 3.1 Choix technologiques

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

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

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

### 3.2 Concept global

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

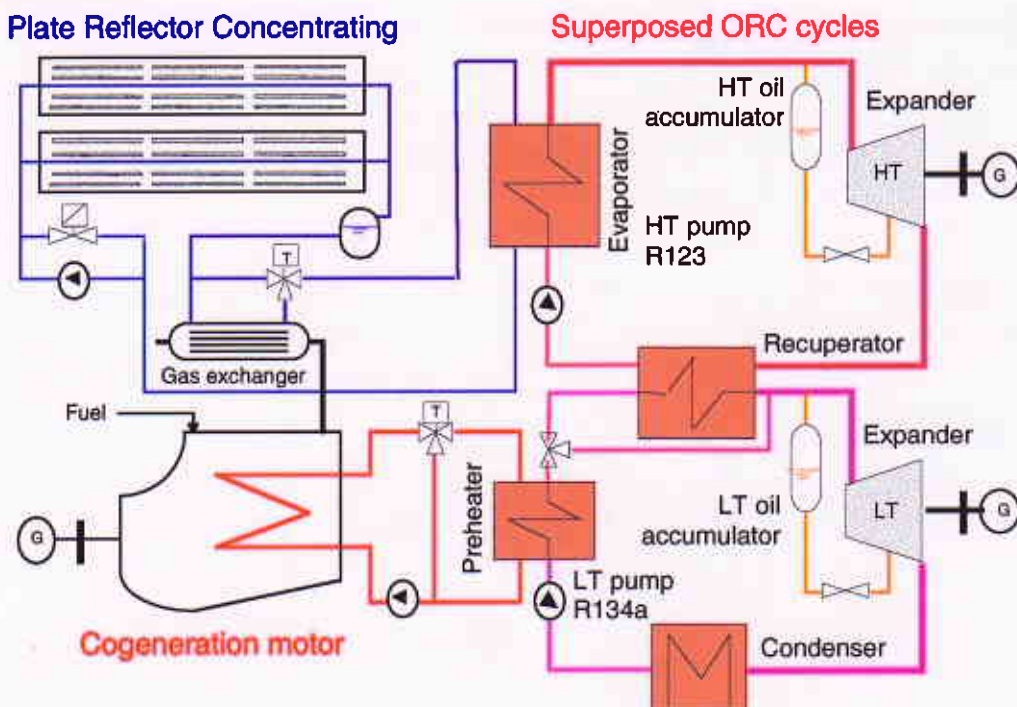


Fig.3.1 : Circuit hydraulique simplifié

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

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

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

### **3.3 Aspects d'intégration**

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

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



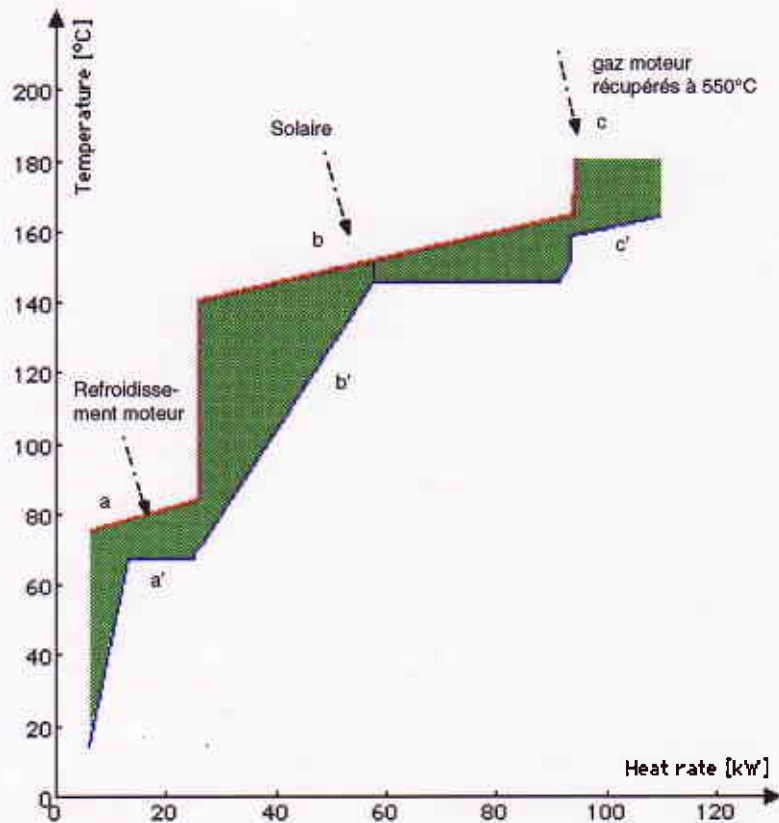


Fig.3.2 : Diagramme de composites obtenu avec intégration d'un moteur diesel de 15 kWe (cas avec apport solaire de 50 kWth)

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

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

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

## 4 Caractéristiques des composants

### 4.1 Unité de cycles ORC superposés

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

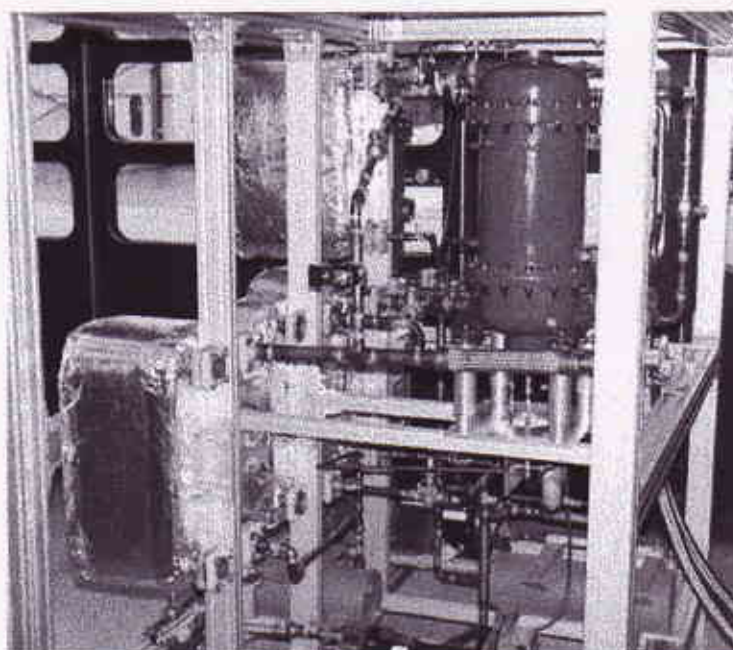


Fig.4.1 : cycles de Rankine superposés

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

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

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

#### 4.2 Unité moteur de cogénération

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



Fig.4.2 : Unité moteur de Cogénération

#### Partie mécanique :

- **moteur diesel Lombardini FOCS LDW 903 accouplé à un**

#### Partie thermique :

- Récupération d'une puissance maximale de 15 kWth à haute

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

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

#### 4.3 Unité de corps de chauffe électrique

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



Fig.4.3 : Appoint thermique supplémentaire

<p><u>Corps de chauffe :</u></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Deux corps de chauffe électriques d'une puissance maximale de 16</li> </ul>	<p><u>Circuit :</u></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Pompe à haute température (350°C) dont le débit est</li> </ul>
---	---

<p>kWth, commandé chacun par des hacheurs de phase)</p> <ul style="list-style-type: none"><li>• Système de régulation de température complètement autonome</li></ul>	<p>commandé par un variateur de fréquence</p> <ul style="list-style-type: none"><li>• Fluide caloporteur : huile thermique pouvant monter jusqu'à 350°C</li></ul>
--	---

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

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

### 5.1 Conditions de mesures

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

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

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

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

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

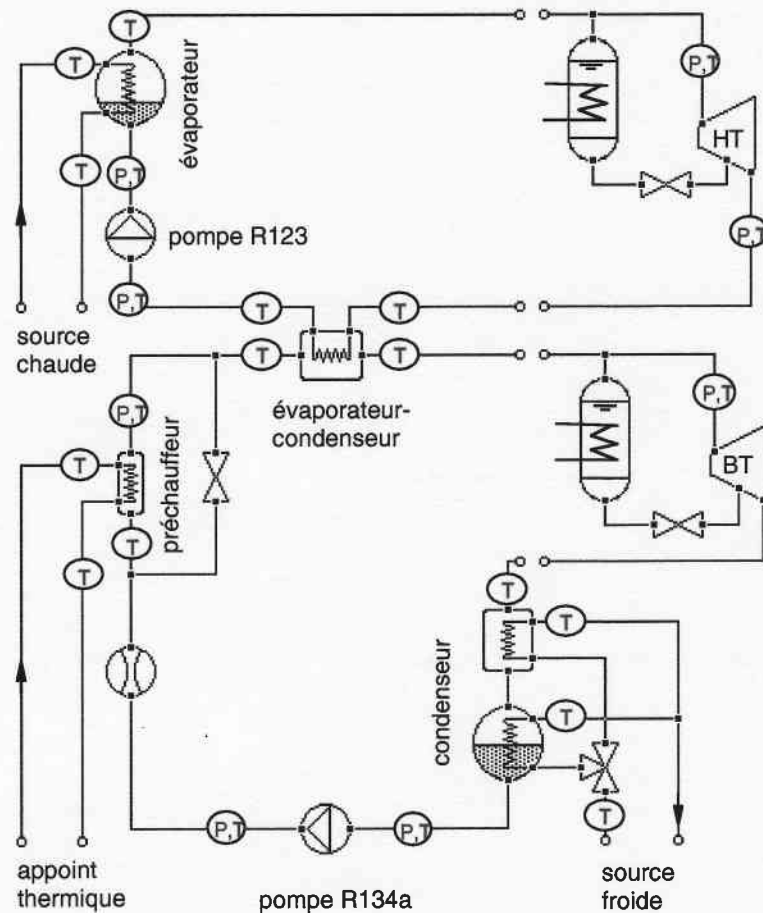


Fig.5.1 : Cycle de test de performance de la machine

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

## 5.2 Tests de performances

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

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

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

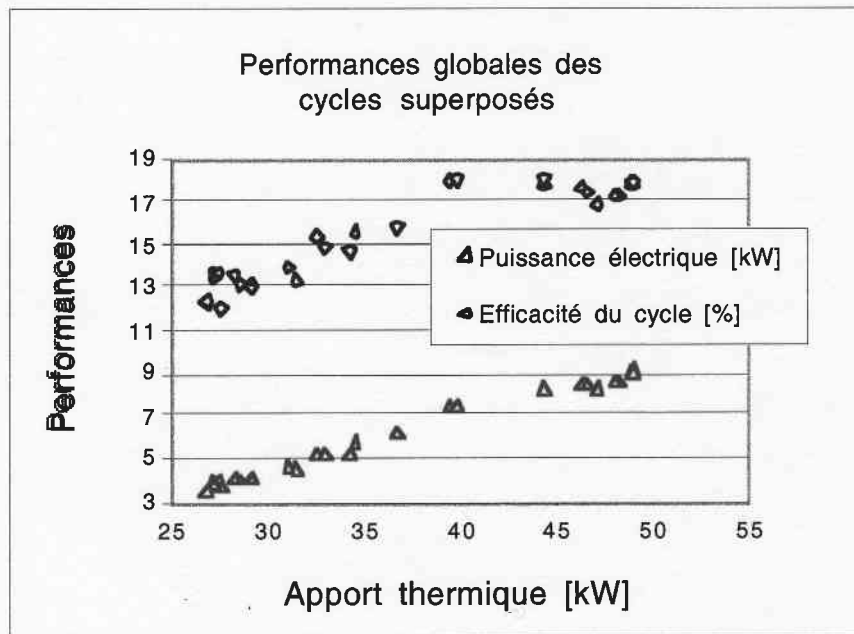


Fig.5.2 : Performances (efficacité, puissance électrique produite) des cycles superposés en fonction de l'apport thermique

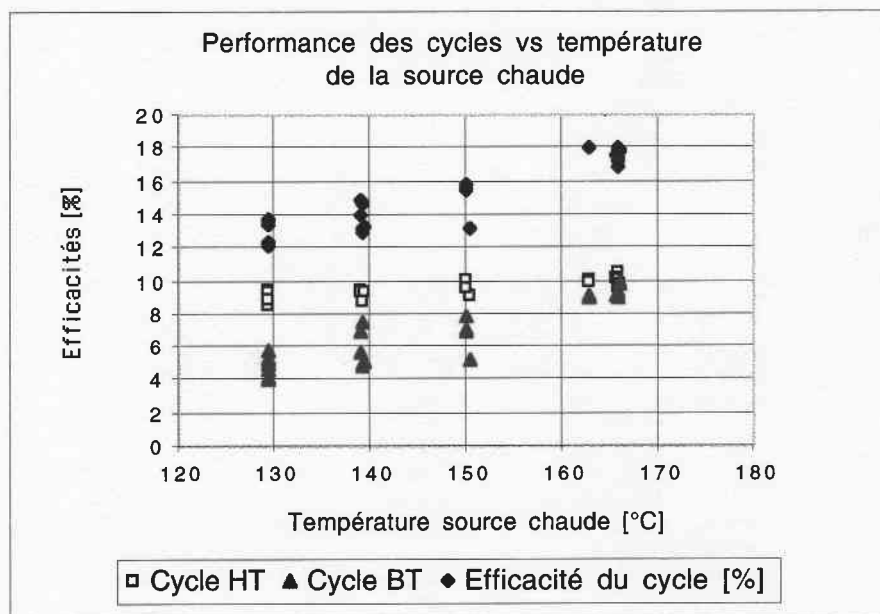


Fig.5.3 : Efficacité des cycles superposés en fonction de la température de la source chaude



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

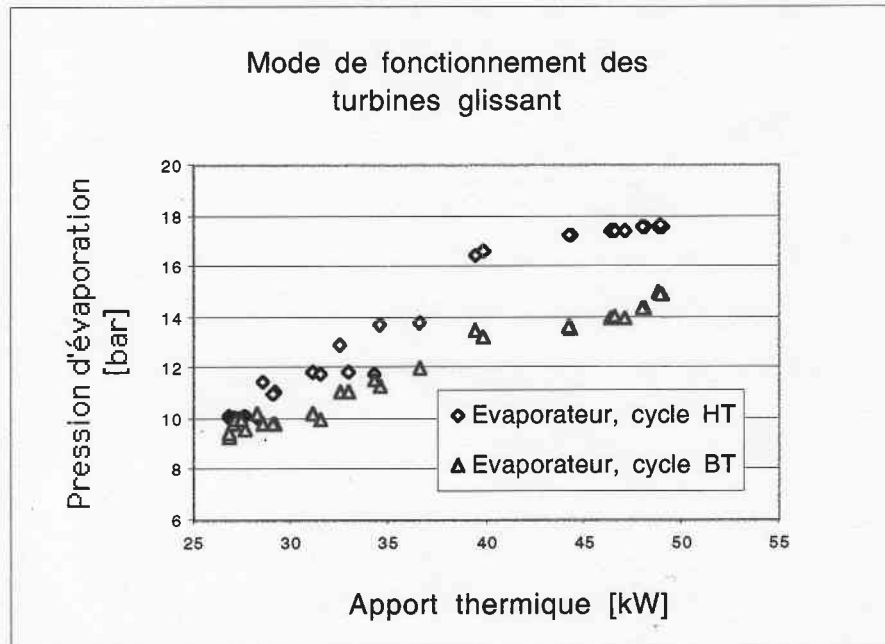


Fig.5.4 : Pressions d'évaporation des deux cycles en fonction de l'apport thermique

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

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

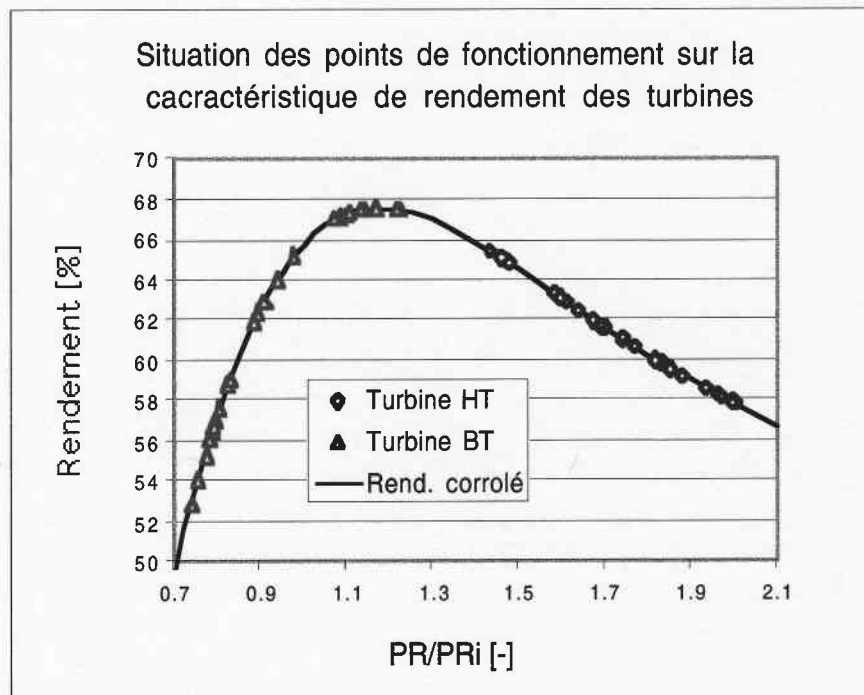


Fig.5.5 : Rendements et marges de fonctionnement des turbines haute et basse température

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

### 5.3 Test de robustesse de fonctionnement

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

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

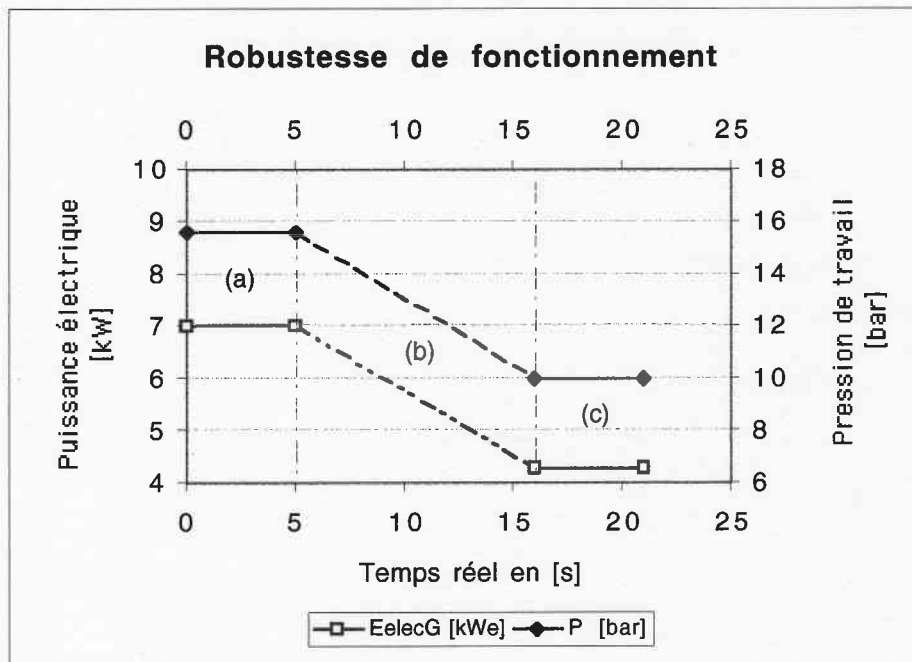


Fig.5.5 : Réponses du système suite à une variation brusque de la température de la source chaude (entre 165°C et 130°C)

On distingue sur ce graphe trois zones différentes :

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

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

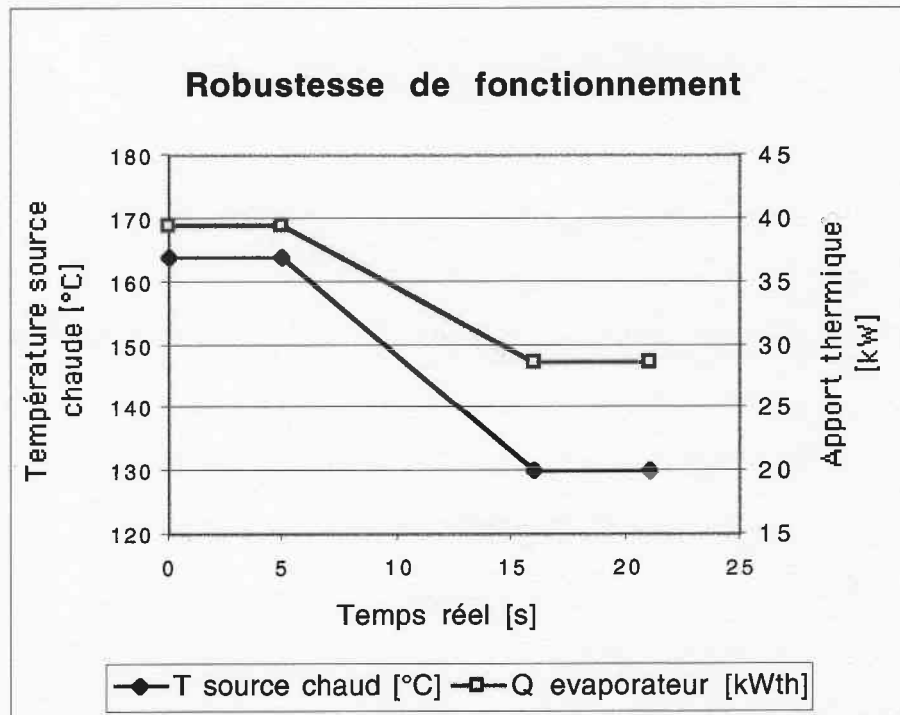


Fig.5.7 : Temps de réglage de la chaudière entre 165°C et 130°C

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

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

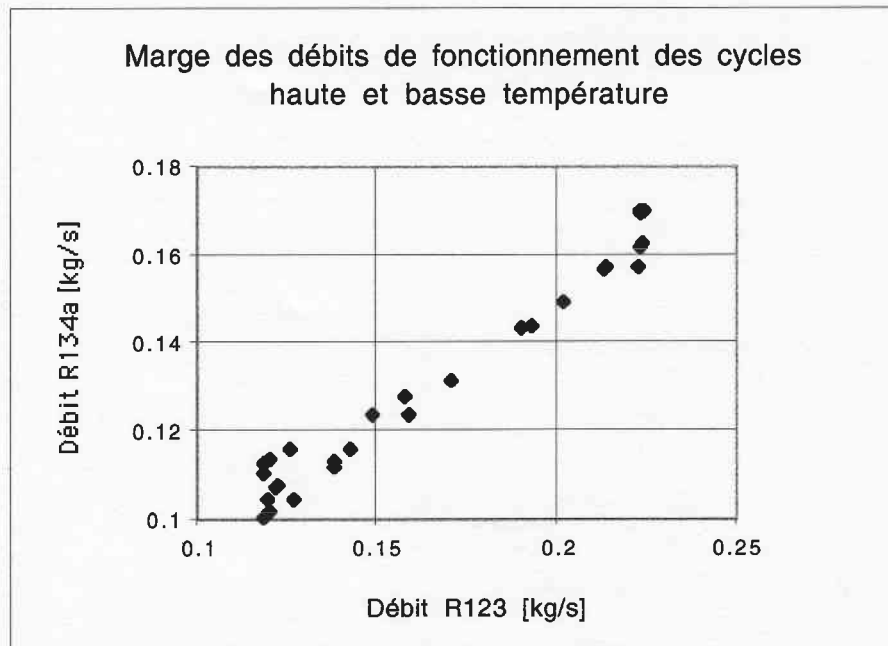


Fig.5.8 : Débits massiques de fonctionnement

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

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

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

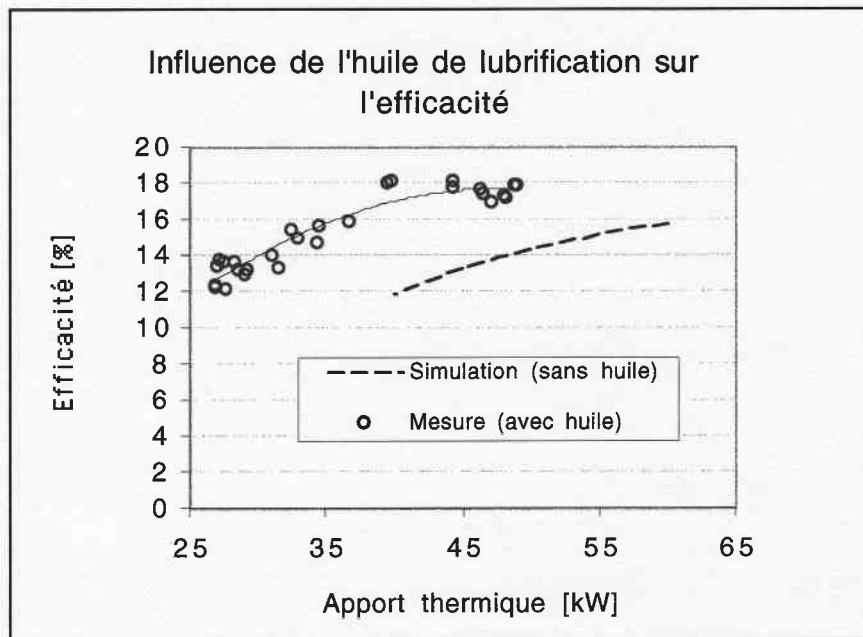


Fig.5.9 : Efficacités des cycles superposés en fonction de l'apport thermique

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

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

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

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

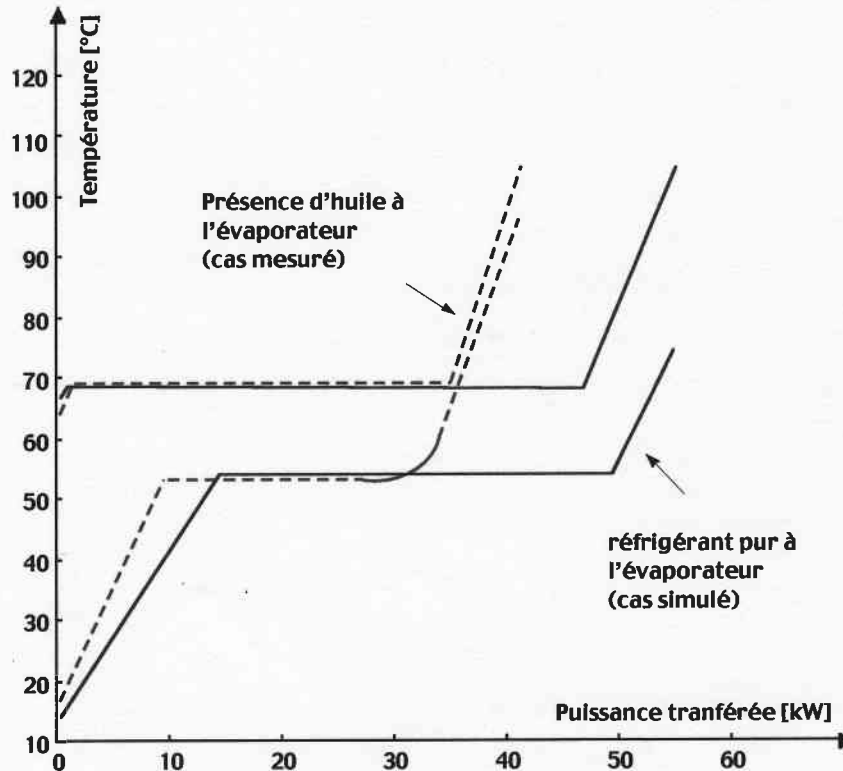


Fig.5.6 : Pincements au niveau de l'évaporateur-condenseur

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

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

## 6. Conclusions

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

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

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

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

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

---

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



à fonctionner en tant que système de conversion thermodynamique au sein d'une centrale à moyenne et basse température.

