

# Approche de conception et d'optimisation de centrale solaire intégrée à cycle combiné inspirée de la méthode du pincement (partie II : réseau d'échangeurs de chaleur)

Malick Kane\*, Daniel Favrat

*Laboratoire d'énergétique industrielle, département de génie mécanique,  
Ecole polytechnique fédérale de Lausanne, CH-1015 Lausanne, Suisse*

(Reçu le 17 avril 1998, accepté le 16 novembre 1998)

*Abridged English version at the end of the text*

**Abstract — Synthesis and optimization approach for integrated solar combined cycle systems based on pinch technology.**

**Part II. Heat exchanger network.** Steam production units (HRSG and HSSG) of ISCCS include several heat exchangers (economizers, evaporator, superheater, reheaters, etc.). The knowledge of the extended composites as a function of the solar input, allows the determination of the most critical zones for heat transfer but does not allow, in itself, the full knowledge of the real streams needed to be able to design an optimum heat exchanger network. The procedure proposed in this paper permits, from so called interaction factors which characterize the interdependency between streams, the determination of the massflows in each stream. The choice of the best heat exchanger network must respected, for each set of operational conditions, the optimum evaporation levels (including pressures and temperatures) determined in part I, as well as the particular practical operational factors (independence or not between the various heat recovery units, etc.). The network design is performed using the standard guidelines of pinch technology (respect of the minimum pinch  $\Delta T_{\min}$  for each heat exchanger close to the pinch temperature, separate design of the zone above and below the pinch temperature, etc.). The respect of the  $\Delta T_{\min}$  in the critical zones of heat transfer requires the use of stream splitting and the network includes heat exchanger tubes which are interlaced at the same level of the stack. One example of the best performing power plant designed on the basis of this approach is given. © Elsevier, Paris.

**integrated solar combined cycle system / recuperator / flow diagram linear / heat exchanger exergy optimal networks**

**Résumé —** Les unités de production de vapeur (HRSG et HSSG) des centrales combinées solaires intégrées (ISCCS) sont généralement constituées de plusieurs types d'échangeurs (économiseurs, évaporateurs, surchauffeurs et/ou resurchauffeurs, etc.). La connaissance des composites étendues en fonction de l'apport solaire thermique permet de déterminer les zones de transfert de chaleur les plus critiques, mais ne suffit pas à elle-seule pour la connaissance complète des flux réels en vue de la réalisation de configurations du réseau d'échangeurs exergétiquement optimales. La démarche proposée dans ce travail permet, à partir des facteurs dits «d'interaction» entre les différents flux, de déterminer les débits réels véhiculés par ceux-ci. La conception et le choix de la meilleure configuration du réseau d'échangeurs tiennent compte, pour chaque régime de fonctionnement, des paliers optimaux d'évaporation (pressions, températures, etc.), des conditions particulières pratiques ou opérationnelles de fonctionnement (indépendance ou non des différentes unités de récupération, etc.) et des règles traditionnelles de conception d'un réseau par la méthode du pincement (respect de l'écart de température minimum pour chaque échangeur situé au pincement, construction du réseau d'échangeurs de la zone puits, indépendamment de la zone source, etc.). Afin de respecter le  $\Delta T_{\min}$  dans certaines zones critiques de transfert de chaleur, des dédoublements de flux sont exergétiquement favorables, mais avec des échangeurs dits «imbriqués», placés au même niveau de la cheminée. Un exemple de schéma de centrale performante conçue sur la base de cette approche est présenté. © Elsevier, Paris.

**centrale combinée solaire intégrée / récupérateurs / diagramme de flux linéaire / réseau d'échangeurs exergétiquement optimal**

---

\* Correspondance et tirés à part.  
malick.kane@epfl.ch

**Nomenclature**

*Liste des symboles*

$c_p$	capacité thermique massique à pression constante	$\text{MJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
$\dot{E}$	puissance électrique	MW
$h$	enthalpie massique	$\text{MJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
$\dot{H}$	puissance enthalpique	MW
$K_0$	constante de cône des débits	
$\dot{M}$	débit massique	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$
$P$	pression	Pa
$P$	puissance thermique	MWth
$\dot{Q}$	puissance entropique	MW
$T$	température absolue	K
$\Delta T_{\min}$	différence de température minimale dans les récupérateurs (pincement global)	$^{\circ}\text{C}$

*Lettres grecques*

$\Delta$	opérateur de différence
$\epsilon$	efficacité
$\eta$	rendement exergetique
$\theta$	facteur de Carnot