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

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

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

## 7. Annexes

- L1 : Machine thermique à deux cycles de Rankine superposés
- L2 : Nouveau système de lubrification appliqué à une turbine scroll au sein d'un cycle de Rankine
- L2 : Groupe de congénération
- L4 : Publication CISBAT99

## 8. Bibliographie

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

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

**Projet SPS :  
Mini-centrale électro-thermo-  
solaire de 10 kWe**

**Annexe L1 :  
(Rapport final, partie A)**

**Cycles superposés de  
RANKINE**

**Préparé par Malick Kane**



ÉCOLE POLYTECHNIQUE  
FÉDÉRALE DE LAUSANNE

Laboratoire d'énergétique industrielle

# Cycles de Rankine superposés

Malick Kane

Rapport LENI N° 99.08 i

Décembre 1999

<b>1.</b>	<b>CONTENU DU RAPPORT</b>	<b>1</b>
<b>2.</b>	<b>GÉNÉRALITÉS</b>	<b>2</b>
<b>3.</b>	<b>UNITÉ PILOTE À DEUX CYCLES DE RANKINE SUPERPOSÉS</b>	<b>3</b>
3.1	CRITÈRES DE RÉALISATION	3
3.2	DESCRIPTION DE L'INSTALLATION	6
<b>4</b>	<b>CARACTÉRISTIQUES DES COMPOSANTS</b>	<b>8</b>
4.1	TURBINES	8
4.2	POMPES	9
4.3	ÉCHANGEURS	9
4.4	TUYAUTERIE	10
4.5	SOURCE CHAUDE	11
4.6	SOURCE FROIDE	12
<b>5.</b>	<b>INSTRUMENTATION DE L'INSTALLATION</b>	<b>13</b>
5.1	SYSTÈME D'ACQUISITION ET DE CONTRÔLE	13
5.2	SONDES ET MESURE	15
5.3	RÉGLAGE ET ASSERVISSEMENT	17
5.4	SYSTÈME DE SÉCURITÉ	18
<b>6.</b>	<b>MISE EN ROUTE ET ARRÊT DE L'INSTALLATION</b>	<b>20</b>
<b>6.</b>	<b>CONCLUSIONS</b>	<b>21</b>
<b>7.</b>	<b>ANNEXES</b>	<b>22</b>
<b>8.</b>	<b>BIBLIOGRAPHIE</b>	<b>22</b>

## **1. Contenu du rapport**

Ce rapport a pour objet de décrire la structure complète et le fonctionnement d'une machine thermique à cycles organiques de Rankine superposés et modulaires. Elle est destinée à être utilisée comme unité active de conversion thermomécanique au sein d'une petite centrale pilote électro-thermosolaire.

Comme il a été déjà discuté du concept général de la centrale ainsi que de ses performances [1], nous nous contenterons ici de décrire la machine prototype ainsi que les aspects techniques de conception et de réalisation de l'ensemble de ses composants.



## 2. Généralités

L'idée de base est d'utiliser des unités de turbines scroll converties à partir de compresseurs existants sur le marché et à faible coût spécifique en raison d'une production à large échelle. L'une des contraintes majeures pour l'utilisation de ces machines est la limitation du rapport d'expansion autour d'une plage de fonctionnement souvent restreinte. Cependant, le concept de cycles ORC superposés avec l'utilisation de deux fluides différents permet de rester dans les gammes d'opération optimales des turbines. Cette solution vise avant tout une amélioration de l'efficacité par rapport aux cycles simples de Rankine tout en réduisant le volume des équipements à basse température en comparaison avec un cycle monofluide bi-étagé qui serait l'alternative possible [2].

Dans le cadre des travaux précédents, le LENI avec le financement de l'Office Fédéral de l'Energie a pu réaliser un banc d'essai essentiellement destiné à tester les performances de la turbine au sein d'un cycle complet de Rankine. Les efforts s'étaient plutôt concentrés sur l'organe moteur (turbine) que sur le cycle de transformation.

Cependant, dans le cadre d'un projet de minicentrale électro-thermo-solaire hybride (SPS : Solar Power System), une nouvelle unité de machine à cycles de Rankine superposés (d'une puissance maximale de 12 kWe) a été conçue et réalisée. Elle est constituée de deux cycles de Rankine superposés comprenant chacun une turbine scroll, un condenseur, une pompe d'alimentation et un évaporateur. Le condenseur du cycle à haute température est aussi l'évaporateur du cycle à basse température : on parle d'évaporateur-condenseur. Ce dispositif, uniquement conçu dans un esprit de démonstration, comprend également d'autres organes annexes (vannes, éléments de lubrification de la turbine, système de contrôle...) liés à son fonctionnement. La présente étude regroupe toutes les informations relatives à la conception, réalisation et au fonctionnement d'une telle installation.

Les avantages et inconvénients d'une telle machine seront discutés en tenant compte aussi bien des aspects pratiques de fonctionnement que des aspects de mesure et de régulation du système.

### 3. Unité pilote à deux cycles de Rankine superposés

Comme mentionné ci-dessus, la conception de la machine à cycles de Rankine superposés est fortement basée sur des critères de performance (bonne caractéristique efficacité). Sa réalisation repose néanmoins sur un certain nombre de contraintes (et/ou de critères) souvent liées aux caractéristiques techniques de fonctionnement de la machine mais aussi au contexte du projet SPS. Nous nous proposons ici de décrire uniquement la machine thermique en tenant compte de l'ensemble de ces exigences.

#### 3.1 Critères de réalisation

##### Souplesse d'utilisation

La machine devant fonctionner au sein d'une centrale solaire hybride présente une certaine flexibilité liée à la possibilité de travailler avec plusieurs types de sources. Ainsi les principales sources considérées pour le projet SPS sont les capteurs solaires, les rejets thermiques d'un moteur, une chaudière à huile thermique et le réseau froid d'eau industrielle de l'EPFL. La figure 3.1 suivante illustre, par l'intermédiaire d'un diagramme bloc, les différentes possibilités d'utiliser ces sources.

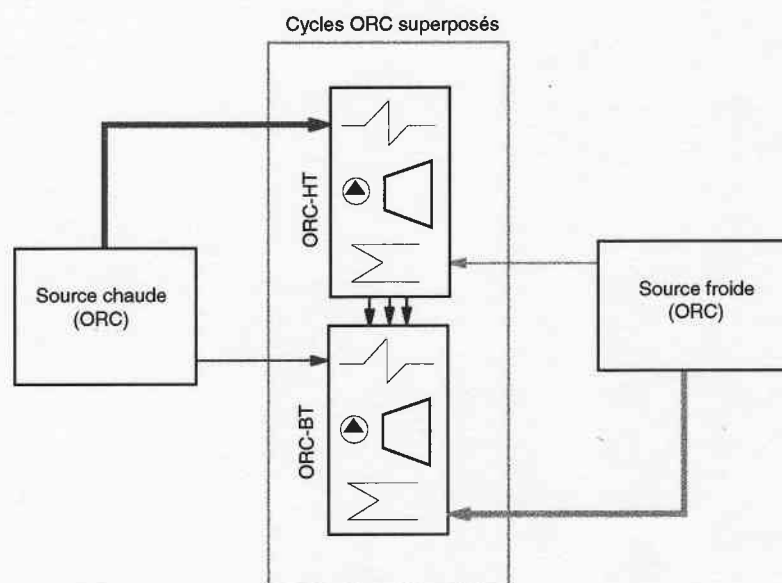


Fig.2.1 : Diagramme bloc





### 3.2 Description de l'installation

La figure suivante représente le circuit hydraulique général de l'ensemble des deux cycles superposés, et ceci compte tenu de l'ensemble de exigences évoquées plus haut.

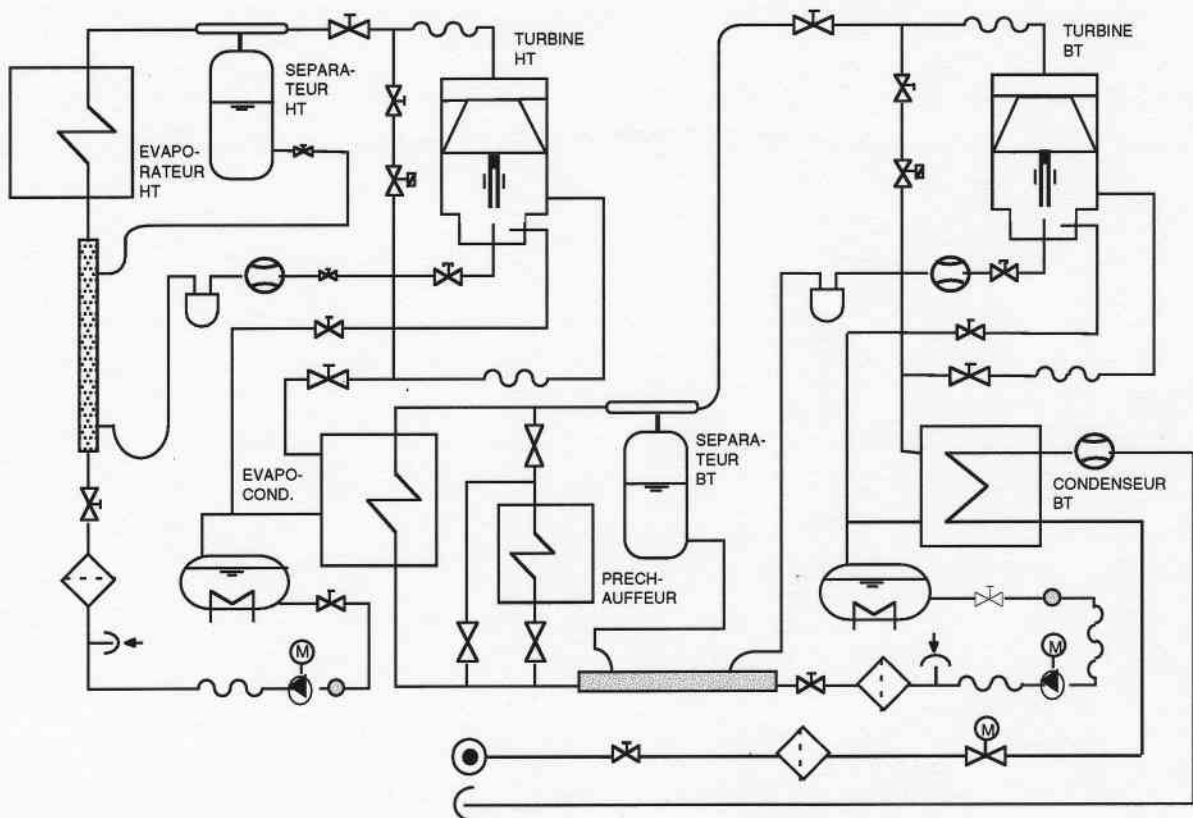


Fig.3.2 : Schéma hydraulique général

#### Cycle à haute température (R123)

La vapeur haute pression du fluide de travail (R123) ainsi que l'huile de lubrification sont admis et séparés dans la chambre de tranquillisation du système de séparation placée à la sortie de l'évaporateur [3].

L'huile s'écoule dans la chambre de récupération et se dirige vers un refroidisseur placé sur le circuit principal du cycle HT. L'ensemble est filtré, contrôlé par une vanne avant d'être injecté dans les paliers par simple différence de pression entre l'entrée et la sortie de la turbine.

La vapeur de réfrigérant obtenue à la sortie de la chambre de tranquillisation (contenant une faible proportion huile : solution pauvre en huile) est détendue dans les volumes de travail de la turbine puis se mélange avec l'huile venant des paliers pour ensuite se diriger vers le condenseur.

Après condensation du flux principal (mélange riche d'huile) dans un échangeur à plaque, le liquide est mélangé avec l'huile pouvant être piégée dans le carter de l'enveloppe de la turbine. Le recyclage de cette dernière est assuré par l'intermédiaire d'une vanne « trop plein d'huile » et ceci par simple gravité.

L'ensemble est sous-refroidi dans un ballon jouant également le rôle de bache alimentaire, et est finalement repris par la pompe principale qui permet d'alimenter l'évaporateur.

#### Cycle à basse température (R134a)

La récupération d'énergie thermique au niveau du condenseur du cycle à haute température (R123) permet d'évaporer le fluide à basse température (R134a). On parle d'évaporateur-condenseur. Le circuit hydraulique est presque identique par rapport au cycle à haute température avec la seule différence d'un réseau de vanne permettant de sélectionner l'échangeur de refroidissement du moteur, soit comme préchauffeur, soit comme évaporateur partiel du fluide R134a.







<b>Evaporateur (type V45)</b> Puissance électrique nominale : Surface d'échange installée : Nombre de plaque : Fluides de travail : Poids à vide :	60.0 kW 16.38 m <sup>2</sup> 130 Huile/R123 64 kg
<b>Evaporateur-Condenseur (type B45)</b> Puissance électrique nominale : Surface d'échange installée : Nombre de plaque : Fluides de travail : Poids à vide :	55.0 kW 12.54 m <sup>2</sup> 100 R123/R134a 48 kg
<b>Condenseur (type B45)</b> Puissance électrique nominale : Surface d'échange installée: Nombre de plaque : Fluides de travail : Poids à vide :	51.0 kW 9.98 m <sup>2</sup> 80 R123/H <sub>2</sub> O 40 kg
<b>Préchauffeur (type B45)</b> Puissance électrique nominale : Surface d'échange installée : Nombre de plaque : Fluides de travail : Poids à vide :	20.0 kW 3.0 m <sup>2</sup> 24 H <sub>2</sub> O/R134a 10 kg

#### 4.4 Tuyauterie

Le bon fonctionnement de l'unité dépend implicitement de la qualité de circulation du fluide de travail dans chaque cycle. Celle-ci se réalise par un réseau de tuyauterie suffisamment souple pour encaisser les vibrations de la turbine ainsi que celles de la pompe au niveau de chaque cycle. Ainsi des tuyaux souples sont utilisés aux entrées et sorties de chaque unité active permettant :

- d'absorber les dilatations ou contractions des tuyauteries en fonction de la température,
- contrôler la transmission de ces vibrations,
- d'amortir le bruit,
- d'éviter surtout des dangers de fuite soit par déformation de soudure, soit par détérioration de joints.

Comme mentionné plus haut, la lubrification adoptée permet une circulation d'huile dans le flux principal. Les conduites sont dimensionnées et réalisées de manière à permettre une circulation aisée du fluide de travail.

#### Tuyauterie de vapeur haute pression

La tuyauterie de vapeur haute pression est conçue pour éviter des pertes de charges excessives ( $\Delta P_{\text{tot}} < 0.10$  bar) qui provoqueraient une diminution de la puissance utile au niveau de la turbine. Les vitesses d'écoulement sont de l'ordre 5-7 m/s pour un diamètre de conduite de  $\varnothing_{\text{int}} = 26.03$  mm (soit 1-1/8")

#### Tuyauterie de vapeur basse pression

La tuyauterie de la vapeur à basse pression a été réalisé pour des conditions de circulation telles que l'huile retourne au condenseur et plus particulièrement dans la bache alimentaire :

- elles correspondent à des vitesses d'entraînement suffisantes de l'ordre 18 -19 m/s pour un diamètre de conduite principale de  $\varnothing_{\text{int}} = 32.13$  mm soit 1-3/8"
- et par gravité (tuyau de "trop plein d'huile", condenseur placé au niveau plus bas que la turbine).

Les pertes de charges totales sont de l'ordre de  $\Delta P_{\text{tot}} = 0.16$  bar (y compris les échangeurs)

#### Tuyauterie liquide

La tuyauterie liquide est conçue pour :

- éviter une trop grande perte de charges qui peut provoquer une vaporisation partielle du réfrigérant et soulever des difficultés de fonctionnement de la pompe ou d'autres organes annexes ( $\Delta P_{\text{tot}} = 0.30$  bar). Ce phénomène de vaporisation du réfrigérant peut être également évité par un sous-refroidissement suffisant du flux principal et ceci avant l'entrée de la pompe.
- éviter que l'huile ne s'accumule dans les points bas ni ne se décante à l'évaporateur. Les vitesses d'écoulement sont de l'ordre de  $c = 0.7-0.9$  m/s pour un diamètre de conduite de  $\varnothing_{\text{int}} = 19.94$  mm soit 7/8")

### **4.5 Source chaude**

Les applications types, pour lesquelles la machine est construite, pourraient posséder des sources chaude à températures situées entre 90 °C et 500 °C

(Capteurs à concentration jusqu'à 300°C, Moteur diesel de cogénération avec gaz et refroidissement séparé). Néanmoins, dans une première phase, et pour des raisons liées aux températures supportables par les turbines, nous avons décidé de fonctionner au maximum à 165°C. Pour les tests de la machine prototype, nous employons comme source chaude, une chaudière électrique à huile thermique. La température et la puissance sont modulables pour explorer les différents points de fonctionnement.

#### **4.6 Source froide**

Nous avons retenu l'utilisation du réseau d'eau industrielle de l'école, provenant du lac à une température moyenne de 7°C. Dans une phase ultérieure, l'utilisation d'un condenseur à air ambiant pourrait être étudiée.

## 5. Instrumentation de l'installation

### 5.1 Système d'acquisition et de contrôle

Comme mentionné plus haut, la machine est également conçue dans l'optique de pouvoir tester d'autres composants avec une maîtrise complète de son système de réglage. L'unité de contrôle doit être absolument souple afin de permettre une évolution et un perfectionnement au fur et à mesure des besoins. L'emploi d'un ordinateur s'est avéré alors indispensable, et ceci pour une première phase.

La figure 5.1 suivante illustre, par l'intermédiaire d'un diagramme bloc, l'ensemble des composants du système d'acquisition et de contrôle.

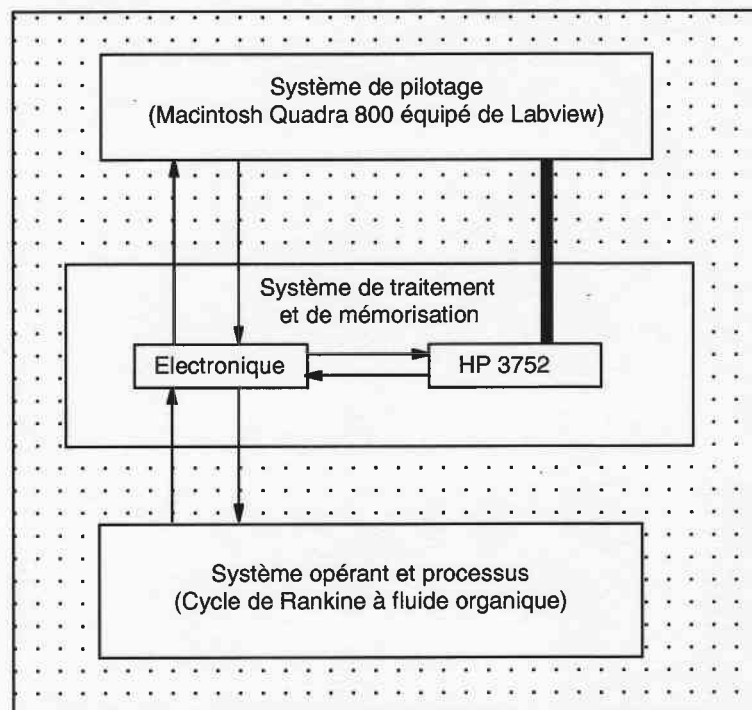


Fig.5.1 : Schéma bloc du système d'acquisition et de contrôle

Celui-ci comprend le système de pilotage, le système de traitement et de mémorisation des signaux et le système opérant.

#### Le système de pilotage

Il est constitué d'un ordinateur Macintosh Quadra 800, utilisé comme support matériel pour le logiciel LabVIEW d'acquisition. Ce dernier permet le

traitement logique des signaux et la commande de l'installation. L'ordinateur est doté de deux cartes :

- une carte NB AO 6 contenant des convertisseurs digital-analogiques à 6 sorties analogiques. La tension de chaque sortie est configurable entre  $-10V$  et  $+10V$  avec une résolution de 12 bits. Les signaux générés permettent de commander les différents actionneurs (pompe, vannes...).
- une carte d'acquisition NB MIO-16 comprenant 16 entrées et 2 sorties analogiques, toutes configurables entre  $-10V$  et  $+10V$  avec une résolution de 12 bits. Ces entrées analogiques sont utilisées pour recevoir directement les signaux de mesures utilisés dans les boucles de réglage et ceci sans passer par le HP. Cette manière de faire est favorable pour la rapidité du système d'asservissement. Cette carte d'acquisition possède également des entrées-sorties I/O digitales qui ne sont pas encore utilisées.

#### Le système de traitement et de mémorisation

Le système de traitement et de mémorisation des signaux est constitué d'un boîtier d'adaptation électronique et d'une chaîne d'acquisition Hewlett-Packard 3852A (HP) :

- Le boîtier électronique reçoit les informations provenant de l'ensemble des sondes placées aux divers endroits du circuit hydraulique. Il assure l'adaptation de ces signaux pour qu'ils puissent être lus, soit par le HP, soit directement par l'ordinateur. Il renferme également l'ensemble des circuits électroniques nécessaires pour la mesure ou le pilotage de l'installation, notamment les sources d'alimentation électrique des capteurs, les convertisseurs fréquence/tension des sondes de vitesse de rotation de la turbine, etc...
- La chaîne d'acquisition HP permet la mémorisation des signaux et est électriquement liée à l'ordinateur par un câble GPIB. Le conditionnement et le filtrage des signaux sont assurés par des cartes HP disposés dans des slots spécifiques pour chaque utilisation (HP 44708A possède une jonction de référence de température pour la lecture des thermocouples, HP 44705 est spécifique pour les entrées  $0..10V$ ). Chaque slot possède 20 canaux d'entrées et le HP est configuré pour commuter sur les différents canaux avec une vitesse de lecture pouvant atteindre 450 canaux/s.

#### Le système opérant et le processus

Le système opérant est constitué du processus physique avec l'ensemble des actionneurs qui sont:

- les pompes d'alimentation des deux cycles de la machine (cycle HT-R123 et cycle BT-R134a). Chacune des pompes est actionnée électriquement par l'intermédiaire d'un variateur de fréquence du type Altivar 16 N4.

Celui-ci reçoit, depuis l'ordinateur, un signal de commande entre 0 et 10 volts pour varier le débit de fonctionnement.

- la vanne motorisée placée sur le circuit froid du condenseur. Elle reçoit également un signal entre 0 et 10 volts permettant de varier le débit de la source froide.

## 5.2 Sondes et mesure

Des sondes de mesures sont placées aux différents endroits du circuit hydraulique. La connaissance de l'état complet de la machine (vitesse des turbines, débits de fonctionnement, pression et température du fluide de travail...) dépend de l'ensemble des signaux de retour de ces sondes.

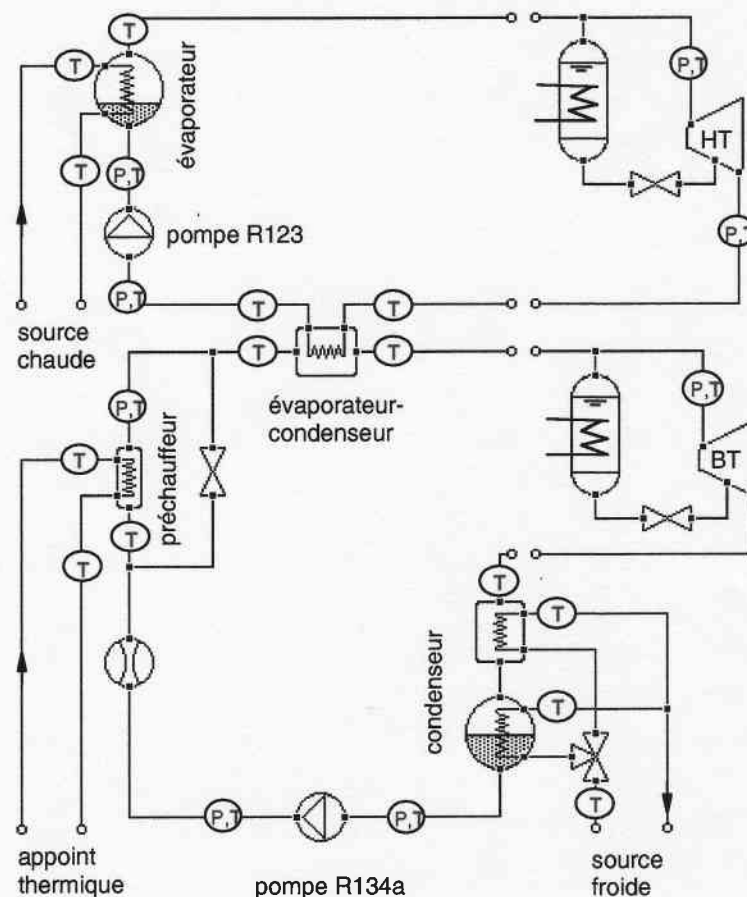


Fig.5.2 : Points de prise de température de pression

### Mesure de température:

Une vingtaine de thermocouples de type K d'un diamètre de 2 mm sont utilisés pour la mesure des températures aux divers endroits de l'installation. Ces capteurs de température sont d'abord étalonnés sur la base d'une sonde de référence en quartz puis montés dans des "doigts de gants". Ces derniers

sont plongés dans l'écoulement. Ils sont constitués de petits tubes brasés dans les conduites permettant d'augmenter la précision des mesures tout en évitant des fuites du fluide moteur.

Le signaux de retour de ces capteurs sont mis en forme dans l'unité de traitement (HP3752) avant d'être envoyés à l'ordinateur.

#### Mesures de pression:

8 capteurs de pression absolue, piézorésistifs (entre 0..25 bar pour les parties haute pression et 0..10 bar pour les parties basse pression) sont utilisés aux entrées-sorties des divers composants de l'installation. Ces capteurs de pression sont des capteurs industriels compacts avec une précision de 0.2%, compensés en température. Ils délivrent chacun un signal courant de 4 à 20 mA pour une alimentation en tension se situant entre 10 et 30 V. Une conversion de ces signaux en 0..10V se fait au niveau bloc électronique avant d'envoyer les valeurs au HP.

La prise de pression est constituée d'un gros capillaire brasé sur la paroi de la conduite à mesurer. Le bout de capillaire isole thermiquement le capteur de pression et une vanne à pointeau permet d'isoler chaque capteur du circuit (pour des opération de réétalonnage et/ou de contrôle).

#### Mesure de débit:

L'installation a été construite de manière à s'affranchir des débitmètres massiques (principe de Coriolis) généralement encombrants pour les circuits de réfrigérants. Pour cela, des débitmètres volumétriques sont utilisés sur chaque circuits externe et sur les colonnes d'huile de lubrification :

- un débitmètre volumétrique (VORTEX) est placé sur le circuit chaud de l'évaporateur. Celui-ci délivre un signal électrique entre 4..20 mA, converti entre 0..10V dans le bloc électronique avant d'être envoyé en mémoire de l'appareil HP. Ce débitmètre a été étalonné par l'intermédiaire d'un autre débitmètre massique de type K250 (principe de Coriolis avec une précision de 0.2%). Ce qui permet une lecture direct, en kg/min, au niveau de l'interface Labview.
- un débitmètre à flotteur WISAG série 2000, 0 .. 200 l/min, 1% est placé sur le circuit froid du condenseur. Celui-ci sert essentiellement à titre de contrôle. Il est d'une précision et d'une facilité d'usage appréciable mais ne permet pas l'acquisition de signaux électriques.
- un débitmètre volumétrique à engrenage de type LT5, 0.3 .. 5 l/min est placé sur le circuit de lubrification de chaque turbine. Celui-ci est

accompagné d'un système d'afficheur numérique (type D1274Q) permettant de lire directement le débit et possède également une sortie analogique de 4..20 mA.

#### Mesure de vitesse de rotation:

Une sonde de vitesse à effet Hall de type SS 443A (Honeywell), est utilisé à l'arbre moteur de chaque turbine. Ce capteur délivre un courant électrique par déformation et en présence d'un champ magnétique. Ce dernier est créé par un aimant placé en bout d'arbre moteur de la turbine. Quand la turbine tourne, la sonde délivre un signal de fréquence qui est ensuite converti en tension par l'intermédiaire d'un convertisseur tachymétrique F/V du type FARNELL. Ce dernier, alimenté en 12V, possède une sortie analogique entre 0..5V dont la valeur est proportionnelle à la vitesse de l'arbre moteur.

La lecture des différentes grandeurs physiques mentionnées peut se faire par l'intermédiaire de plusieurs VIs (virtual Instrument) implémentés dans Labview et nommés SPS two stages performances.vi et SPS full display.vi:

### **5.3 Réglage et asservissement**

Afin de pouvoir tester les performances de la machine, nous cherchons à obtenir des conditions thermodynamiques bien définies, et ceci au niveau de chaque cycle.

Ainsi les grandeurs réglées sont (figure 5.3) :

- la pression d'évaporation de chacun des cycles thermiques
- la pression de condensation du cycle inférieur

La vitesse de rotation de chaque turbine sera maintenue un peu au dessus de 3000 tr/min par l'intermédiaire du réseau électrique.

Les grandeurs de réglages sur lesquelles nous pouvons directement agir sont:

- le débit de la source froide par l'intermédiaire d'une vanne motorisée
- les fréquences de rotation de chaque pompe de réfrigérant (pompe HT-123, pompe BT-134a)
- l'ouverture de la vanne de mélange de la source chaude pour les tests avec la chaudière à huile.



## SPS Rapport final (Annexe L1), LENI 1999

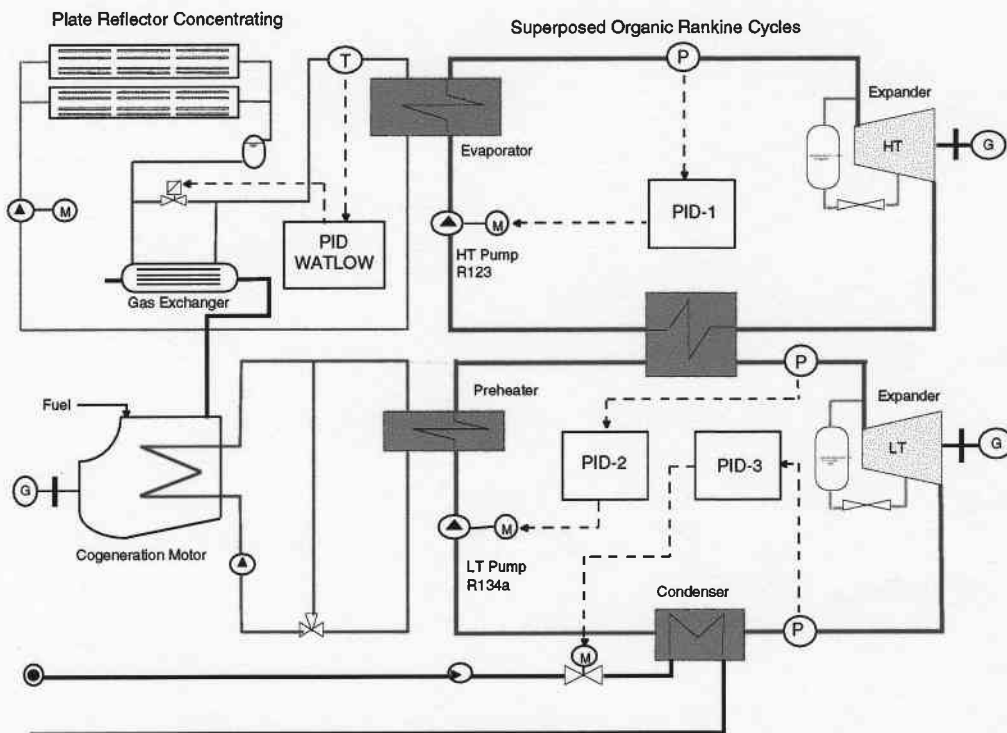


Fig.5.3 : Définition de grandeurs de réglage

Certaines conditions limitent la plage de fonctionnement: La pression à l'évaporation du cycle HT est limitée par la pression de saturation correspondant à la température de la source chaude. De même pour la pression de condensation du cycle BT, limitée par la pression de saturation correspondant à la température de la source froide. Le débit de chaque fluide moteur est limité par la vitesse de rotation autorisée pour la turbine correspondante.

La régulation des différentes grandeurs se fait au moyen de PIDs implémentés dans Labview avec des algorithmes auto-adaptatifs. Différentes options de régulation sont possibles (manuel, automatique, auto-tuning...). Les valeurs de consigne ainsi que les paramètres des régulateurs peuvent être introduits par l'intermédiaire d'un VI (virtual Instrument) de contrôle qui se nomme SPS control.vi et est donné en annexe de ce rapport.

#### 5.4 Système de sécurité

Divers appareils de sécurité sont utilisés pour protéger la machine et la pompe contre des éventuels phénomènes de surpression :

- un pressostat, placé juste après la pompe d'alimentation, coupe l'alimentation électrique de cette dernière si la pression atteint une valeur de seuil (25 bar).

- une soupape de surpression tarée, placée également après la pompe d'alimentation, s'ouvre sur l'atmosphère si la pression atteint une valeur de seuil (28 bar).

Ainsi, les pressions de seuil sont réglées de telle façon que le pressostat déclenche avant la vanne de surpression.

Des précautions ont été également prise quant au couplage des turbines au réseau électrique. Le circuit électrique est ainsi composé :

- de deux relais tachymétriques, définissant une fenêtre de couplage entre 45 et 55 Hz, et ceci pour limiter les pointes de courant lors de l'accrochage,
- d'un relais de surintensité, limitant le courant maximum en cas de problème,
- et d'un relais de tension, pour isoler la turbine du réseau en cas de coupure de celui-ci.

Les relais de protection déclenchent un contacteur de puissance et une électrovanne de by-pass de la turbine afin d'éviter un emballement de cette dernière si la génératrice est découplée du réseau.

## 6. Mise en route et Arrêt de l'installation

### Opérations préliminaires

- Enclencher les divers interrupteurs sur la rack de commande (pompe R123, Pompe R134a, commande turbines R134 et R123...).
- Ouvrir la vanne principale du circuit d'eau de refroidissement ainsi que la vanne de dérivation pour le sous-refroidisseur R123.
- Enlever l'isolement de la turbine à travers les vannes d'arrêt si elles étaient fermées
- Mettre en route la source chaude.

### Opérations de commande sur LABVIEW

Les opérations de démarrage et de couplage des turbines au réseau dans l'ordre suivant, et ceci pour une première phase : le cycle HT d'abord, et le cycle BT ensuite.

- Choisir **Mode manuel** pour les trois régulateurs (Pompe HT 123, Pompe BT 134a, vanne eau froide) et dans le panel SPS controle.vi
  - Choisir la consigne de différence de température (si la chaudière à huile est utilisée comme source chaude ex.  $\Delta T_c$  environ égale 15 °C).
  - Donner les consignes de pression d'évaporation (ex. 16 bars) et de condensation (ex. 3.0 bars) du cycle R123.
  - Démarrer progressivement la pompe-refrigérant en observant le sous refroidissement ( $\Delta T_{sub} < - 1.8$  °C).
  - Ouvrir la vanne d'huile de lubrification des paliers de la turbine et observer le débit d'huile (environ 0.5–0.9 l/min).
- Fermer l'électrovanne de by-pass de la turbine R123 à l'aide du bouton poussoir **Electrovanne**.
- Coupler la turbine au réseau une fois que la fréquence de rotation atteint environ 50 Hz (rapport de pression PR environ égal à 1.4).
- Faire les mêmes opérations pour le cycle du bas une fois que le régime normal est établi pour le cycle HT.

Les opérations d'arrêt se font dans l'ordre inverse avec les boutons poussoir **découplage** : le cycle BT en premier d'abord puis le cycle HT ensuite.

## 6. Conclusions

Un nouvelle machine thermique à moyenne et basse température a été construite dans le cadre du projet SPS. Cette machine fonctionne avec des turbines scroll au sein de cycles de Rankine superposés. Le pilotage en temps réel se fait par une instrumentation souple et évolutive, pouvant être adaptée au fur et à mesure des besoins.

Le temps nécessaire à sa conception s'est avéré plus long que prévu, et ceci par le nombre de domaines et d'aspects à traiter. Néanmoins, même si l'installation est encore perfectible et que de nombreux développements peuvent être entrepris, notamment une automatisation plus poussée, nous disposons maintenant d'un outil de base prêt à fonctionner.

M. Kane, 6.12.99

## 7. Annexes

- 1) Eléments de dimensionnement de l'installation
- 2) Schémas et 3D de l'installation
- 3) VI de contrôle de la machine

## 8. Bibliographie

- [1] **M. KANE** : Mini-centrale électro-thermo-solaire hybride, *Rapport Interne N° 99.07i*, LENI-EPFL, 1999
- [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] **M. KANE** : Nouveau système de lubrification appliqué à une turbine scroll au sein d'un cycle de Rankine, *Rapport interne N° 99.07i*, LENI-EPFL, 1999
- [4] **Y. Allani, D.Favrat, M. Kane, R. Zanelli et al.**, Projet détaillé d'une mini-centrale pilote électro-thermosolaire de 10 kWe, , *Rapport final pour OFEN*, (1997).
- [5] **J.T. McMullan, D.W. Hughes and R.Morgan**, Influence of lubricating oil on heat pump performance, *Final report to CEC, Energy R&D Program, N° EEA-4-028-GB*, 1983.
- [6] **O. Zürcher, D. Favrat, J.R. Thome**, Evaporation de mélanges d'ammoniac et d'huile dans les tubes, *Rapport final OFEN*, (1998).

**Projet SPS :  
Mini-centrale électro-thermo-  
solaire de 10 kWe**

**Annexe L2 :  
(Rapport final, partie A)**

**Nouveau concept de  
lubrification appliqué à une  
turbine scroll au sein d'un  
cycle ORC**

**Préparé par Malick Kane**



ÉCOLE POLYTECHNIQUE  
FÉDÉRALE DE LAUSANNE

Laboratoire d'énergétique industrielle

Nouveau concept de lubrification  
appliqué à une turbine scroll au sein  
d'un cycle de Rankine

Malick Kane

Rapport LENI N° 99.09 i

Décembre 1999

<b>1.</b>	<b>INTRODUCTION</b>	<b>1</b>
1.1	CONTENU DU RAPPORT	1
1.2	GÉNÉRALITÉS	2
<b>2.</b>	<b>SYSTÈME DE LUBRIFICATION PAR POMPAGE D'HUILE</b>	<b>3</b>
2.1	FONCTIONNEMENT EN MODE COMPRESSEUR	3
2.2	FONCTIONNEMENT EN MODE TURBINE	4
2.2.1	Caractéristiques requises	4
2.2.2	Description	4
<b>3.</b>	<b>SYSTÈME DE LUBRIFICATION PAR INJECTION D'HUILE</b>	<b>7</b>
3.1	CARACTÉRISTIQUES REQUISES	7
3.2	DESCRIPTION	8
<b>4</b>	<b>AVANTAGES ET INCONVÉNIENTS DU NOUVEAU CONCEPT DE LUBRIFICATION</b>	<b>10</b>
4.1	ASPECTS PRATIQUES DE FONCTIONNEMENT	10
4.2	ASPECTS MESURES ET PERFORMANCES	11
<b>5.</b>	<b>MESURES ET FONCTIONNEMENT DU NOUVEAU CONCEPT DE LUBRIFICATION</b>	<b>15</b>
5.1	SYSTÈME DE MESURE	15
5.2	FAISABILITÉ DU SYSTÈME DE SÉPARATION D'HUILE	15
5.3	MARGE DE FONCTIONNEMENT	16
<b>6.</b>	<b>CONCLUSIONS</b>	<b>20</b>
<b>7.</b>	<b>ANNEXES</b>	<b>21</b>
7.1	BIBLIOGRAPHIE	21



## **1. Introduction**

### **1.1 Contenu du rapport**

Ce rapport a pour objet de décrire la faisabilité d'un nouveau concept de lubrification appliqué à une unité turbine scroll fonctionnant au sein d'un cycle de Rankine.

Comme il a été déjà discuté du principe général de fonctionnement des machines scroll ainsi que de sa conversion en turbine [1], nous nous contenterons ici de rappeler les principes de lubrification de ces machines, de décrire les particularités d'un nouveau système de lubrification par rapport à une ancienne configuration et enfin de présenter des tests de fonctionnement effectués sur une unité de plus faible puissance de type Maneurop.

## 1.2 Généralités

L'idée de base est d'utiliser des unités de turbines scroll converties à partir de compresseurs existants sur le marché et à faible coût spécifique en raison d'une production à large échelle. Le seul inconvénient majeur est que ces machines impliquent un contact direct entre l'huile de lubrification et le fluide organique de travail. Cependant la conversion du compresseur en turbine consiste à inverser le sens d'écoulement du fluide de travail tout en maintenant une bonne lubrification des pièces en mouvement (volutes, paliers...) [1].

Ainsi, dans le cadre des travaux précédents, le LENI avec le financement de l'Office Fédérale de l'Energie (OFEN) a mis au point un système de lubrification de la machine scroll en mode turbine et dont le but essentiel était de pouvoir mesurer et quantifier ses performances au sein d'un cycle de Rankine à fluide organique. Ce système, dont le fonctionnement a été expérimentalement démontré avec succès [2], comporte d'une part une boucle externe de lubrification constituée d'un séparateur sur la basse pression, d'une pompe de recirculation d'huile de la basse à la haute pression pour la lubrification des scrolls mobiles et d'autre part une pompe interne de lubrification des paliers : on parle ainsi de système de lubrification par pompage d'huile.

Cependant, dans le cadre d'une perspective de réalisation de petites unités de centrales à cycles de Rankine compactes et modulaires, la configuration précédente présente l'inconvénient d'être particulièrement encombrante. La présente étude regroupe toutes les informations relatives à la conception, réalisation et test d'un nouveau concept de lubrification basé sur le principe d'injection d'huile par différence de pression dans les paliers : nous parlons dans ce cas de système de lubrification par injection d'huile.

Les avantages et inconvénients des deux configurations seront discutés en tenant compte aussi bien des aspects pratiques de fonctionnements que des aspects de mesure et de performances.

## 2. Système de lubrification par pompage d'huile

### 2.1 Fonctionnement en mode compresseur

La vapeur aspirée dans l'enveloppe basse pression passe dans l'entrefer et entraîne l'huile pulvérisée (provenant de la lubrification de l'ensemble des paliers) dans la turbine.

Après compression dans les volumes de travail, et séparation du mélange par l'intermédiaire d'un séparateur externe placé sur la conduite haute pression, l'huile retourne au fond de l'enveloppe à basse pression et ceci par différence de pression et en présence d'une vanne à flotteur. Une pompe centrifuge interne intégrée à la base de l'arbre moteur creux permet d'alimenter et donc lubrifier les divers paliers.

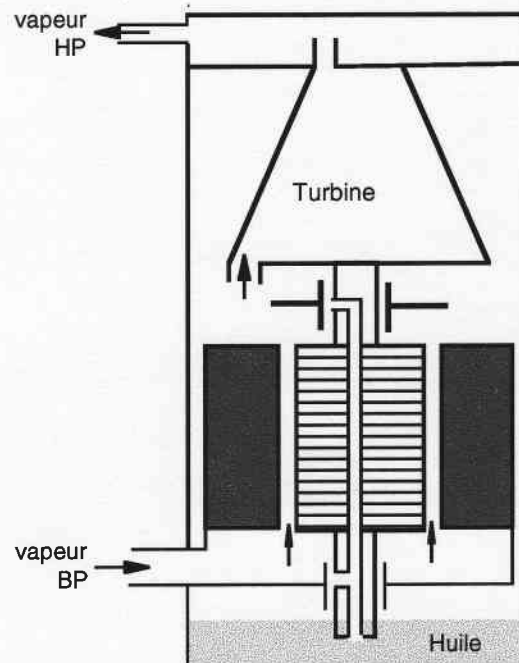


Fig.1.1 : Unité scroll en mode compression

Cette technique de lubrification fonctionne de façon satisfaisante et présente l'avantage d'être simple à mettre en œuvre.

## 2.2 Fonctionnement en mode turbine

### 2.2.1 Caractéristiques requises

Il convient de remarquer qu'en mode de fonctionnement compresseur, la lubrification des scrolls fixes et mobiles se fait par la même huile refoulée dans les paliers. Cependant, le sens d'écoulement du fluide de travail étant inversé en mode turbine, une injection d'huile à l'entrée de la turbine s'avère nécessaire. Une pompe est donc requise pour ramener l'huile de la basse à la haute pression. La figure 2.1 suivante montre de manière très simplifiée les flux de réfrigérant et d'huile à l'intérieur de la machine fonctionnant à l'aide d'un cycle ORC de Rankine.

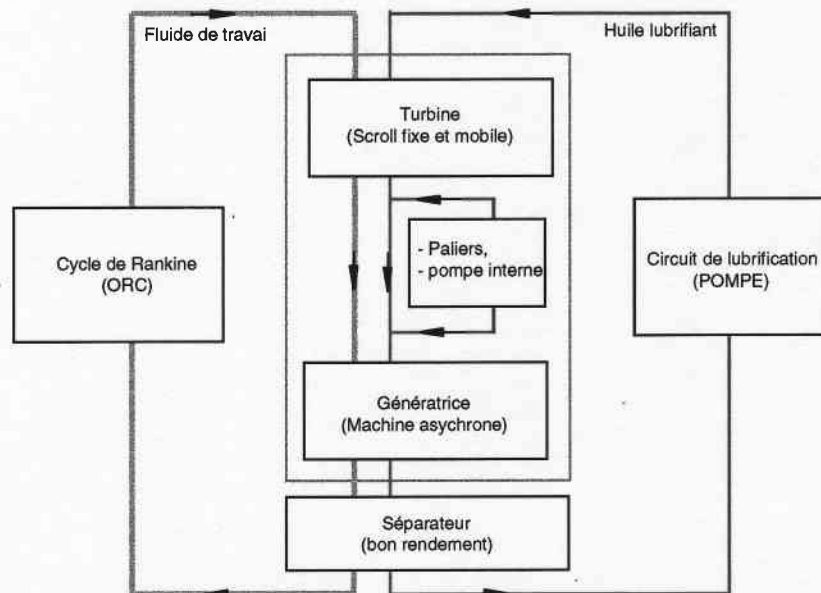


Fig.2.1 : Flux de réfrigérant et d'huile dans un système à pompage d'huile

### 2.2.2 Description

Le schéma suivant (figure 2.2) permet de décrire le concept de lubrification utilisant le principe de circulation d'huile dans les paliers par l'intermédiaire d'une pompe interne intégrée à l'arbre creux de la machine (système de lubrification par pompage d'huile).

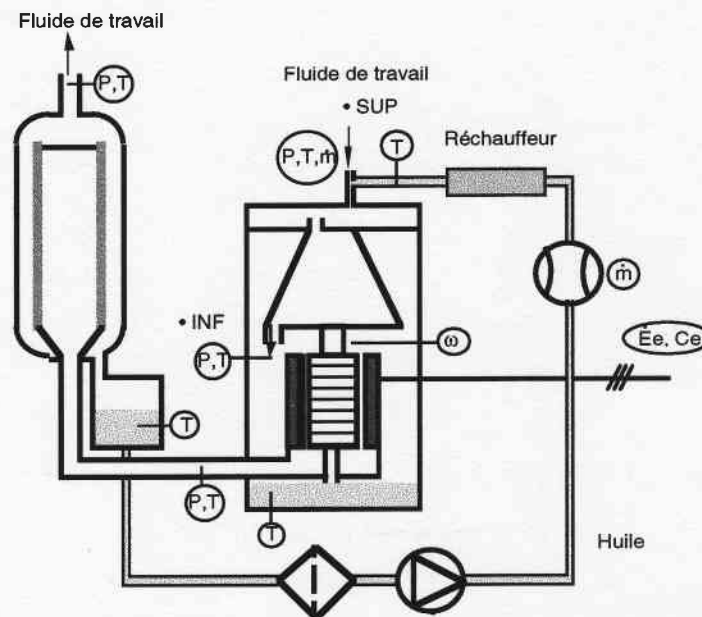


Fig.2.2 : Circuit de lubrification par pompage d'huile [2]

Le fluide de travail haute pression ainsi que l'huile de lubrification sont admis dans la turbine. Après détente dans les chambres de travail et mélange avec l'huile de lubrification des divers paliers, l'ensemble aboutit dans l'enveloppe, où une partie de l'huile est séparée et s'écoule par gravité au fond de l'enveloppe.

L'autre partie est entraînée par les vapeurs canalisées dans l'entrefer et l'ensemble se dirige vers un séparateur placé à la basse pression, d'où le fluide de travail repart vers le condenseur et l'huile s'écoule dans un réservoir tampon. Par le moyen d'une pompe externe, cette huile est injectée à l'entrée de la turbine.

Une pompe centrifuge en forme conique intégrée à la base de l'arbre moteur creux permet d'alimenter et donc lubrifier les paliers depuis le fond de l'enveloppe.

L'idée d'un tel système de lubrification a été émise par **Robert Zanelli**. Il a été testé et fonctionne de manière satisfaisante sur un modèle de turbine scroll type CSHS100 de Trane [2]. Il présente l'avantage de bien séparer le fluide de travail avec l'huile de lubrification pour un fonctionnement optimal des échangeurs du cycle ORC. Il offre également la possibilité d'étudier l'influence de la concentration du mélange en huile à l'entrée de la turbine :

- par la présence d'un variateur de fréquence associé à la pompe externe qui règle le débit d'huile à l'entrée de la turbine.
- par la maîtrise de la température d'huile de lubrification en présence des corps de chauffe électrique à puissance modulable.

Il convient, cependant, de remarquer que ce système de lubrification était essentiellement réalisé pour tester les performances de la turbine. Il présente l'inconvénient d'être principalement encombrant avec la présence d'un séparateur sur le côté de la basse pression et d'un circuit complet de recirculation de l'huile.

### 3. Système de lubrification par injection d'huile

Ce nouveau concept est basé sur la simplification du circuit de lubrification des machines scrolls permettant d'éliminer le recours à des pompes à huile spécifiques aux turbines, tout en ouvrant la voie à un fonctionnement en condition biphasique à l'entrée de la turbine.