*Indices*

a	ambient
b	zone de saturation (biphase)
c	fluide froid
g	gaz
h	fluide chaud
HP	haute pression
LP	basse pression
n	nombre de récupérateurs
o	huile thermique
pinc	pincement
s	vapeur surchauffée
SC	cycle à vapeur
ST	turbine à vapeur
w	eau sous refroidie
x	référence des pincements critiques au niveau des paliers d'évaporation
y	référence du troisième point de pincement

*Sigles*

CC	<i>combined cycle</i>
HRSG	<i>Heat Recovery Steam Generator</i>
HSSG	<i>Heat Solar Steam Generator</i>
ISCCS	<i>Integrated Solar Combined Cycle System</i>
PAESI	Projet pilote d'aménagement énergétique solaire intégré
SEGS	<i>Solar Electric Generating System</i>

**1. INTRODUCTION**

Les centrales combinées solaires intégrées offrent la possibilité de réduire la consommation de combustible

fossile, donc de limiter la production de gaz à effet de serre, tout en offrant une garantie de disponibilité de production électrique [1, 2]. Pour améliorer les performances d'une telle centrale une approche mixte, conjuguant technique du pincement et optimisation pour la détermination des paliers d'évaporation de la partie cycle à vapeur, a été mise en évidence dans l'article précédent [3]. L'objectif de cette publication est de concevoir la configuration et le dimensionnement des composants propres à conduire à une efficacité énergétique maximale, compte tenu des variations temporelles considérables qui caractérisent ce type de centrale intégrée.

Même si les zones de transfert de chaleur les plus critiques (pincements) sont connues à partir des composés [3], l'application de la méthode du pincement aux centrales ISCCS reste problématique pour la conception du réseau d'échangeurs. Favrat et Staine [4, 5] reprennent la méthode de conception de réseaux d'échangeurs sur la base de Linnhoff [6], en étendant l'approche à la totalité des pertes exergetiques, mais essentiellement pour des procédés continus, sans variations de conditions limites journalières ou saisonnières. Les références [7, 8], considérant uniquement les pertes exergetiques de transfert de chaleur, proposent des aménagements de la méthode du pincement pour des procédés discontinus (fonctionnement par intermittence, modification du procédé au cours du temps).

Les approches classiques de cycles combinés [9] conduisent à des combinaisons, plus ou moins empiriques, de plusieurs types d'échangeurs : réchauffeur de bache alimentaire ; économiseurs, évaporateurs, surchauffeurs et/ou resurchauffeurs. Le placement des échangeurs de chaleur entre les flux réels dans les récupérateurs (HRSG, HSSG) constitue, pour le concepteur, l'étape la plus décisive pour la conception d'un réseau d'échangeurs exergetiquement optimal. En effet, comme pour la méthode du pincement classique, la synthèse par composites, même représentées en fonction du facteur de Carnot (ci-après appelées composites étendues), ne permet pas directement la connaissance détaillée des flux considérés isolément, ainsi qu'il serait nécessaire pour la conception du réseau. L'introduction de facteurs dits «d'interaction de flux», tels que ceux qui sont proposés dans cette partie, permettra de définir, de manière plus complète, les diagrammes linéaires des flux réels, qui diffèrent d'un mode de fonctionnement à l'autre. Ainsi, le concepteur du réseau se trouve confronté à un véritable problème à multiples cas de base (dits MBC : multiple base cases) où il devra tenir compte, pour chaque régime de fonctionnement, de toutes les possibilités de réseaux. Le but de ce travail est, entre autres, de proposer une méthode simple de conception détaillée de centrales solaires intégrées à cycle combiné. Cette approche a été développée dans le cadre du projet Paesi<sup>1</sup>.

<sup>1</sup> Paesi : Projet d'aménagement énergétique solaire intégré.

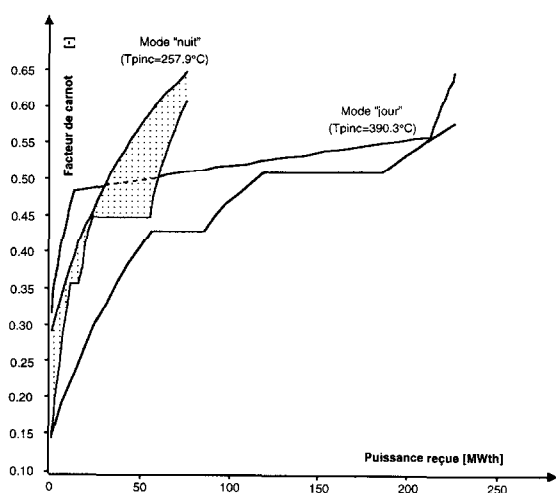


## 2. COMPOSITES ÉTENDUES OPTIMALES

La centrale proposée dans [3] comprend deux turbines à gaz à cycle ouvert de Brayton, un cycle de Rankine à vapeur et une boucle à huile thermique dans un champ de capteurs solaires cylindro-paraboliques.