#### 3.1 Caractéristiques requises

La boucle externe de lubrification est éliminée et l'huile, mélangée avec le fluide de travail, circule tout au long du cycle principal de Rankine. La figure 2.1 suivante représente, par l'intermédiaire d'un diagramme bloc, l'ensemble des flux de circulation (fluide de travail et huile de lubrification) relatif au système de conversion thermodynamique.

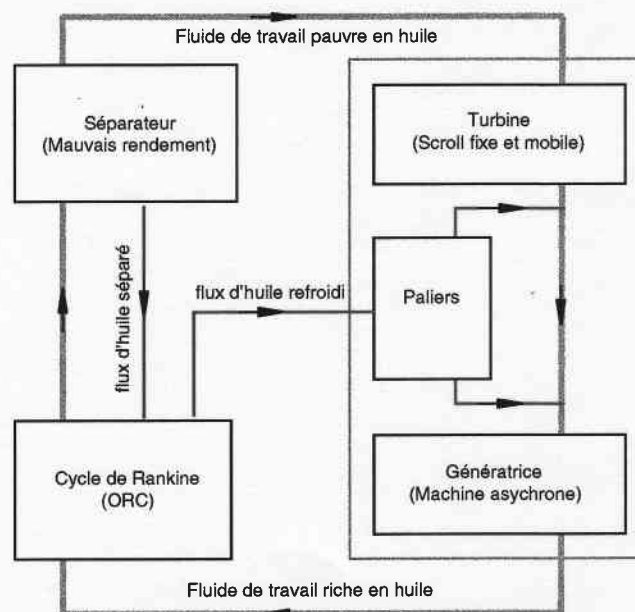


Fig.2.1 : Flux de réfrigérant et d'huile

Afin d'assurer la lubrification des paliers en même temps que les scrolls fixes et mobiles, un système de séparation d'huile, à rendement de séparation qui peut même être faible, est requis à la sortie de l'évaporateur<sup>1</sup> du cycle ORC.

Pour un fonctionnement biphasique à l'entrée de la turbine, l'huile séparée à la sortie de l'évaporateur peut contenir une fraction en liquide du fluide de

<sup>1</sup> Le système en question doit être conçu sur la base d'un compromis entre une bonne qualité de séparation qui peut induire des pertes de charges substantielles et une faible qualité de séparation à moins de pertes. Il convient cependant de rester dans les limites acceptables de propriétés de lubrification.

travail. Un système de chauffage du séparateur est requis pour vaporiser et libérer ce contenu de réfrigérant dans l'huile.

Cependant la machine électrique, en contact avec l'huile chaude provenant de l'évaporateur, s'échauffe et peut être soumise à des températures élevées pouvant d'une part diminuer ses performances et d'autre part accélérer son vieillissement. Un système de refroidissement de l'huile de lubrification est donc nécessaire avant son injection dans les paliers.

Dans le but d'étudier l'influence de la concentration du mélange en huile sur les performances globales du cycle ORC, un débitmètre permet de mesurer la quantité d'huile injectée dans les paliers.

### 3.2 Description

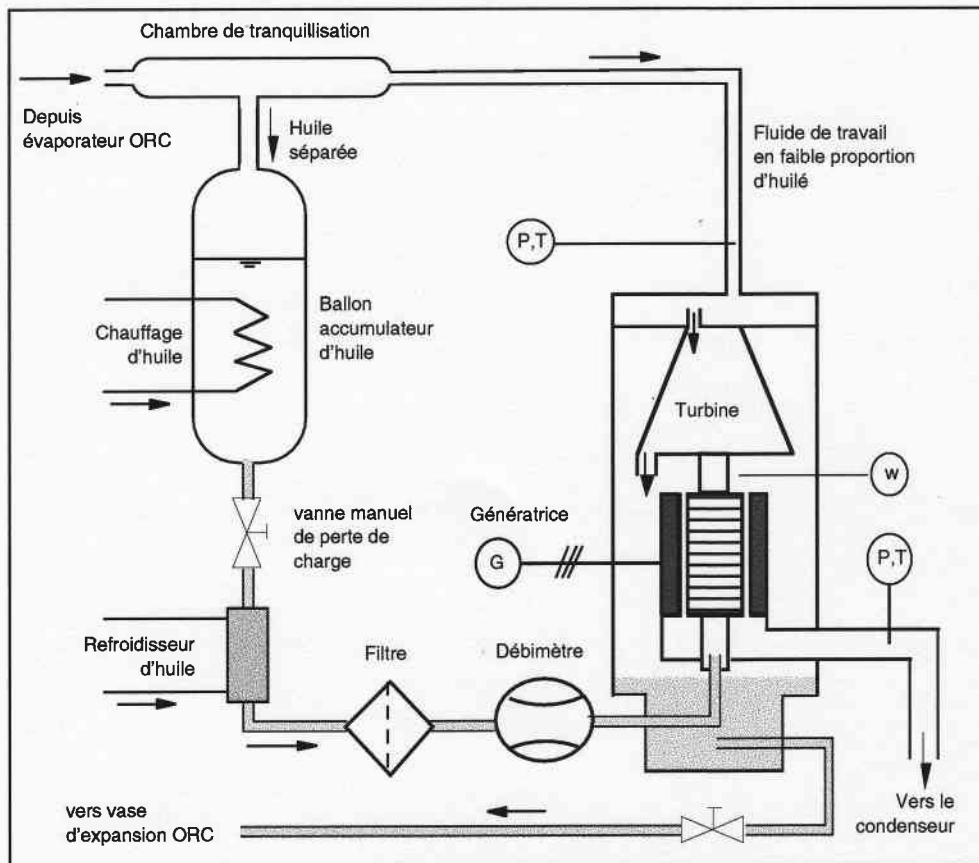


Fig.2.2 : Circuit de lubrification par injection d'huile dans les paliers

La vapeur haute pression du fluide de travail ainsi que l'huile de lubrification sont admises dans le séparateur. Ce dernier est constitué :



- d'une chambre de tranquillisation qui consiste à piéger une part considérable d'huile le long d'un tube dont la longueur et le diamètre ont été choisis pour un écoulement lent et stratifié
- d'un réservoir d'accumulation où l'huile s'écoule par gravité et dont la capacité dépend du temps de parcours d'huile dans le cycle ORC et du débit d'alimentation des paliers.

Après chauffage du ballon récupérateur permettant de vaporiser le contenu liquide en réfrigérant, l'huile est refroidie par le flux principal du cycle ORC et filtrée avant d'être injectée dans les paliers par simple différence de pression entre l'entrée et la sortie de la turbine. Une vanne manuelle de perte de charge permet de contrôler le débit.

Cette opération de refroidissement sert :

- d'une part à récupérer la part d'énergie transmise à l'huile à l'évaporateur et dans le ballon accumulation d'huile
- et d'autre part à éviter l'échauffement de la machine électrique au contact avec l'huile chaude des paliers.

Cependant, du fait de l'imperfection de ce mode de séparation et de la vitesse relative des vapeurs par rapport au liquide, une faible quantité d'huile est entraînée dans les volumes de travail de la turbine et assure ainsi la lubrification des scrolls mobile et fixe. Ce mélange appelé solution pauvre d'huile se détend dans les chambres de travail puis rencontre l'huile de lubrification des paliers avant d'aboutir dans l'enveloppe, où une partie de l'huile est séparée et s'écoule par gravité au bas du carter. L'autre partie est entraînée par les vapeurs canalisées dans l'entrefer et l'ensemble se dirige vers le condenseur du cycle ORC.

Afin d'assurer la recirculation de l'huile et surtout pour ne pas remplir le carter avec du réfrigérant liquide en cas de fonctionnement biphasique, l'ensemble du liquide est réinjectée, par simple gravité, dans le vase d'expansion du cycle ORC où il est mélangé avec le flux principal pour former la solution riche en huile.

L'ensemble est repris par la pompe principale du cycle ORC pour alimenter de nouveau l'évaporateur.

## **4 Avantages et inconvénients du nouveau concept de lubrification**

### **4.1 Aspects pratiques de fonctionnement**

Ce nouveau concept de lubrification est caractérisé par sa qualité de distribution d'huile dans les paliers et dans les volumes de travail auto-gérée par le fonctionnement du cycle lui-même.

Il présente l'avantage de la simplicité de fonctionnement (sans aucun organe de contrôle) mais nécessite une attention particulière sur les possibilités de retour d'huile au séparateur. Les diamètres de conduite doivent être dimensionnés avec des vitesses d'écoulement suffisantes pour l'entraînement de l'huile surtout du côté de la basse pression. Il convient dans ce cas de placer le condenseur en dessous de l'unité turbine pour accélérer le retour de liquide par gravité. De plus en cas de forte concentration d'huile par rapport au réfrigérant, une accumulation peut se produire à l'évaporateur et engendre une détérioration du coefficient de transfert de chaleur. Cette situation est moins critique pour les petites unités (car faibles diamètres de conduite) encore moins en présence d'une pompe de mise en circulation du fluide faisant partie du cycle ORC.

Ce système de lubrification offre également la possibilité d'un fonctionnement biphasique à l'entrée de la turbine avec le net avantage d'être robuste (élargissement des plages de travail sans aucune complication de réglage). Néanmoins, l'efficacité de lubrification des paliers dépend de la différence de pression entrée-sortie de la turbine et donc du régime de fonctionnement. Il convient dans ce cas d'admettre une valeur seuil de débit de lubrification correspondant au fonctionnement à charge minimale, valeur qui augmente ensuite avec la puissance des turbines.

Le système de séparation d'huile placé du côté de la vapeur haute pression (plus faible volume massique) permet de réduire de manière considérable l'encombrement sur le cycle causé par la configuration avec pompage d'huile. Cet aspect est tout aussi important que les performances du cycle afin de se rapprocher d'une configuration commerciale et ceci, dans une perspective de réalisation de petites unités de centrales à cycle de Rankine compactes et modulaires.

## 4.2 Aspects mesures et performances

D'une manière générale, l'adjonction de l'huile dans le fluide de travail modifie les conditions de fonctionnement du cycle. Ce phénomène bien connu dans les systèmes frigorifiques (ou de pompe à chaleur) à compression n'est pas toujours apprécié car est un facteur limitant ses performances. Différents travaux ont montré que ces limitations sont liées à la solubilité du fluide de travail (réfrigérant) dans l'huile dont les effets dépendent de la nature et de la concentration de l'huile [3,4].

Cependant, ces effets ne sont pas toujours désavantageux par rapport au cycle ORC, au contraire la configuration inversée du cycle ORC par rapport aux cycles frigorifiques permet de bien profiter de cet aspect de miscibilité de l'huile pour améliorer l'efficacité du cycle (puissance électrique/puissance à l'évaporateur) mais au détriment de la capacité spécifique de l'échangeur (puissance maximale transférée à l'évaporateur rapportée à la surface d'échange).

Avant de faire l'analyse complète de l'influence d'huile sur le comportement du cycle ORC, nous tenons d'abord à rappeler les considérations thermodynamiques liées au fonctionnement des turbines volumétriques notamment la turbine scroll au sein d'un cycle de Rankine.

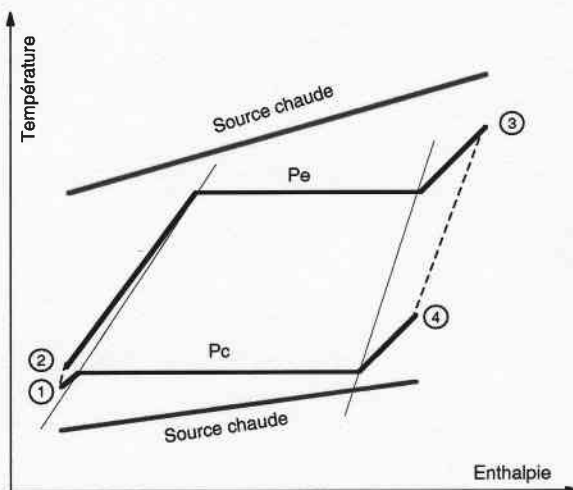


Fig.4.2 : Diagramme T-h

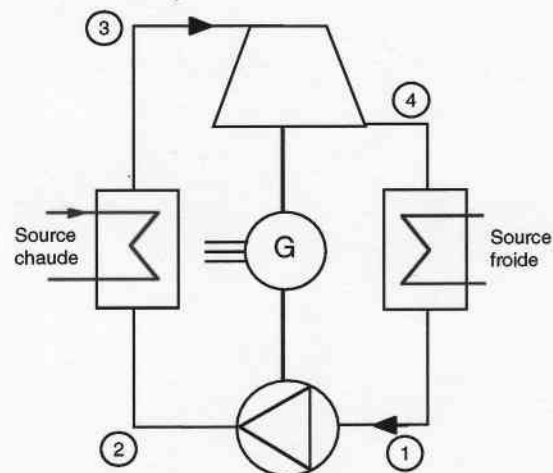


Fig.4.1 : Principe du cycle de Rankine

La formulation simplifiée des performances de la turbine permet de mettre en évidence ses caractéristiques de fonctionnement, notamment son comportement hors nominal en fonction d'une variation de débit et/ou de température.

### Analyse thermodynamique

Avec l'hypothèse d'une détente polytropique du fluide réel dans les volumes de travail, l'efficacité du cycle est donnée par l'équation suivante :

$$\epsilon_{\text{cycle}} = \frac{\frac{v_{in} P_{in}}{\Gamma_{\sigma}} \left[ \left( \frac{P_{in}}{P_{out}} \right)^{\Gamma_{\sigma}} - 1 \right]}{\Delta h_e} \quad (1)$$

$\Gamma_{\sigma}$  est un facteur moyen polytropique légèrement dépendant de l'état thermodynamique du fluide de travail. Il est intéressant de noter que cette efficacité varie en fonction de plusieurs paramètres et que son amélioration réside essentiellement sur :

- l'augmentation du rapport de pression, grandeur limitée par un fonctionnement adapté des turbines ( $P_{in}/P_{out} < 8$  pour le cas des turbines scroll considérées)
- l'amélioration des conditions thermodynamiques d'entrée de la turbine ( $v_{in}$ ,  $P_{in}$ ), grandeurs limitées par le niveau de température de la source chaude.
- la réduction de la puissance-transformation massique du fluide de travail à l'évaporateur ( $\Delta h_e$ ), grandeur liée à la chaleur latente de vaporisation généralement sensible à la pression de fonctionnement  $P_{in}$ .

Cependant, les conditions de débits hors nominal de la turbine volumétrique sont déterminées par l'équation suivante :

$$\dot{M} = \frac{\dot{V}}{v(P, T)} \quad (2)$$

$\dot{V}$  : débit volumique du fluide de travail, c'est une grandeur de dimensionnement caractérisant la capacité d'absorption de la turbine.

$\dot{M}$  : débit massique du fluide de travail, c'est une grandeur de réglage caractérisant le régime de fonctionnement de la turbine.

$v(P, T)$  : volume massique fonction de la pression et température du fluide selon l'équation d'état thermodynamique du fluide de travail :

$$\frac{P_v}{rT} = Z (Pr, Tr) \quad (3)$$

Le paramètre  $Z$  appelé facteur de compressibilité dépend de la nature du fluide de travail et devient constant unitaire pour un fluide parfait.

Pour une machine électrique asynchrone entraînée par la turbine et directement accrochée au réseau électrique, le paramètre  $V$  ne varie que très peu en fonction du glissement et est donné par le produit de la vitesse de rotation du rotor  $N_{rot}$  à la cylindrée  $V_s$  d'où l'équation suivante :

$$\frac{P}{MT} = \frac{r}{N_{rot} V_s} Z (Pr, Tr) \quad (4)$$

Ainsi sans indication de pertes de charge, la pression de travail à l'évaporateur est imposée par la turbine volumétrique selon des conditions d'entrées de température et de débit massique, grandeurs pour lesquelles, l'opérateur n'a souvent pas assez de marges.

Cependant la pression de condensation est généralement maintenue constante (ou parfois variable) par action sur la puissance de refroidissement.

### Influence d'huile sur les cycles ORC

La miscibilité du réfrigérant avec l'huile a pour conséquence :

- de changer la nature du fluide de travail en un mélange dont les propriétés sont généralement moins connues et dépendent de la nature et de la concentration d'huile. Dans le cas de ce système de lubrification par injection d'huile, la lubrification des scrolls est assurée par la proportion d'huile emportée par les vapeurs à la sortie de la chambre de tranquillisation. D'un point de vue purement expérimental, cette quantité d'huile, non contrôlée et difficilement quantifiable, limite considérablement les possibilités d'analyse des phénomènes liés à la lubrification de la turbine. Cette sensibilité par rapport aux mesures reste, cependant, moins importante si l'on s'intéresse uniquement à l'analyse globale des performances de la machine thermique<sup>2</sup> et pour autant qu'on limite la concentration d'huile dans l'installation.
- D'élever la température de saturation du mélange par rapport à celle du réfrigérant pur. La nouvelle température d'équilibre est en effet la composition de la température de saturation du réfrigérant pur et d'un

---

<sup>2</sup> Des mesures précises de la caractéristique de performance de la turbine ont été effectuées sur le modèle de l'unité Trane avec le concept de lubrification par pompage d'huile [2].

gradient positif de température lié à la réduction de la capacité thermique (Heat Carrying Capacity) du mélange durant l'évaporation car une certaine proportion de réfrigérant liquide est maintenue en solution dans l'huile (on parle de réduction de la capacité de chauffage dans les pompes à chaleur). Cependant, vu que la pression de fonctionnement du cycle ORC résulte uniquement des conditions de débits et de température à l'entrée de la turbine volumétrique à vitesse constante (machine directement accrochée au réseau), l'efficacité du cycle ORC est améliorée par rapport au système sans présence d'huile à l'évaporateur. Car avec un débit de fonctionnement donné à l'entrée de la turbine, le fluide de travail atteint des conditions de pression et température intéressantes pour moins de puissance transférée à l'évaporateur (faible chaleur latente).

- D'affecter le coefficient de transfert global dans l'évaporateur et dans le condenseur qui, en plus des conditions d'écoulement, dépend de la concentration d'huile. Cet effet de détérioration du coefficient de transfert pour une même taille d'échangeur, combiné avec l'augmentation de la température à la sortie de l'évaporateur a pour conséquence de réduire la puissance maximale pouvant être transférée à l'échangeur. D'où une diminution de sa capacité spécifique (puissance maximale transférée à l'évaporateur par unité de surface d'échange).

## **5. Mesures et fonctionnement du nouveau concept de lubrification**

### **5.1 Système de mesure**

Pour la première phase d'essai, nous nous sommes limités à une installation de Rankine simple mono-étagé avec une instrumentation élémentaire permettant d'abord de tester la faisabilité du système de séparation d'huile à la sortie de l'évaporateur. Dans une deuxième phase, l'introduction d'une instrumentation complémentaire a permis de tester la plage de fonctionnement de ce système sur une unité de compression scroll convertie en turbine.

Dans les deux cas, le fluide choisi est le HFC-134a utilisé dans les applications à moyenne température. Il a l'avantage de ne pas être toxique avec un faible potentiel de destruction de la couche d'ozone. La source chaude est constituée d'un flux d'huile thermique chauffé par une chaudière électrique. La température de chauffage ainsi que la puissance sont modulables afin de travailler à différents régimes. La source froide est constituée d'un réseau d'eau à 7°C en présence d'une vanne électro-mécanique permettant de régler la pression de condensation.

Ainsi les grandeurs mesurées sont les pressions et les températures à l'entrée et à la sortie de chaque composant, le débit masse du fluide moteur, le débit volume de l'huile, la puissance électrique à la sortie de la génératrice ainsi que le couple électromagnétique et la vitesse de rotation de l'arbre moteur.

### **5.2 Faisabilité du système de séparation d'huile**

Pour ne pas prendre de risques de dysfonctionnement, la turbine a été simulée, dans ce cas, par un système de vannes de pertes de charge utilisé comme détendeur en série avec un échangeur de refroidissement du fluide de travail (fig.5.1). Cependant, l'huile séparée à la sortie de l'évaporateur est directement injectée dans le vase d'expansion.

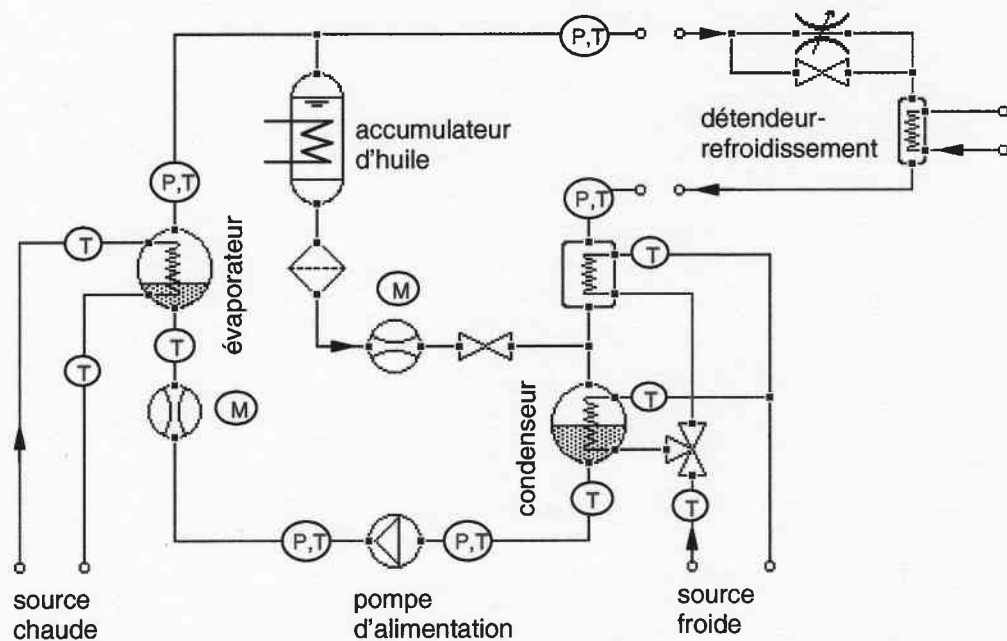


Fig.5.1 : Cycle de test de faisabilité du système de séparation d'huile

Ainsi, pour une position fixe du détendeur, le débit de la boucle principale est réglé par un variateur de fréquence de rotation de la pompe volumétrique et ceci de manière à simuler les conditions de fonctionnement réelles d'une turbine. Un débitmètre en série avec un voyant placé sur la conduite d'huile permet de mesurer et de contrôler le débit d'huile injectée au niveau du vase d'expansion. Après stabilisation du régime, le système est complètement arrêté et le ballon est vidé de son contenu. L'analyse du liquide obtenu ne détecte presque pas de quantités de réfrigérant dans l'huile (moins de 1%).

Cette approche, malgré l'absence d'une turbine réelle au sein du circuit de Rankine, permet néanmoins de valider expérimentalement l'hypothèse d'entraînement d'huile à l'évaporateur et ainsi de vérifier la faisabilité du nouveau système de lubrification.

### 5.3 Marge de fonctionnement

Afin d'étudier les plages de fonctionnement du système de lubrification, nous considérons une série de mesure effectuée sur une unité scroll (type MSE 90 S 4VE de Maneurop) de 5.6 kWe convertie en turbine (fig.5.2). Cependant, l'huile séparée à la sortie de l'évaporateur est directement injectée dans les paliers de la turbine en présence d'une vanne de réglage du débit.



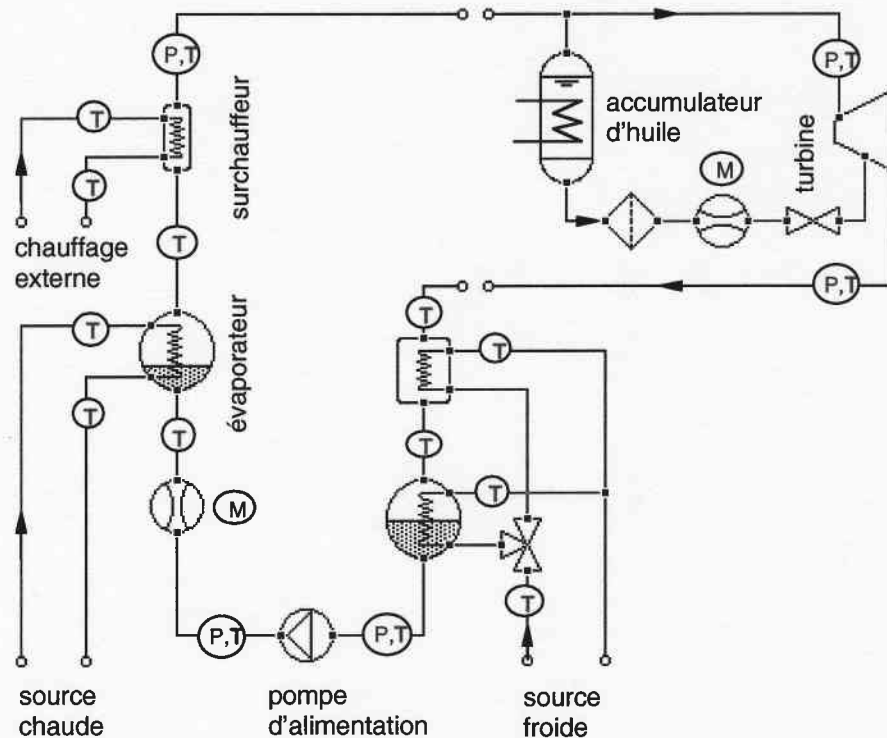


Figure 5.2 : Cycle de test du concept de lubrification par injection d'huile dans les paliers de la turbine

Les caractéristiques principales de ce scroll en mode compresseur sont données au tableau suivant :

Puissance électrique nominale :	5.6 kWe
Volume d'admission :	125 cm <sup>3</sup>
Rapport de volume installé :	2.3
Vitesse de rotation :	2940 t/min
Poids net :	69.5 kg

L'installation est initialement remplie avec une concentration d'huile Xoil égale à 12%. Ainsi, pour un fonctionnement à charge maximale de la turbine, l'ouverture de la vanne est réglée pour un débit nominal de lubrification de l'ordre de 1 [l/min].

La figure 5.3 suivante permet d'illustrer l'influence de la charge de la turbine sur le débit (en valeur relative) de lubrification des paliers.

Les grandeurs et les plages explorées sont les suivantes :

- pression d'évaporation : 11..20 [bar]
- température entrée turbine : 75..90 [°C]
- pression de condensation : 6 [bar]

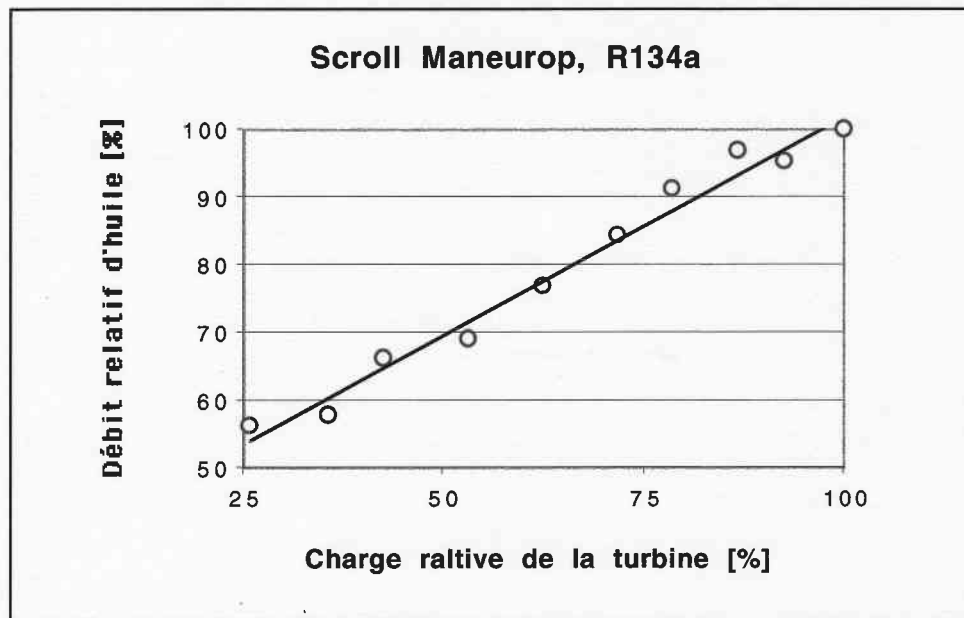


Fig.5.3 : Marge de fonctionnement du système de séparation d'huile

On constate que, le système de lubrification fonctionne de manière satisfaisante sur toute la marge d'utilisation de la turbine (jusqu'à 25% de sa charge nominale). En effet, pour l'ensemble des mesures effectuées, le débit de lubrification reste au-dessus d'une valeur seuil estimée à 0.5 l/min (Fig.5.4). Cette quantité d'huile injectée dans les paliers ne représente environ que 6% du débit total du mélange à la sortie de l'évaporateur (contre 12% du mélange initial). Cependant, la fraction restante sert en partie à lubrifier les scrolls fixe et mobile et l'autre partie à maintenir le niveau d'huile par accumulation dans le ballon de récupération.

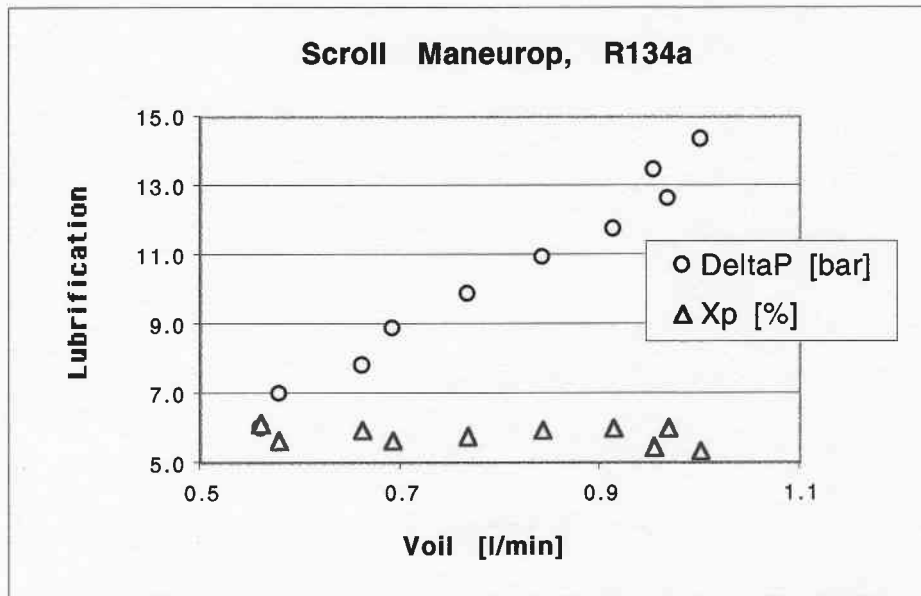


Fig.5.4 : Grandeurs caractéristiques de lubrification des paliers

Cette approche, malgré l'absence d'un organe complet de contrôle du circuit de lubrification, permet de montrer un fonctionnement satisfaisant du système de séparation d'huile sur une grande plage de fonctionnement de la turbine.

## 6. Conclusions

Un nouveau concept de lubrification a été mis en évidence sur une turbine scroll (type MSE 90 S 4VE de Maneurop) fonctionnant au sein d'un cycle de Rankine.

Ce concept, constitué d'un système de séparation d'huile placé à la sortie de l'évaporateur, vise une simplification du circuit de lubrification des machines scrolls évitant ainsi le recours à des pompes à huile spécifiques aux turbines. Il est en effet doté d'une chambre de tranquillisation basé sur la possibilité de collecte et d'injection d'huile, par simple différence de pression, dans les paliers tout en assurant la lubrification des scrolls fixe et mobile par le simple principe d'entraînement d'huile dans les volumes de travail.

Les essais ont montré un fonctionnement satisfaisant avec l'avantage d'être simple (sans organe de contrôle) et robuste (travaillant dans une large plage de fonctionnement). Néanmoins, l'efficacité de lubrification des paliers dépend de la différence de pression entrée sortie de la turbine et donc du régime de fonctionnement.

M. Kane, le 6.12.99

## 7. Annexes

### 7.1 Bibliographie

- [1] **R. ZANELLI**, - Conversion d'un compresseur scroll en turbine, *Rapport interne N° 93.16*, LENI-EPFL, 1993
- [2] **Y. Allani, D.Favrat, M. Kane, R. Zanelli et al.**, Projet détaillé d'une mini-centrale pilote électro-thermosolaire de 10 kWe, , *Rapport final pour OFEN*, (1997).
- [3] **J.T. McMullan, D.W. Hughes and R.Morgan**, Influence of lubricating oil on heat pump performance, *Final report to CEC, Energy R&D Program, N° EEA-4-028-GB*, 1983.
- [4] **O. Zürcher, D. Favrat, J.R. Thome**, Evaporation de mélanges d'ammoniac et d'huile dans les tubes, *Rapport final OFEN*, (1998).

**Projet SPS :  
Mini-centrale électro-thermo-  
solaire de 10 kWe**

**Annexe L3 :  
(Rapport final, partie A)**

**Groupe de cogénération**

**Préparé par Frédéric Brand**



ÉCOLE POLYTECHNIQUE  
FÉDÉRALE DE LAUSANNE

LABORATOIRE D'ENERGETIQUE INDUSTRIELLE  
LABORATORY FOR INDUSTRIAL ENERGY SYSTEMS



Département de Génie Mécanique

LENI-DGM, EPFL

CH-1015 LAUSANNE

# Groupe de Cogénération

Travail réalisé par

Frédéric Brand

Sous la direction du Prof. D. Favrat

Lausanne, juillet 1999

## Table des matières

1.	Généralités .....	3
2.	Caractéristiques techniques générales .....	4
3.	Moteur .....	5
3.1	Mise en route .....	5
3.2	Régulation du régime moteur .....	5
3.3	Arrêt du moteur .....	6
4.	Générateur .....	6
5.	Ensemble de régulation thermique .....	7
5.1	Circuit hydraulique principal .....	7
5.2	Echangeur haute température .....	9
6.	Le système de mise en route et de contrôle .....	10
6.1	Gestion du fonctionnement .....	10
6.2	Organigrammes .....	11
7.	Circuit électrique .....	11
7.1	Schéma et armoire électrique .....	11
7.2	Panneau de commande .....	12
8.	Isolation thermique et acoustique .....	14
9.	Conclusions .....	14
10.	Annexes .....	15
10.1	Organigrammes .....	16
10.2	Moteur Lombardini FOCS LDW 903 .....	19



# 1. Généralités

L'installation définie dans cette étude est un groupe électrogène avec récupération substantielle de la chaleur dissipée par le moteur thermique. Il s'agit d'un dispositif transformant une énergie primaire en deux formes d'énergie finale les plus communément utilisées, l'énergie électrique et l'énergie thermique. Cette transformation se fait en général à un rendement très bas si les deux formes d'énergie sont obtenues séparément, à un rendement élevé si elle s'obtient par un processus de production combinée appelé cogénération.

Le groupe de cogénération développé dans la présente étude a été défini dans le but de fournir un complément de chaleur pour l'installation solaire expérimentale Solar Power System (SPS), notamment à faible rayonnement solaire. Pour cette application son rôle est identique à celui d'une petite chaudière avec un fonctionnement possible en continu ou alterné. Toutefois, à la différence d'une chaudière, l'installation dispose d'une puissance électrique supplémentaire qui est transmise au réseau et qui intervient dans le bilan énergétique. Ce groupe de cogénération est développé dans l'hypothèse de la présence d'un réseau électrique actif appelée configuration «en îlot». Dans un soucis d'évolution futur du matériel à disposition, des choix technologiques ont été fait et rendent possible un fonctionnement en configuration «indépendant» i.e sans présence de réseau. Cela peut être réalisé sans modification importante de l'installation. C'est essentiellement la programmation du système de contrôle qui serait à adapter.



**Vue d'ensemble du groupe de cogénération avec l'échangeur de récupération sur les gaz**  
(Sur l'installation, l'échangeur sera placé sous la cabane avec une liaison avec le moteur plus courte )

## 2. Caractéristiques techniques générales

L'installation est équipée d'un moteur diesel Lombardini FOCS LDW903 prévu pour des utilisations industrielles. C'est un trois cylindres en ligne refroidi par eau de 916cm<sup>3</sup> accouplé de façon permanente à un générateur asynchrone triphasé.

Il produit de l'énergie électrique active à 400 V et 50 Hz pour une puissance maximale de 15kW.

Le groupe d'échangeur permet la récupération d'un maximum de 18.3 kW à haute température sur les gaz d'échappement et d'autant à moyenne température sur le circuit de refroidissement du moteur et du générateur. La figure 1 présente le bilan énergétique de l'installation

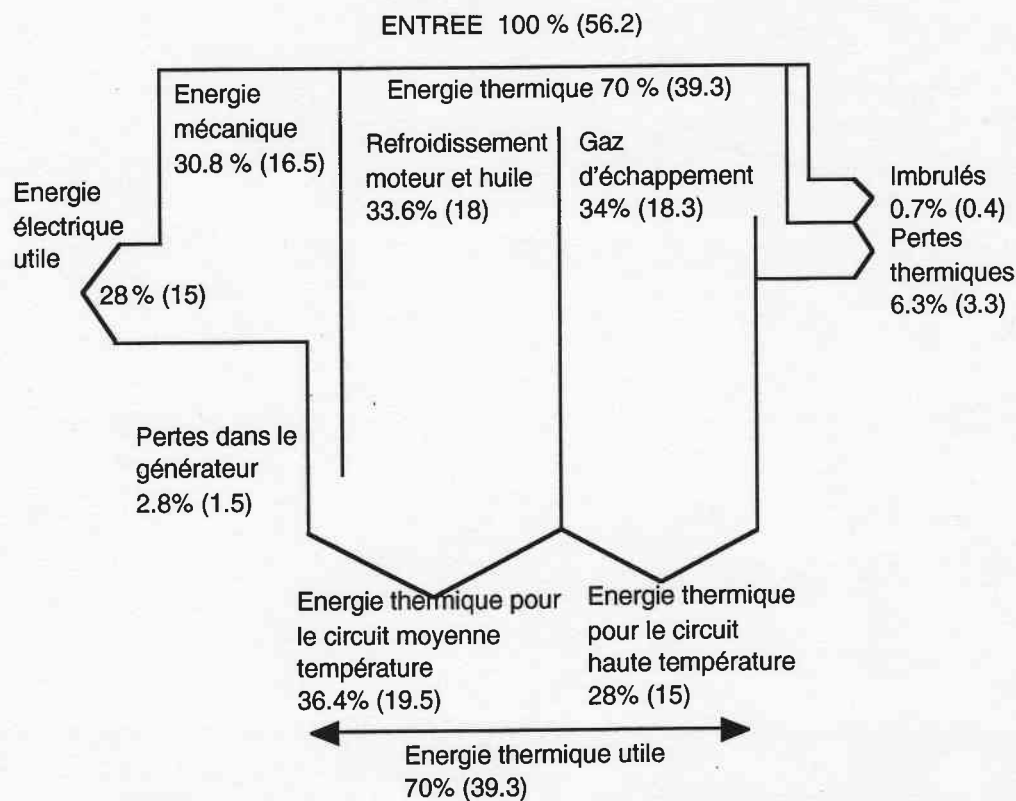


Figure 1: Diagramme énergétique (kW entre parenthèse)

Le démarrage s'effectue par l'intermédiaire d'un démarreur électrique après préchauffage de la chambre de combustion. Le moteur est porté à 3000 tr/mn et, après stabilisation du régime, le générateur est couplé au réseau. L'ensemble est commandé par le système de contrôle et de mise en route géré par un automate programmable.

L'enclenchement des différents éléments de sécurité et de fonctionnement s'obtient également à l'aide de cet automate. Il maintient la température du circuit de refroidissement dans la plage appropriée et assure la protection de l'installation.

Le moteur est alimenté par un réservoir de diesel d'une capacité total de 90 l qui garanti une autonomie à pleine charge de 23 h.

La figure 2 schématise le groupe de cogénération et ces différents éléments.

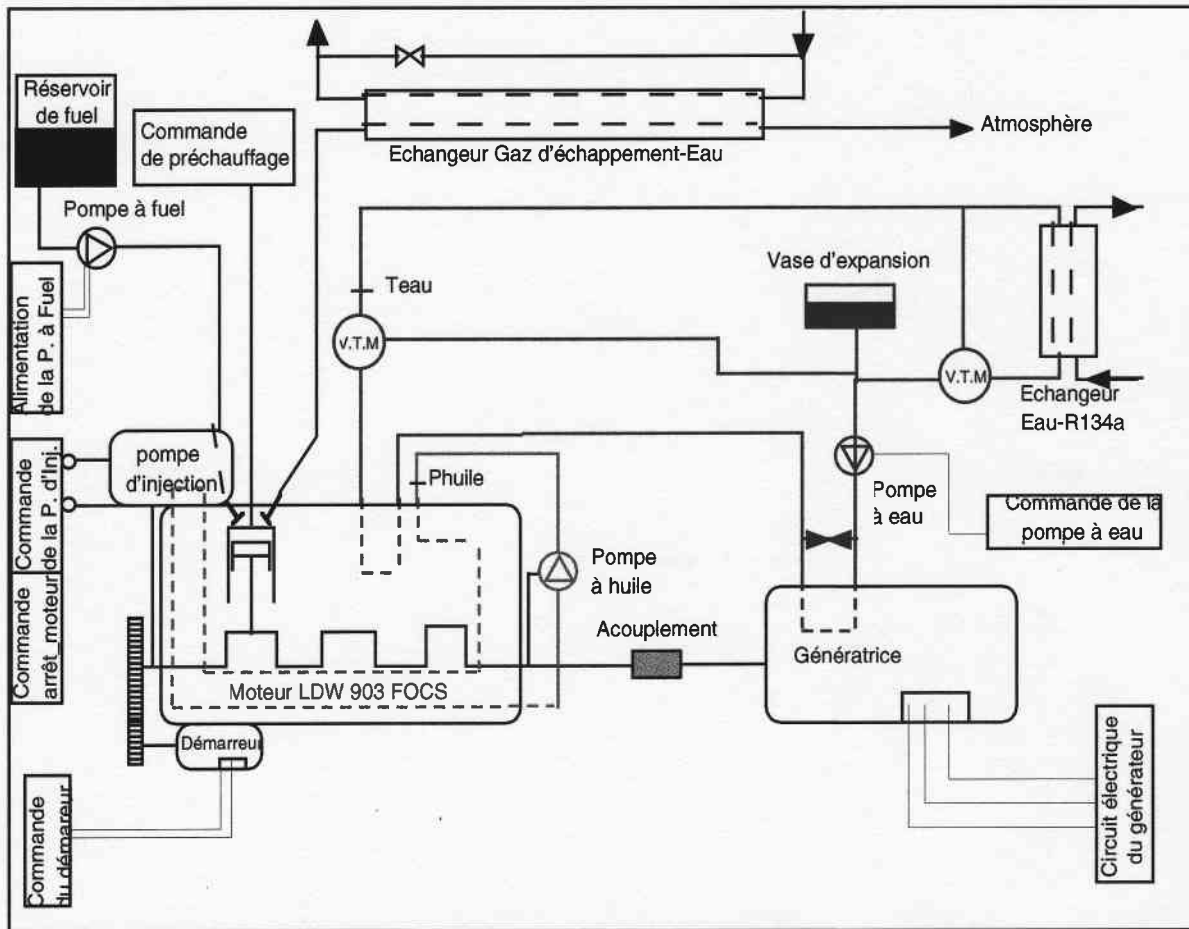


Figure 2: Schéma d'ensemble

### 3. Moteur

Le groupe est équipé d'un moteur diesel Lombardini FOCS LDW 903 prévu pour des utilisations industrielles. C'est un trois cylindres en ligne refroidie par eau de 916cm<sup>3</sup>. Les caractéristiques techniques du moteur ainsi que celles de toutes les pièces qui le composent se trouvent en annexe 2.

#### 3.1 Mise en route

La mise en route du groupe se fait par le démarreur du moteur qui est alimenté par un batterie 12 V. Cette batterie permet également l'alimentation du circuit 12 V de l'installation. Sa charge est assurée par un mainteneur 12 V / 8 A de type E12-8B-IWU qui est alimenté par le réseau (220V). Le système de contrôle fait tourner le démarreur, au maximum 10 secondes ou jusqu'à dépasser un régime fixé à l'avance de 600 tr/mn. Ensuite il détache le démarreur et porte de moteur à 3000 tr/mn.

Si la mise en route ne se produit pas, le système de contrôle effectue une série de 3 tentatives (séparées de 20 sec.) avant d'arrêter la séquence et de signaler une mise en route défectueuse.

#### 3.2 Régulation du régime moteur

Le régulateur *DYNA Controller* mesure de manière précise la vitesse de rotation du moteur avec

un pick-up monté à proximité de la couronne crantée du démarreur. La fréquence  $f$  [Hz] du signal que délivre ce capteur est proportionnel au régime du moteur  $n$  [tr/mn] et au nombre de dents de la couronne  $z$ .

$$f = \frac{n \cdot z}{60}$$

Cette fréquence est intégrée dans le calculateur afin de régler avec précision le régime moteur à la valeur de consigne en agissant sur la commande de charge de la pompe d'injection. L'actuateur relié à la commande de charge du moteur est un *DYNA 2500 Linear Actuators*.

La valeur de consigne du régime moteur est indiquée de manière externe (par connexion aux bornes prévues à cette effet) ou de manière interne par le potentiomètre du panneau de commande. Cette valeur de consigne permet de régler le régime moteur entre 3000 tr/mn et 3070 tr/mn. Cela permet de définir la puissance électrique délivrée au réseau ainsi que la puissance thermique produite en réglant le glissement du générateur sur le réseau.

La précision obtenue sur le réglage de la puissance du moteur est de quelques pourcents. Elle est limitée par la précision de réglage du régime moteur du *Dyna Controller*.

La puissance électrique demandée est réglée par rapport au glissement sur le réseau donc par rapport à la fréquence de ce dernier. Cela signifie qu'une variation de la fréquence du réseau entraîne une modification de la puissance électrique délivrée bien que la valeur de consigne n'ait pas varié. Pour affiner le réglage de la puissance demandée, une gestion de la consigne en fonction de la puissance électrique mesurée est nécessaire. Cela peut être réalisé de manière externe par une boucle PID utilisant le signal de puissance délivrée (EA4) pour définir le signal de consigne (EA1). Une autre solution peut être obtenue en ajoutant un module supplémentaire au *Dyna Controller* qui intègre un système de régulation du moteur en fonction de la puissance électrique délivrée au réseau.

### 3.3 Arrêt du moteur

La commande d'arrêt du moteur est réalisée par une électrovanne qui coupe tout admission de carburant. Elle est reliée à l'automate et fonctionne sur un mode Tout-ou-Rien (TOR) avec une position normalement fermée. Cela procure une sécurité supplémentaire en cas de défaillance du circuit électrique.

## 4. Générateur

Le générateur utilisé est de marque Landert de type 112-28-MK-2. C'est une machine asynchrone triphasée munie de rotor à cage d'écureuil et d'une chemise de refroidissement à eau. Ce générateur offre un grand nombre de caractéristiques positives, qui dans la plage des puissances examinées, le rendent compétitif par rapport à un générateur synchrone :

1. Coût d'achat bas
1. Rotor à cage d'écureuil (plus simple et plus robuste)
2. Absence d'excitation séparée
3. Dispositifs de protection et de contrôle simple
4. Absence de dispositifs de synchronisation
5. Absence de contenu d'harmoniques
6. Impossibilité de court-circuits

## 7. Coût d'entretien réduits

Le tableau ci-dessous indique les principales caractéristiques électriques du générateur asynchrone utilisé. Dans ce tableau ressort un facteur de puissance égal à 0.88, qui correspond à une consommation de puissance réactive de 12% de la puissance électrique. Cette consommation dérive du fait que le générateur ne s'excite pas automatiquement, mais il prélève la puissance magnétisante directement du réseau électrique public.

Type	112-28-MK2
Branchement	Triangle
Vitesse de synchronisation	3000tr/mn
Fréquence	50Hz
Tension en ligne	380 V
Puissance	15 KW
Facteur de puissance	0.91
Rendement électrique	0.88 (aux cond. nominales)
Courant débité	30A

Les caractéristiques techniques du générateur ont été fournies par le fabricant du générateur. Une première partie contient les valeurs mesurées expérimentalement tandis qu'une deuxième partie contient les valeurs calculées pour différents régimes de fonctionnement.

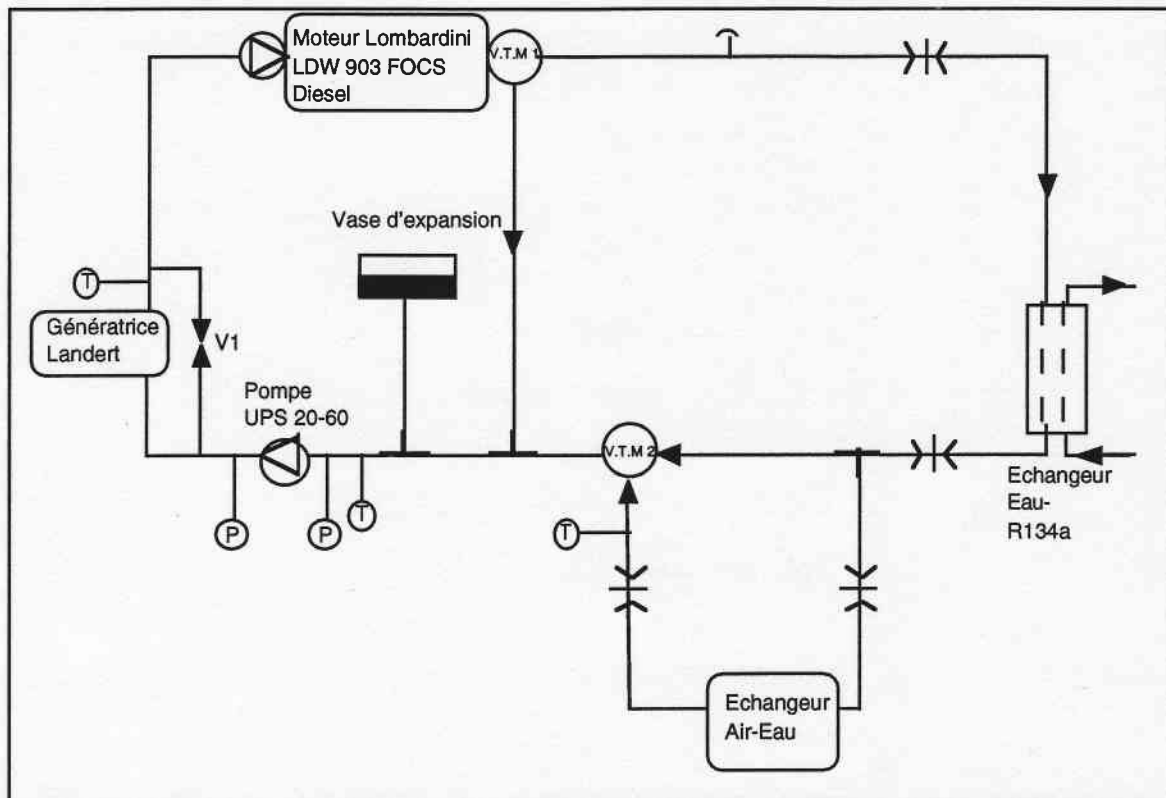
## 5. Ensemble de régulation thermique

### 5.1 Circuit hydraulique principal

La chaleur produite par le moteur et le générateur est recueillie par un circuit hydraulique fermé. La puissance récupérée sur cette partie de l'installation doit être de 19.5 kW dans le cas d'un fonctionnement à pleine charge.

La figure 3 représente ce circuit et met en évidence ses principaux composants :

1. Carcasse générateur électrique expressément conçue pour refroidir les enroulements
2. Chemise de refroidissement du moteur thermique
3. Vanne de réglage du débit principal, V1
4. Aérotherme
5. Vannes thermostatiques, VTM1 et VTM2



**Figure 3: Circuit hydraulique principal**

### **Pompe de circulation**

La pompe de circulation utilisée dans ce circuit est une Grundfos UPS-20-60. Afin de garantir un gradient de température maximum de 10°C pour l'eau circulant dans le moteur, le débit est réglé par l'intermédiaire de la vanne V2 à 29 l/mn. Deux embouts sont prévus pour permettre la mesure des pressions en entrée et en sortie de la pompe.

Un sélecteur sur le panneau de commande permet de choisir entre un mode automatique et un mode de fonctionnement forcé à l'état de marche.

En mode automatique, la pompe fonctionne dès la mise en route du moteur et s'arrête 5 mn après l'arrêt du moteur.

### **Vannes trois voies VTM1 et VTM2**

Au cours de la phase de démarrage ou durant les fonctionnements à bas niveau de température, la vanne thermostatique VTM1 oriente l'eau dans la branche de by-pass de l'échangeur Eau-R134A. Elle mélange en proportions variables les deux courants pour maintenir sa température de sortie à 75°C. Durant la phase de montée en température du moteur (démarrage), l'intégralité du flux provient de la branche by-pass (i.e sans passer par l'échangeur).

En fonctionnement, la vanne VTM2 permet de protéger le moteur des surchauffes. Elle oriente une partie plus ou moins grande du flux vers l'aérotherme afin de maintenir sa température de sortie à 75°C.

### **Vannes V1**

La vanne V2 permet de régler la proportion du débit qui circule à travers le générateur et par la même le débit du circuit hydraulique. Les pertes de charges dans le générateur sont trop importantes pour que tout le flux le traverse et que le débit reste suffisant.

Les vannes sont réglées durant la phase de mise en route de manière à obtenir un débit global

de 29 l/mn et une bonne condition de monté en température.

### **Aérotherme**

Un sélecteur sur le panneau de commande permet de choisir entre un mode automatique et un mode de fonctionnement forcé.

En mode automatique, le ventilateur de l'aérotherme est enclenché quand la température de l'eau à sa sortie est supérieure à 80°C et il est arrêté quand cette température est inférieure à 75°C.

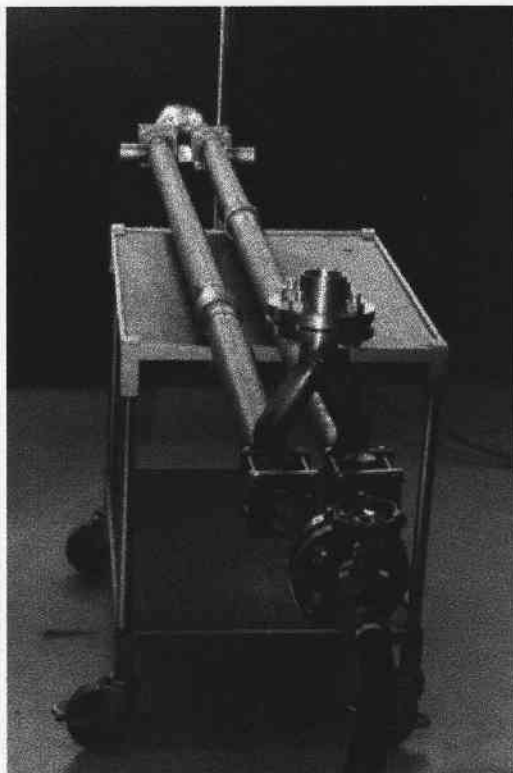
La connectique ainsi que le câblage sont prévus pour la mise en place d'un second aérotherme. Ces bornes peuvent être également utilisée pour l'adjonction d'une pompe de circulation supplémentaire dans le cas ou l'utilisateur se trouve à une grande distance et que les pertes de charge sont trop importantes pour assurer un débit suffisant au moteur.

### **Vase d'expansion**

Le vase d'expansion compense les variations de volume de l'eau et maintient en amont de la pompe à eau une pression limitée par les caractéristiques de son bouchon étalonné.

## **5.2 Echangeur haute température**

L'échangeur qui permet la récupération de la chaleur à haute température contenue dans les gaz d'échappement est un échangeur tubulaire avec compensateur. Il permet la récupération d'un maximum de 15 kW thermique à haute température. Le dimensionnement thermique ainsi que le calcul des pertes de charge se trouve dans le rapport annexe de F. BRAND (LENI 1999). Dans le cadre du projet pilote SPS, cette échangeur est monté sous le portacabine pour des raisons d'encombrement et de sécurité. Pour les températures rencontrées dans cette application et pour un régime de fonctionnement à pleine charge, la puissance obtenue sur cette élément doit être de 15kW thermique.



**Echangeur pour les gaz d'échappement**

## 6. Le système de mise en route et de contrôle

Afin d'assurer l'autonomie du groupe de cogénération pour des utilisations différentes du projet SPS, il est nécessaire que tous les systèmes de contrôle et de commande soient autonomes par rapport à l'installation SPS. Le déroulement du cycle de démarrage ainsi que les différentes fonctions de contrôle de bon fonctionnement doivent être gérés par un système propre au groupe de cogénération. Pour remplir ces spécifications, on utilise un automate programmable de type Schneider TSX37-22. C'est la solution la plus sûre et la moins volumineuse.

### 6.1 Gestion du fonctionnement

La fonction de diagnostic du groupe de cogénération, confiée à l'automate programmable, doit assurer :

1. Le bon fonctionnement thermomécanique de tous les composants
2. Le bon fonctionnement électromécanique de tous les composants
3. L'arrêt du groupe avant que des pannes de n'importe quel type puissent l'endommager
4. La signalisation de l'état du groupe
5. La signalisation des anomalies rencontrées
6. La signalisation de nécessité d'entretien

Le système de contrôle doit donc :

1. acquérir les données
2. les comparer avec les valeurs nominales
3. intervenir en cas d'anomalie

L'acquisition des données est réalisée par une série de capteurs dont les caractéristiques sont énumérées dans les tableaux 1 et 2. En cas d'anomalie on actionne la séquence d'arrêt et le système d'affichage indique le type d'anomalie rencontré.

**Tableau 1: Protections thermomécaniques**

Grandeur physique contrôlée	Type de capteur	Signal	Gestion du signal	Seuil d'intervention de l'alarme
pression d'huile	interrupteur à pression	TOR	Retard de 6s à la mise en marche	< 1.5 kg/cm <sup>2</sup>
Filtre à air	interrupteur à dépression	TOR	instantané avec réamorçage	
régime moteur	pick-up	linéaire	instantané	> 3600 tr/mn
température maximale du circuit d'eau	thermocouple K	linéaire	instantané	> 105°C
température maximale du circuit d'huile	thermocouple K	linéaire	instantané	> 115°C



**Tableau 1: Protections thermomécaniques**

Grandeur physique contrôlée	Type de capteur	Signal	Gestion du signal	Seuil d'intervention de l'alarme
Puissance débitée	wattmètre	linéaire	instantané	< 0 plus de 60 s

Le problème fondamental lié à la sécurité du parallèle d'un générateur asynchrone au réseau électrique public est qu'il faut s'assurer dans chaque situation d'état électrique que le générateur ne soit pas auto excité lorsqu'il est connecté au réseau. Ceci afin d'éviter absolument la possibilité de fonctionnement sur un réseau désactivé.

Lorsque l'on désactive le réseau ou une branche de celui-ci il se peut que le générateur continue à fonctionner s'il existe des conditions particulières de réseau capacitif. Le point de fonctionnement qui s'établit dépend des valeurs des paramètres équivalents du réseau (résistance, capacité et inductance) qui fixent les valeurs de tension et de fréquence auxquelles le système reste en équilibre.

Afin d'éviter tout risque de connexion de la génératrice à un réseau désactivé on contrôle la tension ainsi que le courant qui circule sur chaque phase.

**Tableau 2: Protections électrique**

Grandeur physique contrôlée	Type de capteur	Signal	Gestion du signal	Seuil d'intervention de l'alarme
tension réseau	contrôleur de tension	TOR	instantané Retard réglable	< 320 V > 440 V (réglable)
fréquence réseau	contrôleur de fréquence	TOR	instantané Retard réglable	< 49 Hz > 51 Hz (réglable)

L'alimentation du circuit de contrôle est assurée par le réseau public. On a ainsi une sécurité supplémentaire contre la connexion à un réseau déconnecté.

## 6.2 Organigrammes

Les organigrammes de l'annexe 1 représentent les supports utilisés pour la programmation de l'automate programmable.

# 7. Circuit électrique

## 7.1 Schéma et armoire électrique

Le circuit électrique répond aux spécification de l'automate ainsi qu'au schéma de principe (cf. figure 4). Les éléments de commande et de couplage au réseau ont été montés dans une armoire électrique présentée sur la photo ci-dessous. Elle est fixée sur la face avant du groupe et com-

porte un panneau pour l'interface opérateur/machine. La liaison entre cette armoire et les organes du groupe a été réalisée par le service d'exploitation électrique (SEE) de l'EPFL. Les câbles utilisés pour la connexion des différents organes électriques du caisson moteur sont prévus pour résister à des températures allant jusqu'à 105°C.

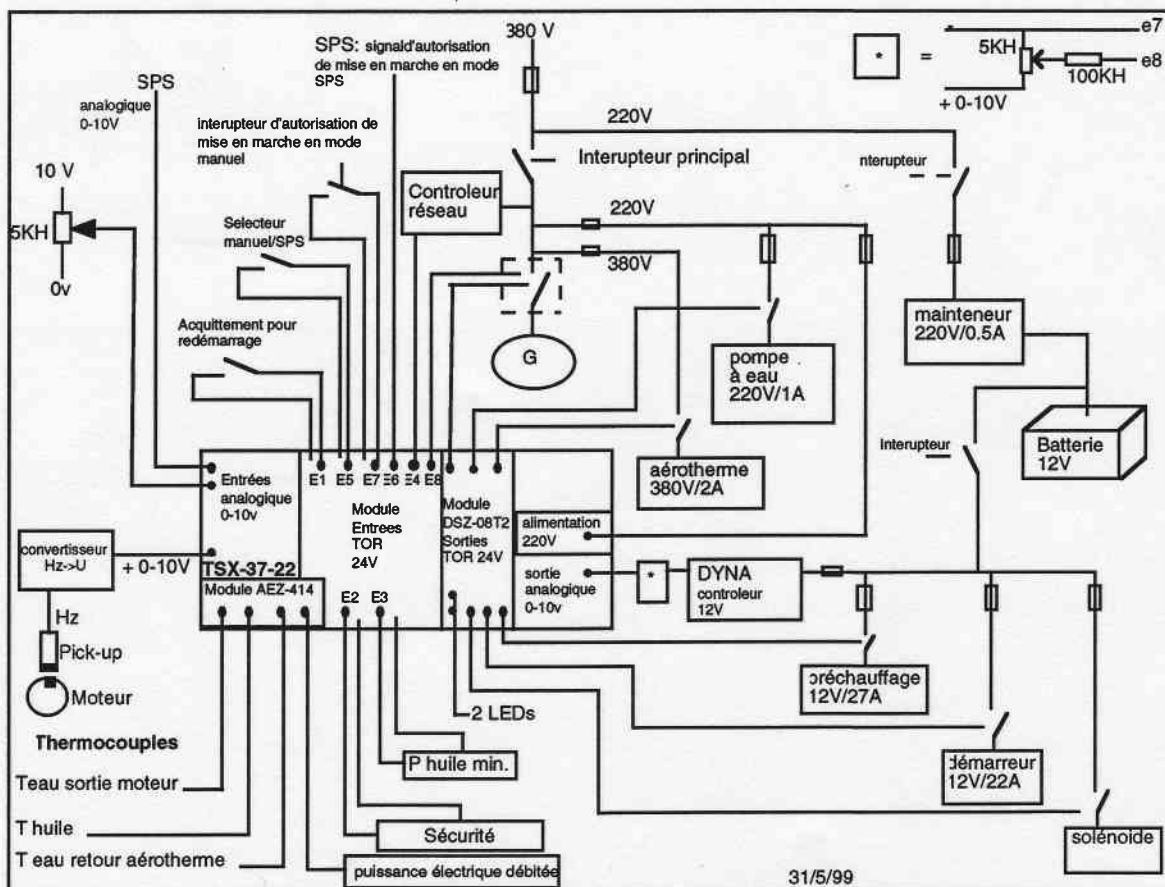
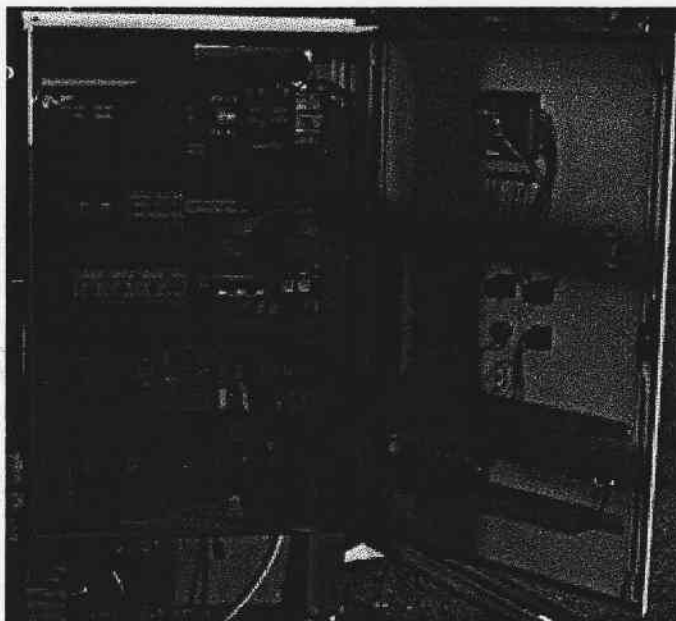


Figure 4: Schéma de principe du circuit électrique

## **7.2 Panneau de commande**

Le panneau de contrôle contient tous les instruments de communication opérateur/machine. Il est composé de :

### **Interrupteur de sécurité**

Il permet la mise hors tension de l'installation.

### **Sélecteur Mode Manuel-Automatique**

Ce commutateur permet de choisir l'origine de la commande de la charge du moteur et de l'autorisation de mise en route du groupe. Dans le cas Manuel, la valeur indiquée par le potentiomètre du tableau de commande indique la charge du moteur et le commutateur «Mode Manuel : Arrêt-Démarrage/Marche» autorise le démarrage ou arrête le moteur.

Dans le cas Automatique, c'est un signal analogique 0V-10V (borne : X551) qui indique la charge du moteur et un signal digital 10V (borne : K551) qui autorise le démarrage ou arrête le moteur.

### **Sélecteur Arrêt-Démarrage/Marche pour le mode manuel**

Dans la position «Arrêt», le groupe est arrêté dans n'importe quelle condition de fonctionnement. La position «Démarrage/Marche» lance la phase de démarrage du groupe puis autorise son fonctionnement.

### **Potentiomètre de commande de la charge du moteur pour le mode manuel**

La valeur indiquée par ce potentiomètre règle la puissance thermique et électrique débitée par le groupe de cogénération quand celui-ci est en mode manuel.

### **Sélecteur Auto-0-Manuel pour la pompe de circulation**

Ce sélecteur permet de forcer la mise en route de la pompe de circulation (Manuel), de forcer son arrêt (0) ou de choisir un fonctionnement automatique dirigé par le système de contrôle (Auto).

### **Sélecteur Auto-0-Manuel pour l'aérotherme**

Ce sélecteur permet de forcer la mise en route de l'aérotherme (Manuel), de forcer son arrêt (0) ou de choisir un fonctionnement automatique dirigé par le système de contrôle (Auto).

### **Sélecteur Auto-0-Manuel pour un élément annexe**

Ce sélecteur permet de forcer la mise en route d'un élément annexe (Manuel), de forcer son arrêt (0) ou de choisir un fonctionnement automatique dirigé par le système de contrôle (Auto). L'élément annexe peut être un second aérotherme ou une deuxième pompe de circulation.

### **Acquittement**

Cette interrupteur permet la remise en route de l'installation après un arrêt par défaut. Il évite la remise en route du moteur après apparition d'un défaut furtif.

### **Compte-heures**

Il totalise les heures d'utilisation du moteur afin de prévoir son entretien (à ajouter).

### **Compteur électrique**

Il mesure et affiche la puissance ainsi que l'énergie électrique totale fournit par le groupe au réseau.

### **Affichage par voyant**

Un jeu de voyants rouges, jaunes et verts indique l'état de fonctionnement du groupe. Le voyant

jaune indique un arrêt du groupe causé par un défaut ou un mauvais démarrage et demande un acquittement pour redémarrer. Le voyant rouge indique un arrêt de l'installation causé par un défaut

## 8. Isolation thermique et acoustique

L'isolement thermoacoustique a été réalisé à l'aide de 6 panneaux amovibles, montés sur le châssis porteur du groupe.

Le moteur est muni d'un silencieux à labyrinthe pour atténuer le bruit d'aspiration.

Tous les ensembles mécaniques sont ancrés par un lien élastique au châssis, qui à son tour s'appuie sur quatre supports amortisseurs. De cette façon, on élimine la transmission de vibrations à la structure portante.

Le bruit en fonctionnement de l'ensemble du groupe est de l'ordre de 70 dBA à 5m.

## 9. Conclusions

Suite aux problèmes rencontrés avec le moteur Daihatsu prévu initialement pour le groupe, nous avons décidé d'adapter un moteur neuf de marque Lombardini. Ce changement a entraîné plusieurs modifications concernant la gestion du moteur ainsi que la gestion de tous les organes de sécurité. En effet, le nouveau moteur possède plus d'éléments de sécurité et il était nécessaire de modifier la configuration de l'automate programmable pour pouvoir les prendre en compte. D'un point de vue technique, il fallait également modifier le châssis et réaliser l'accouplement avec la génératrice. Actuellement les tests de bon fonctionnement du moteur ont pu être réalisés. La procédure de démarrage fonctionne correctement tout comme la phase de montée en température de l'installation. Les différentes procédures de sécurité ont été testées et répondent aux exigences de l'installation.

En revanche, il subsiste un problème sur le système de commande de la charge du moteur. Le couple nécessaire au déplacement du levier de commande d'injection de fuel est largement supérieur à celui rencontré sur l'ancien moteur. L'actuateur ne peut le déplacer et régler la charge en fonction de la consigne. Pour remédier à cela un levier manuel de commande de charge a été provisoirement adapté sur le côté de l'installation. Il permet de réaliser les premiers tests tout en s'affranchissant de la faiblesse de l'actuateur. Une solution est en cours de préparation pour le remplacement de l'élément trop faible.

Dans la prochaine phase d'essai du groupe tous les éléments des circuits thermiques seront isolés. Leurs performances seront mesurées et un calcul de rendement sera effectué pour chacun ainsi que pour le groupe au complet. Cela permettra de mieux connaître les performances de l'installation et la répartition des puissances entre la partie électrique, thermique moyenne température et thermique haute température.

## **10. Annexes**

1. Organigramme
2. Caractéristique du moteur Lombardini LDW 903

## 10.1 Organigrammes

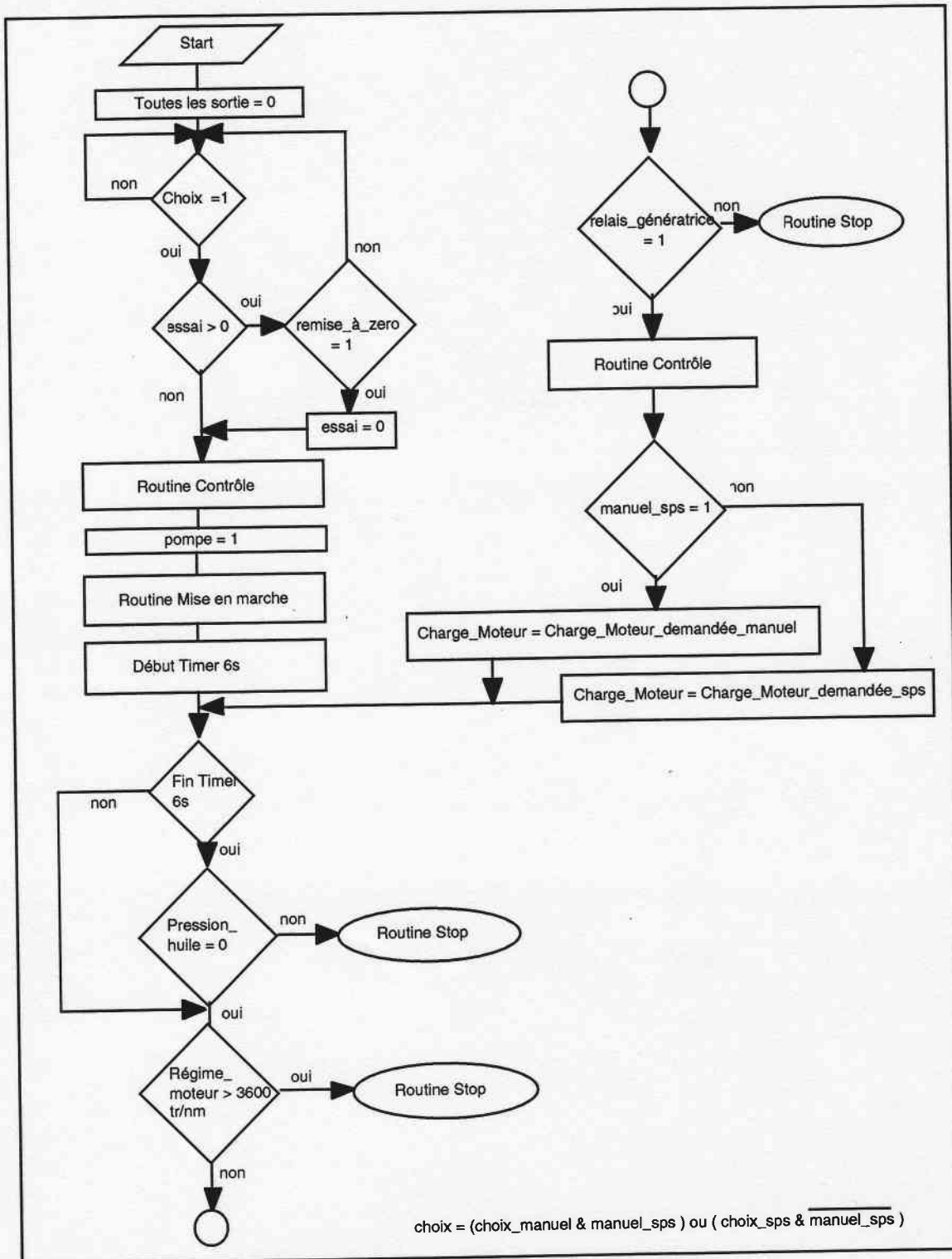


Figure 5: Organigramme principal

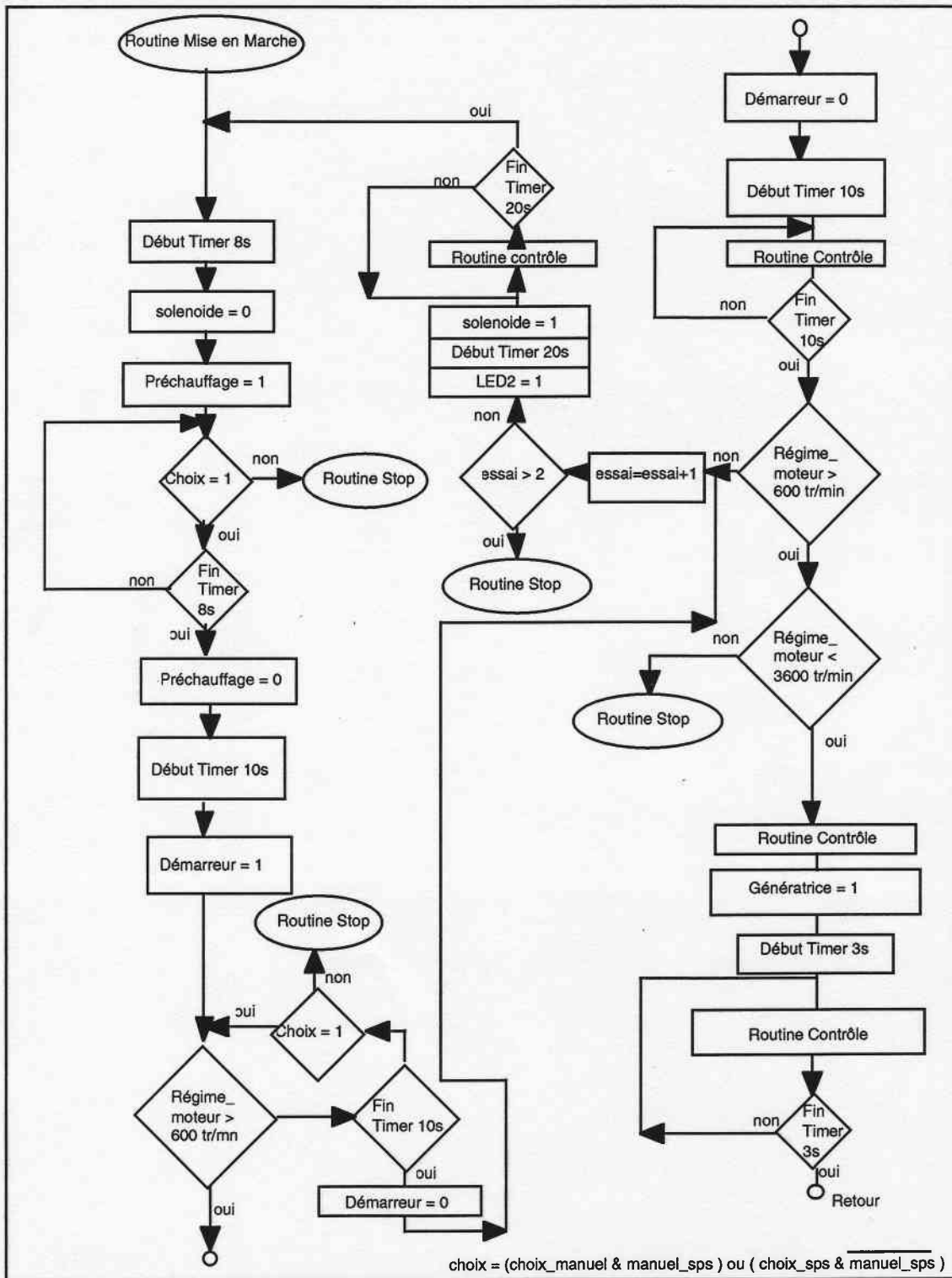
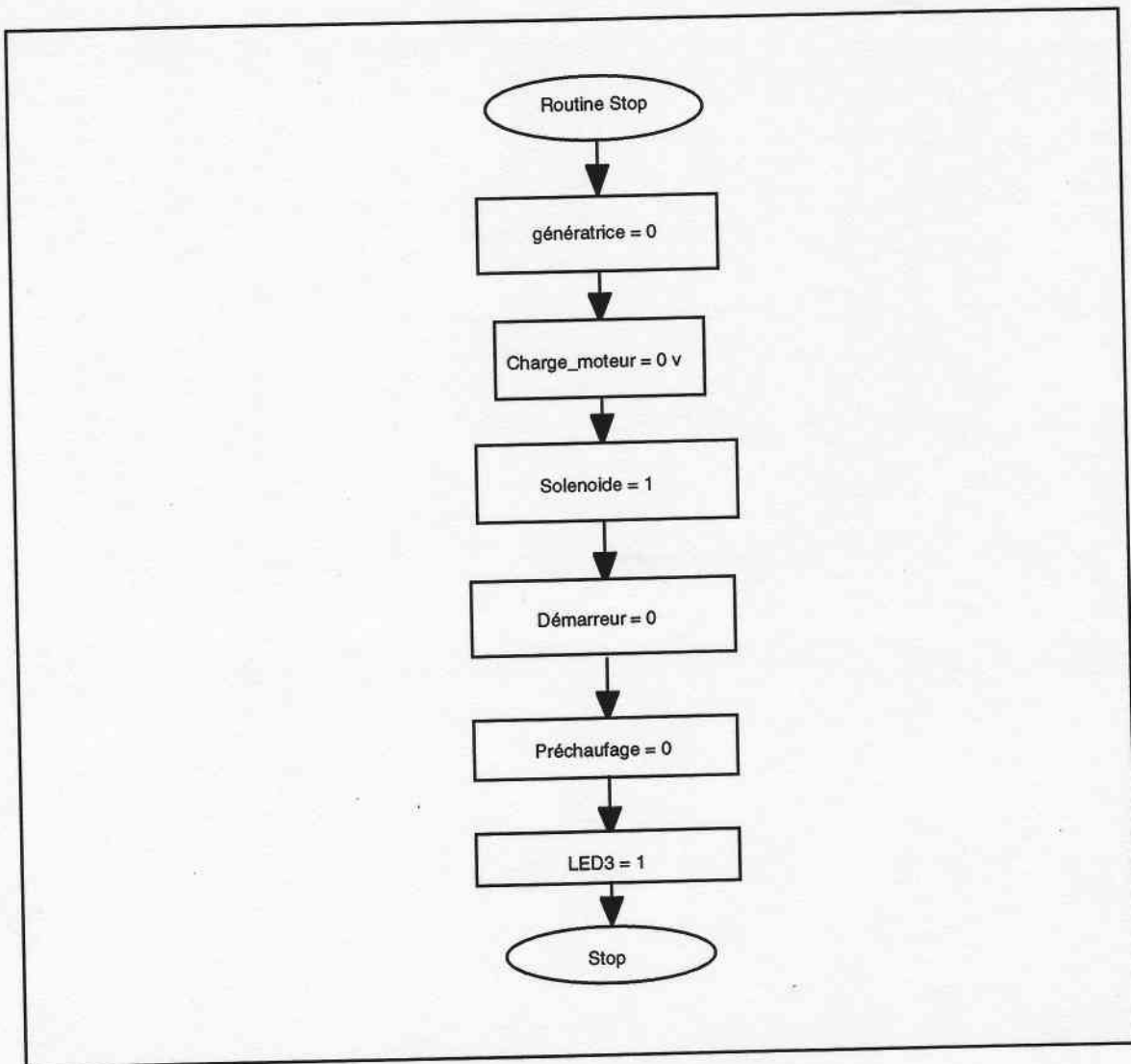


Figure 6: Organigramme de démarrage du moteur

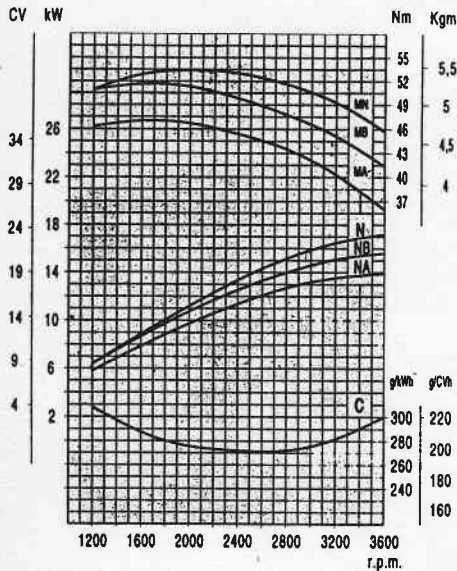






**Figure 8: Organigramme d'arrêt**

## **10.2 Moteur Lombardini FOCS LDW 903**



N (80/1269/CEE - 88/195/CEE - DIN 70020 - ISO 1585), NB (IFN/DIN 6271), NA (ICXN/DIN 6271) - Le potenze qui Indicate si riferiscono al motore munito di filtro aria, di marmitta standard, a rodaggio ultimato ed alle condizioni ambientali di 20°C e di 1 bar. La potenza massima è garantita con una tolleranza del 5%. Le potenze si riducono del 1% ogni 100 m. di altitudine e del 2% per ogni 5° al di sopra di 20°C.  
CB Consumo specifico di combustibile alla potenza NB.  
MN, MB, MA coppia motrice alle potenze N, NB, NA.

N (80/1269/CEE - 88/195/CEE - DIN 70020 - ISO 1585), NB (IFN/DIN 6271), NA (ICXN/DIN 6271) - Les puissances indiquées se rapportent au moteur équipé de filtre à air, de pot standard, à rodage terminé et aux conditions ambiantes de 20°C et de 1 bar. La puissance maximum est garantie avec une tolérance de 5%. Les puissances se réduisent de 1% chaque 100 m. d'altitude et de 2% chaque 5°C au dessus de 20°C.  
CB Consommation spécifique de carburant à la puissance NB.  
MN, MB, MA Couple moteur à la puissances N, NB, NA.

N (80/1269/CEE - 88/195/CEE - DIN 70020 - ISO 1585), NB (IFN/DIN 6271), NA (ICXN/DIN 6271) - Rating refers to engine after run in with standard air cleaner and muffler and under environment conditions of 20°C and 1 bar. Max rating certified within 5%. Derating 1% approx. every 100 m. altitude and 2% approx. every 5°C beyond 20°.  
CB Specific fuel consumption relates to the NB rating.  
MN, MB, MA Torque curve related to the N, NB, NA rating.

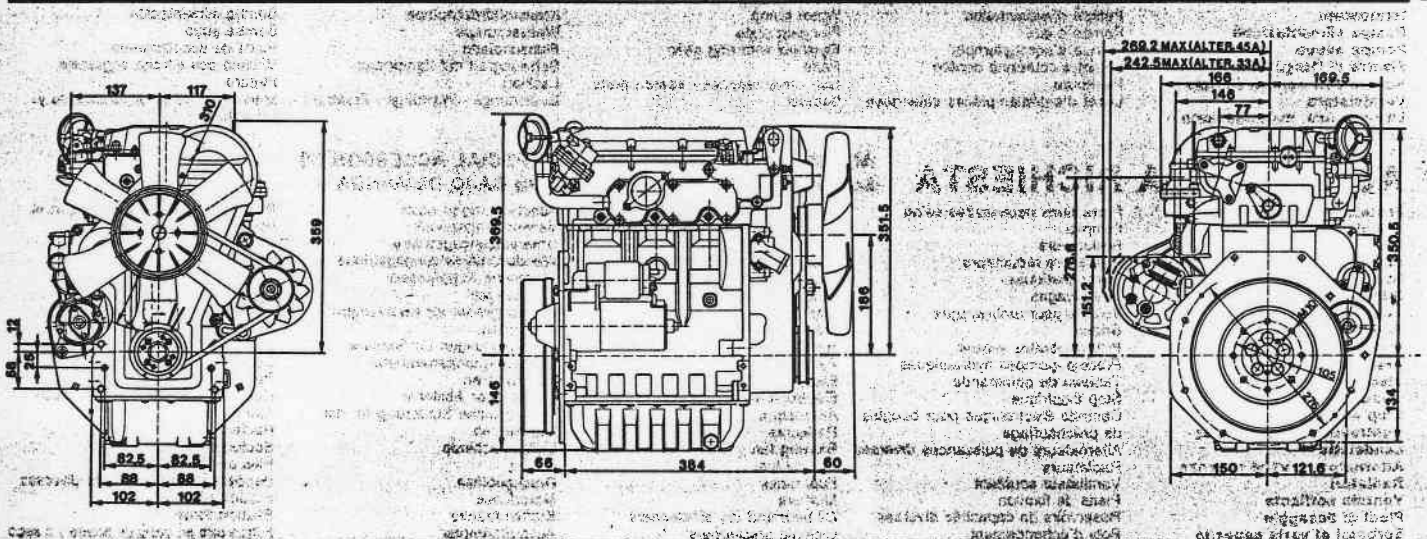
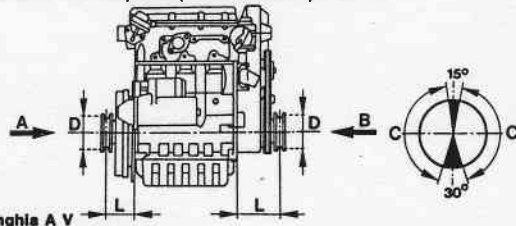
N (80/1269/CEE - 88/195/CEE - DIN 70020 - ISO 1585), NB (IFN/DIN 6271), NA (ICXN/DIN 6271) - Angegebene Leistungen beziehen sich auf den eingelaufenen Motor mit Standardauspuffkopf, Luftfilter u. unter Umgebungsbedingungen von 20°C u. 1 Bar. Max. Leistung garantiert mit 5% Abweichung. Verminderung ca. 1% je 100 m. Höhe u. ca. 2% je 5°C über 20°C.  
CB Spezifischer Kraftstoffverbrauch bezogen auf Leistung NB.  
MN, MB, MA Drehmoment bezogen auf Leistungen N, NB, NA.

N (80/1269/CEE - 88/195/CEE - DIN 70020 - ISO 1585), NB (IFN/DIN 6271), NA (ICXN/DIN 6271) - Las potencias indicadas se refieren al motor con filtro de aire y escape std., con rodaje terminado y a las condiciones ambientales de 20°C. y de 1 bar. La máxima potencia es garantizada con una tolerancia del 5%. Las potencias se reducen de 1% aprox. cada 100 m. de altitud y 2% aprox. cada 5°C. sobre los 20°C de temperatura.  
CB Consumo específico combustible referido a la potencia NB.  
MN, MB, MA Par motor referido a las potencias N, NB, NA.

Cilindri - Cylindres - Cylinders - Zylinderzahl - Cilindros	N.	3
Cilindrata - Cylindrée - Displacement - Hubraum - Cilindrada	cm. <sup>3</sup>	916
Alzaggio - Alésage - Bore - Bohrung - Diámetro	mm.	72
C - Course - Stroke - Hub - Carrera	mm.	75
Rapporto di compressione - Taux de compression Compression ratio - Verdichtungsverhältnis Relación de compresión		22.8:1
Giri/min. - Tours/min. - R.P.M. - U/min. - r.p.m.		3600
Potenza kW/CV Puissance kW/CH - Rating kW/HP Leistung kW/PS - Potencia kW/CV	N (DIN 70020) NB (DIN 6271) NA (DIN 6271)	17.2/23.4 15.6/21.2 13.7/18.6
Coppia massima - Couple maximum - Max. torque Max. Drehmoment - Par máximo	Nm.	53.5 @ 2000
Coppia massima 3 <sup>a</sup> presa di forza Couple maximum 3 <sup>ème</sup> prise de force - Max. torque 3 P.T.O. Max. Drehmoment 3. Kraftabnahme Par máximo 3 <sup>a</sup> toma de fuerza	Nm.	37.0 @ 1800
Regime minimo a vuoto Giri/min. Régime minimum à vide tours/min. - Min. idling speed Mindestdrehzahl bei Leerlauf - Régimen mínimo de vacío		900
Portata pompa acqua a 3600 giri/min. Débit de la pompe eau à 3600 tours/min. Water pump delivery at 3600 R.P.M. Förderleistung der Wasser Pumpe bei 3600 U/min. Caudal bomba agua a 3600 r.p.m.	l./min.	49 (-)
Consumo olio - Consommation d'huile - Oil consumption Schmierölverbrauch - Consumo aceite	kg/h.	0.012
Capacità coppa olio - Contenance du carter huile Oil sump capacity - Schmierölfüllung Capacidad cárter aceite	l.	2.4
Minima pressione olio ammissibile Pression minimum huile admissible Min allowable oil pressure - Zul. mindestöldruck In de aceite mínima admisible	kg/cm. <sup>2</sup>	1.5
Inclinazioni massime ammissibili per servizio discontinuo (Istantaneo) Max. inclinaison temporaire (instantanée) Max. allowable tilt for short time operation (peak values) Max. Schräglage für Wechselbetrieb (momentan) Inclinación máxima para servicio discontinuo (instantáneo)		25° (35°)

Volume aria combustione a 3600 Giri/min. Quantité d'air pour combustion à 3600 tours/min. Combustion air required at 3600 R.P.M. Verbrennungsluftmenge bei 3600 U/min. Cantidad de aire combustión a 3600 r.p.m.	l./min.	1650
Volume aria raffreddamento a 3600 Giri/min. Quantité d'air pour refroidissement à 3600 tours/min. Cooling air required at 3600 R.P.M. - Kühlluftmenge bei 3600 U/min. Cantidad de aire refrigeración a 3600 r.p.m.	m <sup>3</sup> /min.	63
Peso a secco - Poids à vide - Dry weight Trockengewicht - Peso en seco	kg.	85
Batteria consigliata - Batterie préconisée - Recommended battery Empfehlenestarterbatterie - Batterie aconsejada	V/Ah	12/44
Diametri minimi pulegge per trasmissione a cinghia Diamètres minimum des poulies pour transmission par courroie Minimum pulley diameters for belt drive Minimale schelbendurchmesser für Riemenantrieb Diametros mínimos poleas para transmisión por correa.		
Cinghia A V Courroie trapézoïdal V Belt Keilriemen Correa trapezoidal	$D (mm) \geq 106 [L (mm) + 102] \frac{N (HP)}{n (RPM)}$	
Cinghia dentata Courroie crantée Cogged belt Zahnriemen Correa dentada	$D (mm) \geq 68 [L (mm) + 102] \frac{N (HP)}{n (RPM)}$	
Carico assiale max. ammissibile nei due sensi A-B = 300 kg. Charge axiale max. admissible dans les deux sens A-B = 300 kg. Max. allowable axial load in both directions A-B = 300 kgs. Max. zul. Axialbelastung in beiden Richtungen A-B = 300 Kg. Carga axial admisible en los dos sentidos A-B = 300 kg.		

**C - Zona di applicazione del carico radiale sulla puleggia.**  
C - Zone d'application de la charge radiale sur la poulie.  
C - Zone in which the radial load acts on the pulley.  
C - Einwirkbereich der Querbeltlastung auf die Keilriemenscheibe.  
C - Zona de aplicación de la carga radial en la polea.



I DATI RIPORTATI SONO PURAMENTE INDICATIVI; PER ULTERIORI INFORMAZIONI CONTATTARE I NOSTRI UFFICI TECNICI.  
LES DONNÉES CHIFFRÉES SONT À TITRE INDICATIF; POUR DE PLUS AMPLI RENSEIGNEMENTS PRONOS CONTACTER NOS SERVICES TECHNIQUES.  
DIE ANGEZEIGTEN WERTEN SIND NUR ZUR INFORMATION. FÜR WEITERES INFORMATIONEN, FRAGEN UNSEREN TECHNISCHESBURO.  
LOS DATOS RELACIONADOS SON PURAMENTE INDICATIVOS; PARA ULTERIORES INFORMACIONES CONTACTAR CON NUESTRA OFICINA TECNICA.

**Projet SPS :  
Mini-centrale électro-thermo-  
solaire de 10 kWe**

**Annexe L4 :  
(Rapport final, partie A)**

**Article CISBAT99  
pp. 103/108**

## Concept d'une minicentrale électro-thermo-solaire hybride adaptée aux pays en voie de développement

M. Kane, R. Zanelli, D. Favrat

Laboratoire d'énergétique industrielle (LENI), Département de Génie Mécanique,  
Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, CH1015 Lausanne, Suisse.

Y. Allani, E. Glauser

(COGENER), Parc scientifique, Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne,  
CH1015 Lausanne, Suisse.

### Abstract :

This paper presents the analysis of a original design of small hybrid solar plant using Organic Rankine Cycles with hermetic scroll expander-generators. The hot supply is provided from vacuumed collector tubes along the focal line of solar concentrators made of mirror bands fixed on a plane surface (CEP). The plant is integrated with a cogeneration Diesel engine unit to ensure power availability independently from the variations of solar radiation. It is primarily intended for isolated sites in developing countries.

Measurements on the power unit of 13 kWel show an excellent behavior over a broad range of parameters with an efficiency of the order of 18% (50% exergetic efficiency), which is very promising particularly when considering that the concept of superposed cycles will allow operations at higher supply temperatures with further technological developments.

### Résumé :

Cet article présente l'analyse d'un concept original de mini-centrale solaire hybride basé sur des expandeurs-générateurs volumétriques hermétiques de type "scroll" fonctionnant à l'aide 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. L'utilisation possible de petites unités modulaires, pouvant inclure d'autres services notamment la réfrigération, ouvre la voie à une solution adaptée au cadre des pays en voie de développement avec un système solaire énergétique intégré. Les mesures effectuées sur les cycles de Rankine superposés ont permis d'établir les performances et de vérifier son bon fonctionnement sur une large plage de paramètres. Pour la gamme de puissance envisagée (de quelques kW<sub>e</sub> à quelques dizaines de kW<sub>e</sub>), l'efficacité de cycle mesurée (de l'ordre de 18%), est particulièrement élevée en comparaison avec d'autres installations fonctionnant à des niveaux de température comparables. Ce résultat est d'autant plus encourageant que d'excellentes perspectives existent en matière d'augmentation du niveau supérieur de température

### 1. INTRODUCTION

La problématique de la génération d'électricité solaire comprend notamment a) la faible densité d'énergie incidente imposant des surfaces de captage importantes, b) les coûts d'investissement élevés s'agissant de technologies spécifiques à production limitée et c) les inégalités et l'absence de fiabilité de la disponibilité de puissance, intrinsèquement liées aux cycles solaires et aux conditions météorologiques [1]. Les progrès technologiques récents ouvrent des perspectives intéressantes aux centrales solaires-fossiles intégrées (ISFCS: Integrated Solar Fossil Cycle System) qui, dans le contexte de préoccupations environnementales croissantes, offrent la possibilité d'accélérer la substitution, même partielle, des énergies fossiles par l'énergie solaire tout en garantissant la disponibilité de production électrique [2,3].

Selon des critères thermo-économiques classiques (performances/coûts), plusieurs options d'intégration sont communément citées.[4]. Il convient, notamment, de distinguer: a) les concepts de centrales SEGS californiennes (entre 30 et 80 MWe) basés sur des capteurs cylindro-paraboliques accompagnés de brûleurs ou de chaudières à gaz utilisés comme source d'appoint thermique pour faire fonctionner un cycle conventionnel de Rankine. Cependant, l'énergie fossile n'est alors pas utilisée de façon thermodynamiquement optimale et ne contribue que modestement à l'élargissement des durées d'utilisation des équipements ; b) les concepts de centrales dits ISCCS : Integrated Solar Combined Cycle System, (PAESI [6], ISSCS-Nevada, USA [7]) basés sur des cycles combinés permettent d'optimiser autant

que possible l'efficacité du cycle en mode fossile simple tout en réduisant les coûts de production électrique (jusqu'à 42%) par rapport aux centrales SEGS [7, 8]. Pour les deux cas cités, la caractéristique d'efficacité est cependant limitée par la température de stabilité de l'huile et des concepts préconisant l'évaporation directe (DSG) dans les capteurs cylindro-paraboliques sont à l'étude [9, 10]; c) les concepts de centrales utilisant des héliostats à haut rendement de conversion, qui permettent l'intégration du solaire à un niveau d'exergie plus élevé pour le préchauffage, voire le chauffage complet en pointe de l'air de combustion des turbines à gaz pour certains systèmes [11] ou pour le réformage du gaz naturel pour d'autres [12]. Ce type d'intégration présente, à priori, des avantages énergétiques et potentiellement économiques vis à vis des systèmes décrits ci-dessus, mais requiert des chambres de combustion externes et modifiées par rapport à celles des turbines à gaz conventionnelles.

Il convient, tout de même, de signaler que ces concepts avancés de centrales sont généralement adaptés à des niveaux de puissances de plusieurs mégawatts, voire même de quelques centaines de MWe qui impliquent une connexion à un réseau électrique conséquent, souvent absent de nombreuses régions des pays de la ceinture solaire. La présente discussion portera essentiellement sur des petites centrales (HSPS : Hybrid Solar Power System<sup>1</sup>) de quelques kWe à quelques dizaines de kWe en guise de solutions adaptées principalement aux sites isolés de pays en voie de développement. Ce type de système solaire énergétique intégré, peut également inclure d'autres services comme la réfrigération et se prête bien à la cogénération domestique

## 2. PRINCIPE ET PROBLEMATIQUE D'UN HSPS

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

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

Il s'agit également de trouver un compromis entre:

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

## 3. CONCEPT D'UNE CENTRALE HSPS

### 3.1 Choix du concept de centrale prototype

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

- Capteurs à concentration qui s'imposent lorsque, comme c'est le cas ici, des températures supérieures à 150°C sont souhaitables. Par ailleurs, la recherche de robustesse et de simplicité de fabrication, adaptées au cadre des pays en développement, conduit au développement et à l'utilisation de capteurs plats (CEP) avec des lamelles réfléchissantes judicieusement inclinées, avec moindre résistance au vent et remplacement aisé des lamelles. Le tube capteur est sous vide afin de limiter les pertes et de mieux exploiter les possibilités d'exploitation ultérieures à plus haute température.
- L'utilisation d'expandeurs-générateurs volumétriques hermétiques de type "scroll"

---

<sup>1</sup> Les auteurs remercient l'Office fédéral suisse de l'énergie pour sa contribution financière à ce projet

fonctionnant dans le cadre de cycles de Rankine à fluide organique (ORC), car dans les gammes de puissance en question, les turbines de type dynamique à vapeur sont insatisfaisantes. D'autre part, les impératifs économiques imposent autant que possible le choix de composants à large diffusion ce qui est le cas de la majeure partie des composants de turbines volumétriques scroll considérés dans notre approche. Ces turbines, moyennant une gestion d'huile adéquate sont peu sensibles aux coups de liquide et permettent une alimentation occasionnellement en régime diphasique. Ces turbines ont cependant des régimes de fonctionnement optimums dans des gammes de pressions ( 25 à 3 bars) et de rapports de pression restreintes (typiquement inférieurs à 8). Si l'on considère qu'il est essentiel de conserver une marge d'amélioration future de cycle vers des températures d'évaporation plus élevées que les 150 degrés envisagés à ce stade, ces contraintes de turbines nous conduisent au choix de:

- Cycles ORC superposés avec évaporateur-condenseur intermédiaire permettant grâce à l'utilisation de deux fluides différents de rester dans les gammes d'opération optimales des turbines tout en réduisant le volume des équipements à basse température en comparaison avec un cycle monofluide bi-étagée qui serait l'alternative possible.
- Moteur Diesel à cogénération: Le choix d'utiliser un moteur Diesel est d'une part motivé par les aspects de rendement (nominal et en charge partielle) en raison de la nécessité de fonctionner fréquemment à charge partielle avec une bonne caractéristique de performance (en début de matinée ou en fin de journée) et d'autre part par des aspects pratiques de conditions d'acheminement du carburant vis à vis du gaz naturel qui nécessite des infrastructures beaucoup plus lourdes, et ce, pour des zones désertiques ou difficiles d'accès. D'autre part de telles unités existent fréquemment dans les zones concernées où elles fournissent souvent l'essentiel de l'énergie. D'autres technologies notamment les turbines à gaz de faible puissance qui commencent à apparaître sur le marché pourraient être considérées dans le futur pour des unités proches de la centaine de kW. Les unités moteurs Diesel ou Otto permettent une récupération de chaleur à deux niveaux. Le niveau supérieur d'évaporation du cycle supérieur pour la majeure partie de l'énergie des gaz de combustion et le niveau intermédiaire d'évaporation du fluide du cycle inférieur pour l'énergie de refroidissement du moteur proprement dit et de son huile de lubrification.

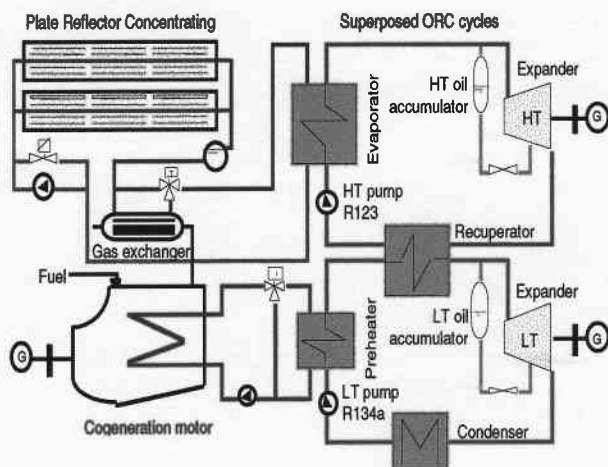


Fig. 1 : Concept d'une centrale HSPS

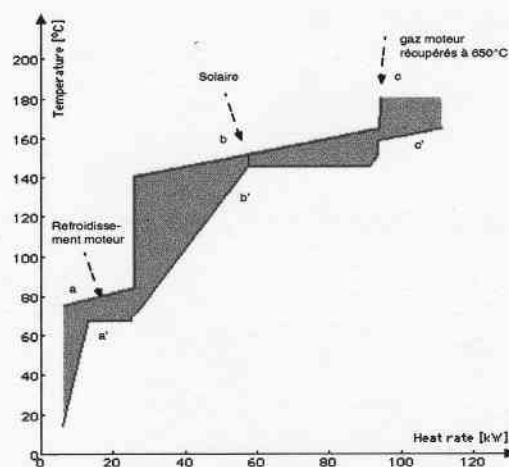


Fig.2 : Diagramme de composites obtenu avec intégration d'un moteur diesel de 15 kW<sub>e</sub> (cas avec apport solaire de 50 kW<sub>th</sub>)

Un schéma de la centrale prototype est donné à la figure 1 et la figure 2 illustre les composites pour un cas de fonctionnement avec 50 kW<sub>th</sub> d'apport solaire et pour un fonctionnement en régime nominal du moteur Diesel (15 kW<sub>e</sub>). Ces composites illustrent bien les principaux éléments d'intégration énergétique, à savoir:

- (a et a') : récupération de 19.3 kW<sub>th</sub> à environ 75°C sur l'eau de refroidissement du moteur et évaporation à 68°C d'une partie du fluide du cycle inférieur.
- (b et b') : évaporation à 146°C du fluide du cycle supérieur par le fluide caloporteur solaire (chauffé par apport solaire et par apport des gaz de combustion)

- (c et c') récupération de 17 kWth de 650°C à 160°C sur les gaz de combustion du moteur pour le chauffage complémentaire du fluide caloporteur solaire

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

### 3.3 Capteurs et fluide caloporteur

Les capteurs choisis sont des capteurs à concentrateurs extra-plats focalisant le rayonnement solaire sur un tube absorbeur sous vide contenant le fluide caloporteur : Leur originalité conceptuelle réside essentiellement dans le plan réflecteur constitué de lamelles de verre plates et réfléchissantes formant un miroir de Fresnel. Ces lamelles sont clipées sur une structure plane de façon à permettre un remplacement aisé. Celle-ci offre moins de prise au vent avec des phases de construction caractérisées par une faible complexité technologique industrielle. L'inclinaison respective de chacun de ces miroirs est choisie de façon à concentrer le rayonnement sur une même ligne focale. L'ensemble du capteur est orienté Nord-Sud avec suivi du soleil d'Est en Ouest. Ces capteurs présentent un net avantage optique par rapport aux solutions classiques, avantage qui réside essentiellement dans la maîtrise de la tache focale lumineuse et en particulier en ce qui concerne la répartition de sa densité lumineuse.

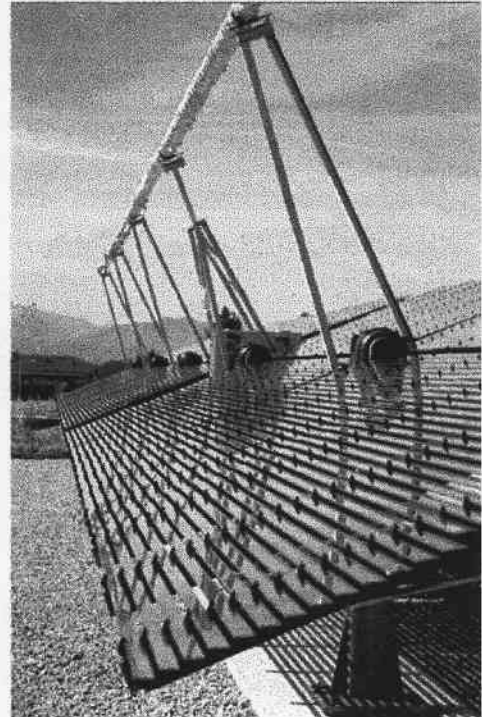


Fig.3 : vue d'une seule ligne de capteur CEP type COGENER

#### Configuration

- deux rangées de capteurs d'une puissance totale de 60 kWth (pour une intensité moyenne du flux solaire de 900W/m<sup>2</sup>)
- Surface active totale des deux lignes de 100 m<sup>2</sup>
- tubes absorbeurs sous vide type SOLEL
- Fluide caloporteur : eau sous pression (possibilité de fonctionner aussi avec de l'huile)
- température moyenne à l'absorbeur : 150°C-160°C (possibilité de monter à 380°C avec de l'huile)

Après échauffement dans le tube collecteur, le fluide caloporteur est encore chauffé dans un échangeur placé en série sur les gaz d'échappement du moteur avant de passer à l'évaporateur pour évaporer le liquide organique sous pression du cycle supérieur. La circulation du fluide caloporteur est assurée par une pompe d'alimentation des capteurs en présence d'une vanne de réglage du débit.

### 3.4 Le système thermodynamique de conversion

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

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

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



Cycle HT:

- Unité turbine scroll d'une puissance maximale de 5 kWe (cylindrée: 53 cm<sup>3</sup>, rapport de volume installé de 2.3
- Fluide organique : R123 évaporé entre 140°C et 150°C

cycle BT :

- Unité turbine scroll d'une puissance maximale de 8kWe (cylindrée : 72cm<sup>3</sup>, rapport de volume installé : 2.3)
- Fluide organique : R134a évaporé entre 60°C et 70°C
- Source de refroidissement: eau à 7°C

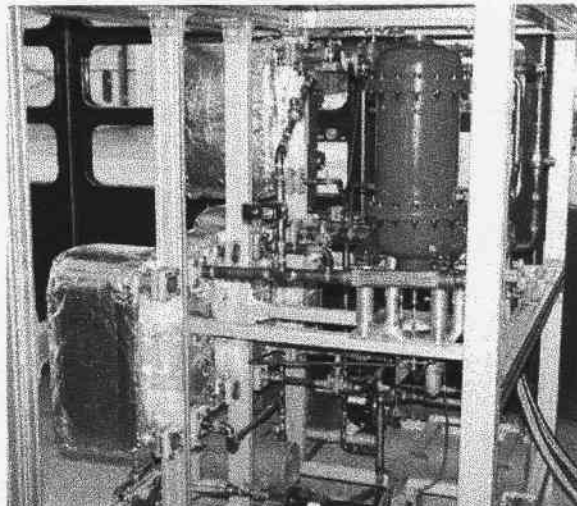


Fig.4 : cycles de Rankine superposés

**4. RESULTAT ET DISCUSSION**

Le but des mesures, lors d'une étude de gestion d'une centrale solaire en charges partielles, est de trouver les points de fonctionnement qui maximisent ses performances en rapport avec les variations rapides du rayonnement solaire. Dans notre cas, seuls des essais en laboratoire du comportement des cycles superposés ont déjà été effectués et ce, avec de l'huile thermique chauffée par une chaudière électrique (mais sans appoint moteur). La température de chauffage ainsi que la puissance étaient modulables afin de simuler l'apport solaire thermique. Les mesures portaient sur les puissances transformations au niveau de l'évaporateur en considérant d'une part un aspect quantitatif chiffré par les performances globales de la machine (efficacité, puissance électrique) et d'autre part un aspect qualitatif correspondant au comportement de la machine par rapport aux régimes fortement variables (marges de fonctionnement, paramètres de réglage).

Les grandeurs mesurées étaient les pressions d'évaporation et de condensation des cycles inférieur et supérieur, les températures aux entrées et sorties des différents composants ainsi que la puissance électrique obtenue à la sortie de chaque génératrice. Les figures 5 et 6 illustrent les variations des performances globales ainsi que les rapport de pression effectifs des deux cycles en fonction de l'apport thermique avec des conditions de température de la source chaude variant entre 130°C à 165°C. La figure 6 montre qu'en absence d'apport thermique moteur au cycle inférieur et compte tenu du surdimensionnement de la turbine BT, les rapports de pression n'étaient dans tous ces essais pas parfaitement adaptés.

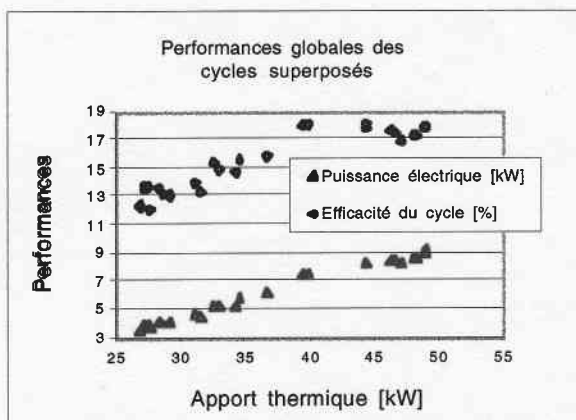


Fig.5 : Performances des cycles superposés

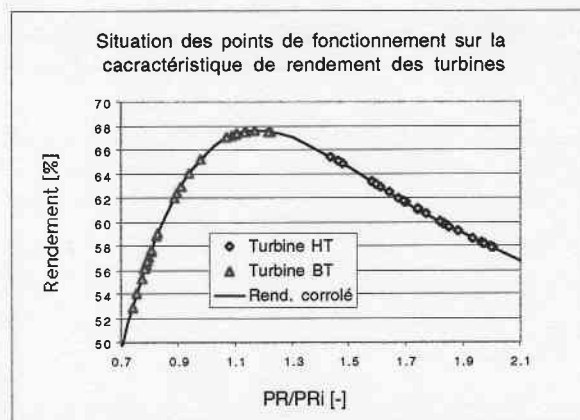


Fig.6 : Rendements et marges de fonctionnement des turbines haute et basse température

L'efficacité du cycle, de l'ordre de 18% au maximum (soit 50% de rendement exergétique : efficacité/facteur de Carnot) est très satisfaisante si elle est comparée au 20% (soit 59% de rendement exergétique) obtenu avec des cycles superposés à turbines dynamiques d'une

puissance environ cent fois supérieure [14]. La diminution de l'efficacité vers les plus faibles puissances met en évidence les pertes par un fonctionnement à pressions inadaptées de la turbine basse température (figure 6). Il convient également de signaler que les deux turbines sont directement accrochées au réseau sans électronique intermédiaire de variation de vitesse. Ce mode de fonctionnement, même s'il s'avère avantageux par la simplification du système de réglage, implique une vitesse constante et donc des niveaux de pressions glissants en fonction de la charge. Une régulation de vitesse des turbines permettrait cependant de mieux optimiser les régimes de travail en améliorant encore l'efficacité à charge partielle.

## 5. CONCLUSION

Une analyse d'un concept original d'une mini-centrale solaire hybride a été effectuée. Elle vise une solution adaptée au cadre d'un pays en voie de développement avec un système solaire énergétique intégré. La réalisation et l'intégration des différentes unités (capteurs solaires, cycles superposés, moteur de cogénération) sont en phase de construction. Les performances attendues en pointe sont de 12% pour le cycle solaire seul (puissance électrique/puissance solaire incidente), de 53% pour la centrale en se référant seulement au combustible fossile (puissance électrique totale/apport fossile) et de 22% pour le cycle global (puissance électrique totale/(puissances solaire+fuel)).

Les mesures déjà effectuées sur les cycles de Rankine superposés ont permis d'établir ses performances et de vérifier son bon fonctionnement sur une large plage. Pour cette gamme de puissance de quelques kWe, l'efficacité mesurée est, de l'ordre de 18%, est particulièrement élevée en comparaison avec d'autres cycles fonctionnant à des niveaux de température comparables. Ainsi, la machine testée moyennant un minimum d'effort de réglage semble adaptée comme système de conversion thermodynamique au sein d'une centrale à moyenne et basse température.

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

## 6. REFERENCES

- [1] Favrat, D. : Concept de centrale électrothermosolaire alpine, CISBAT'95, EPFL (1995).
- [2] Allani, Y., Favrat D. : Concept Global d'une Nouvelle Centrale Solaire à Cycle Combiné Dual Fuel", *Entropie*, Vol. 27, No. 164/165 (1991)
- [3] Allani, Y., Favrat, D., Spakovsky, V. : CO2 mitigation through the use of hybrid solar-combined cycles. *Third Int. Conf. on Carbon Dioxide Removal Technologies (ICCD-3)*, MIT, Cambridge, USA. 1996.
- [4] Bruk, R., Goebel, O., Koehne, R., Tamme, R., Trieb, F. : Advanced solar/fossil combined power plants. *Proc. of the Int. Energy and Environment Conf.*, pp. 423-434, Changhai, (1998).
- [5] Kolb, G.J. : Evaluation of power production from the solar electric generating system at Kramer junction 1988 to 1993, *Proc. ASME Int. Solar Energy Conf.*, pp. 499-504, Hawaii, (1997).
- [6] Allani, Y., Favrat D., Ziegler K., Kane M. et al. : Project PAESI, phase II. Final Report, Dec, (1997)
- [7] Pilkington Solar International GmbH : Status Report on Solar Thermal Power Plants, ISBN 3-9804901-0-6, January (1996).
- [8] Kane, M., Favrat, D. : Approche de conception et d'optimisation de centrale solaire intégrée à cycle combiné inspirée de la méthode du pincement (partie I: paliers de récupération). *Int. J. Therm. Sci.*, Vol 38, No 6, pp 501-511, (1999).
- [9] Dagan, E., Muller, M., Lippke, F.: Direct Solar Steam Generation in Parabolic Trough Collector. *Plataforma Solar de Almeria, PSE Report*, Almeria, (1992).
- [10] Goebel, O. : Modelling of Two Phase Stratified and Annular Flow in Heated Horizontal Tubes. *Proc. Conversion Flow and Pool Boiling Conf. Kloster Irsee*, (1997).
- [11] H.W. Price, D.D. Whitney, H.I. Beebe: SMUD Kokhala Power Tower Study. *Proc. of the 1996 international Solar Energy Conference. San Antonio, Texas* (1996), pp. 273-279
- [12] A. Worner, G. Brose, R. Buck, R. Tamme : Solar Reforming - Open and closed loop application. *Workshop on the Use of Solar Energy*, Tel Aviv (1995)
- [13] 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)
- [14] VDI (Verein Deutscher Ingenieure): *ORC-HP-Technology, Working fluid Problems*. VDI-Verlag, (1984)

# **Cycles superposés de RANKINE**

## **Annexe 1 :**

### **Eléments de dimensionnement**

```

{----- MANEUROPE EXPANDER DATA -----}
{----- TRANE EXPANDER DATA -----}
Type de Calcul: --> Disign:(1) , Operation:(2): 1
Vitesse: --> variable:(1) , Constante:(2): 2
{*****}
{*DIMENSIONNEMENT DE L'INSTALLATION DU CYCLE ORC - LENI DGM EPFL Pg-SPS*}
{*****}
    
```

\*\*\* CALCUL DE PERFORMANCE \*\*\*

Hight Temperature Pump

```

Pressure          [bar] :      3.80      18.01
Temperature       [°C]  :      68.0      69.8
Title             [-]   :      0.0       0.0

Mass flow rate    [kg/s] :      0.306
Electric power    [kWe]  :      0.53
Efficiency        [kWe]  :      0.81
    
```

Low Temperature Pump

```

Pressure          [bar] :      5.00      18.77
Temperature       [°C]  :      13.1      14.7
Title             [-]   :      0.0       0.0

Mass flow rate    [kg/s] :      0.336
Electric power    [kWe]  :      0.64
Efficiency        [kWe]  :      0.81
    
```

Hight Temperature Expander

```

Pressure          [bar] :      18.01      3.80
Temperature       [°C]  :      150.2     104.5
Title             [-]   :      1.00      1.00

Pressure rate     [-]   :      4.74
Mass flow rate    [kg/s] :      0.306
Electric power    [kWe]  :      5.32
Mass Enthalpy rate [kJ/kg] :      17.38
Rotor speed       [t/min] :      3000.00
Filling factor    [-]   :      105.29
Suction volume    [cm3]  :      53.0
Installed volume rate [-] :      2.4
Global Efficiency [%] :      63.01
    
```

Low Temperature Expander

```

Pressure          [bar] :      18.77      5.00
Temperature       [°C]  :      76.4      31.1
Title             [-]   :      1.00      1.00

Pressure rate     [-]   :      3.75
Mass flow rate    [kg/s] :      0.336
    
```

Electric power	[kWe]	:	6.75
Mass Enthalpy rate	[kJ/kg]	:	20.10
Rotor speed	[t/min]	:	2999.98
Filling factor	[-]	:	104.40
Suction volume	[cm3]	:	72.5
Installed volume rate	[-]	:	2.4
Global Efficiency	[%]	:	70.58

{-----}  
 { Evaporator }  
 {-----}

Fluid type	:	Oil	R123
Pressure	[bar]	:	1.00 18.01
Mass flow rate	[kg/s]	:	0.99 0.306
Inlet Temperature	[°C]	:	165.0 69.8
Outlet Temperature	[°C]	:	140.7 150.2
Pinch Temperature	[°C]	:	10.00
Heat power	[kW]	:	59.97
Total Area	[m2]	:	17.28
Cost	[\$ US]	:	1090
Gas section power	[kW]	:	2.94
Gas section Area	[m2]	:	3.19

{-----}  
 { Evaporator-condenser }  
 {-----}

Fluid type	:	R123	R134a
Pressure	[bar]	:	3.80 18.77
Mass flow rate	[kg/s]	:	0.306 0.250
Inlet Temperature	[°C]	:	104.5 14.7
Outlet Temperature	[°C]	:	68.0 76.42
Pinch Temperature	[°C]	:	5.59
Heat power	[kW]	:	55.24
Total Area	[m2]	:	12.30
Cost	[\$ US]	:	836
Gas section power	[kW]	:	3.70
Gas section Area	[m2]	:	1.40

{-----}  
 { Condenser }  
 {-----}

Fluid type	:	R134a	H2O
Pressure	[bar]	:	5.00 1.00
Mass flow rate	[kg/s]	:	0.336 4.89
Inlet Temperature	[°C]	:	31.1 7.0
Outlet Temperature	[°C]	:	13.1 10.3
Pinch Temperature	[°C]	:	5.00
Heat power	[kW]	:	68.16
Total Area	[m2]	:	14.56
Cost	[\$ US]	:	954

{-----}  
 { Collector }  
 {-----}

```
Sunshine           [W/m2]      :      522.49
Ambiant Temperature [kg/s]      :      288.15
Efficiency         [%]       :      79.36
Optical Efficiency [%]       :      80.75
Inlet Temperature  [°C]      :      140.7
Outlet Temperature [°C]      :      165.0
Mass flow rate     [kg/s]      :      2.00
Heat power         [kW]      :      39.97
Collector Area     [m2]      :      96.40
Collector Number   [-]       :      0
Cost               [$ US]    :      0
```

```
-----}
{                               }
{                               }
-----}
```

```
Expander electric power [kWe] :      12.07
Pump electric power    [kWe] :      1.17
Collector Efficiency   [%]   :      79.4
ORC Cycle Efficiency   [%]   :      15.1
Global Cycle Efficiency [%]   :      12.0
{-----Thermodynamic cycle-----}
```

Points	v[E-4*m3/kg]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kg.K]	x[-]	Ts[°C]	dTs[°C]
CondPumP	7.431	3.80	68.02	271.72	1.23	0.00	70.02	-2.00
PumpEvap	0.000	18.01	69.81	273.55	0.00	0.00	141.18	-71.37
EvapTrub	91.176	18.01	150.18	469.62	1.73	1.00	141.18	9.00
TurbCond	499.786	3.80	104.54	452.23	1.76	1.00	70.02	34.52
CondPumP	7.909	5.00	13.10	218.16	1.06	0.00	15.10	-2.00
PumpEvap	0.000	18.77	14.71	220.16	0.00	0.00	64.42	-49.71
EvapTrub	112.685	18.77	76.42	441.23	1.74	1.00	64.42	12.00
TurbCond	447.081	5.00	31.14	421.12	1.77	1.00	15.10	16.04

end.

```
{*****}
{*DIMENSIONNEMENT DE L'INSTALLATION DU CYCLE ORC - LENI DGM EPFL Pg-SPS*}
{*****}
```

```
{ *** CALCUL DE LA TUYAUTERIE *** }
```

```
-----}
{                               }
{                               }
-----}
```

--- GEOMETRIC DATA ---

```
Diamètre           [mm]      :      19.9
PipeLength         [mm]      :      400.0
Rugosité absolue   [mm]      :      0.050
```

7/8" 19.906  $\phi_{int}$

--- FLOW DATA ---

```
Mass flow rate     [kg/s]      :      0.306
Vol. flow          [m3/h]      :      0.825
Masse volumique    [kg/m3]     :      1334.80
Viscosité dynamique [mPa s]    :      0.198
```

--- PRESSURE DROP ---

```
Reynolds number    [-]       :      98668.72
Facteur de pertes de charge [-] :      0.0263
Average speed      [m/s]     :      0.73
```

Pressure drop [bar] : 0.0019

-----  
 { Pump\_Evaporator\_HT }  
 -----

--- GEOMETRIC DATA ---

Diamètre [mm] : 19.9  
 PipeLength [mm] : 400.0  
 Rugosité absolue [mm] : 0.050

--- FLOW DATA ---

Mass flow rate [kg/s] : 0.306  
 Vol. flow [m3/h] : 0.824  
 Masse volumique [kg/m3] : 1336.90  
 Viscosité dynamique [mPa s] : 0.199

7/8" 19.94 φ<sub>int</sub>

--- PRESSURE DROP ---

Reynolds number [-] : 98114.67  
 Facteur de pertes de charge [-] : 0.0263  
 Average speed [m/s] : 0.73  
 Pressure drop [bar] : 0.0019

-----  
 { Evaporator\_Turbine\_HT }  
 -----

--- GEOMETRIC DATA ---

Diamètre [mm] : 26.0  
 PipeLength [mm] : 400.0  
 Rugosité absolue [mm] : 0.050

--- FLOW DATA ---

Mass flow rate [kg/s] : 0.306  
 Vol. flow [m3/h] : 10.044  
 Masse volumique [kg/m3] : 109.68  
 Viscosité dynamique [mPa s] : 0.017

1 1/8" 26.03 φ<sub>int</sub>

--- PRESSURE DROP ---

Reynolds number [-] : 860262.31  
 Facteur de pertes de charge [-] : 0.0234  
 Average speed [m/s] : 5.24  
 Pressure drop [bar] : 0.0054

-----  
 { Turbine\_Condenser\_HT }  
 -----

--- GEOMETRIC DATA ---

Diamètre [mm] : 32.1  
 PipeLength [mm] : 400.0  
 Rugosité absolue [mm] : 0.050

--- FLOW DATA ---

Mass flow rate [kg/s] : 0.306  
 Vol. flow [m3/h] : 55.059  
 Masse volumique [kg/m3] : 20.01  
 Viscosité dynamique [mPa s] : 0.014

1 3/8" 32.13 φ<sub>int</sub>

--- PRESSURE DROP ---

Reynolds number [-] : 873503.76  
 Facteur de pertes de charge [-] : 0.0221

Average speed [m/s] : 18.86  
Pressure drop [bar] : 0.0098

{-----}  
{ Condenser-Pump\_LT }  
{-----}

--- GEOMETRIC DATA ---

Diamètre [mm] : 19.9  
PipeLength [mm] : 400.0  
Rugosité absolue [mm] : 0.050

--- FLOW DATA ---

Mass flow rate [kg/s] : 0.336  
Vol. flow [m3/h] : 1.009  
Masse volumique [kg/m3] : 1198.35  
Viscosité dynamique [mPa s] : 0.157

--- PRESSURE DROP ---

Reynolds number [-] : 136990.80  
Facteur de pertes de charge [-] : 0.0259  
Average speed [m/s] : 0.90  
Pressure drop [bar] : 0.0025

{-----}  
{ Pump\_Evaporator\_LT }  
{-----}

--- GEOMETRIC DATA ---

Diamètre [mm] : 19.9  
PipeLength [mm] : 400.0  
Rugosité absolue [mm] : 0.050

--- FLOW DATA ---

Mass flow rate [kg/s] : 0.336  
Vol. flow [m3/h] : 1.008  
Masse volumique [kg/m3] : 1199.13  
Viscosité dynamique [mPa s] : 0.157

--- PRESSURE DROP ---

Reynolds number [-] : 136782.42  
Facteur de pertes de charge [-] : 0.0259  
Average speed [m/s] : 0.90  
Pressure drop [bar] : 0.0025

{-----}  
{ Evaporator\_Turbine\_LT }  
{-----}

--- GEOMETRIC DATA ---

Diamètre [mm] : 26.0  
PipeLength [mm] : 400.0  
Rugosité absolue [mm] : 0.050

--- FLOW DATA ---

Mass flow rate [kg/s] : 0.336  
Vol. flow [m3/h] : 13.624  
Masse volumique [kg/m3] : 88.74  
Viscosité dynamique [mPa s] : 0.016

--- PRESSURE DROP ---



Reynolds number	[-]	:	1032290.43
Facteur de pertes de charge	[-]	:	0.0233
Average speed	[m/s]	:	7.11
Pressure drop	[bar]	:	0.0080

```
{-----}  
{                               Turbine_Condenser_LT                               }  
{-----}
```

--- GEOMETRIC DATA ---

Diamètre	[mm]	:	32.1
PipeLength	[mm]	:	400.0
Rugosité absolue	[mm]	:	0.050

--- FLOW DATA ---

Mass flow rate	[kg/s]	:	0.336
Vol. flow	[m3/h]	:	54.052
Masse volumique	[kg/m3]	:	22.37
Viscosité dynamique	[mPa s]	:	0.013

--- PRESSURE DROP ---

Reynolds number	[-]	:	1051062.79
Facteur de pertes de charge	[-]	:	0.0221
Average speed	[m/s]	:	18.52
Pressure drop	[bar]	:	0.0106

end

# **Cycles superposés de RANKINE**

## **Annexe 2 :**

### **Schémas**