La figure 1 montre, dans un diagramme facteur de Carnot-puissance enthalpique, les pertes exergetiques de transfert de chaleur optimales (surface hachurée) liées aux modes de fonctionnement extrêmes, tels que ceux déterminés dans la référence [3]. Ces pertes dépendent fortement des fluctuations du gisement solaire et de la charge des turbines à gaz.

Lorsque l'apport solaire est nul, la centrale travaille en mode combiné pur (CC), représenté par les composites du «mode nuit». La température optimale du pincement global correspond au deuxième palier de



**Figure 1.** Représentation exergetique (produites à l'aide du logiciel Pinchleni [10]) des courbes composites relatives aux régimes de fonctionnement extrêmes «CC-mode nuit», «ISCCS-mode jour».  $K_{0,HP} = 2.6 \cdot 10^{-3}$ ,  $K_{0,LP} = 12.0 \cdot 10^{-3}$ ,  $\Delta T_{min} \geq 3$  K,  $T_{s,k,max} = 500$  °C,  $P_{s,k} \leq 120$  bar.

**Figure 1.** Exergy representation of the composites curves relative to the two extreme operational modes.

pression et est de 258 °C, avec un écart de température minimal  $\Delta T_{min} = 6$  K ( $\Delta \theta_{min} = 0,0063$ ).

Lorsque la puissance solaire est maximale, la centrale travaille en mode combiné hybride (ISCCS), représenté par les composites étendues «mode jour», avec un fonctionnement à charge partielle des turbines à gaz. La température du pincement optimale s'élève à 390,3 K et correspond à l'apparition d'un troisième point de pincement, situé au-dessus des paliers d'évaporation pour  $\Delta T_{min} = 5,4$  K ( $\Delta \theta_{min} = 0,0034$ ).

La température de ce troisième pincement varie en fonction des régimes de fonctionnement intermédiaires dits «à pression glissante», et est sensiblement influencée par les constantes de cône  $K_{0,HP}$ ,  $K_{0,LP}$ , déterminées à partir des conditions de dimensionnement [3]. Le tableau 1 montre les performances du système pour les conditions de fonctionnement correspondant à la figure 1.

## 3. PROBLÉMATIQUE DU RÉSEAU D'ÉCHANGEURS D'UN ISCCS

La connaissance des composites étendues en fonction de l'apport solaire thermique ne donne pas nécessairement la connaissance complète des flux réels en vue de la détermination de configurations de réseaux d'échangeurs exergetiquement optimaux. Cependant, vu que les pincements (zones de contrainte de placement d'un échangeur), ainsi que les diagrammes linéaires de flux réels diffèrent d'un mode de fonctionnement à l'autre (fonctionnement à variation continue ou discontinue), le concepteur de réseau se trouve confronté à des problèmes pratiques d'utilisation optimale des échangeurs entre tranches de temps. Il s'agit d'un véritable problème de cas de base multiples [8], où il devra tenir compte, pour chaque régime de fonctionnement, de toutes les possibilités de réseaux. Le choix de la meilleure configuration se fait alors en tenant compte :

- des flux mis en jeu lors de l'optimisation des paliers d'évaporation (nature des fluides, pressions, température, etc.) ;

TABLEAU I / TABLE I							
Performances principales des générateurs de vapeur et du cycle à vapeur, en fonction de l'apport solaire.							
Main performances of the steam generators and of the steam cycle, as a function of the solar supply.							
Charge solaire	Nombre de TG	$\dot{Q}_{HRSG}$ [MWth]	$\dot{Q}_{HSSG}$ [MWth]	$\dot{I}_{SG}$ [MW]	$\eta_{SC}$ [%]	$\dot{E}_{ST}$ [MWe]	$\varepsilon_{SC}$ [%]
0 %	2-TG	78,3	0,0	8,690	91,04	24,7	31,53
28,6 %	2-TG	80,6	60,0	12,209	93,52	50,0	35,54
52,6 %	2-TG	82,4	106,2	16,751	93,53	69,0	36,59
77,5 %	2-TG	84,3	153,1	22,585	93,16	86,1	36,28
100 %	1-TG	45,4	190,2	25,582	92,62	83,2	35,30

– des conditions particulières pratiques ou opérationnelles de fonctionnement (sécurité, impératifs de démarrage) ;

– des règles traditionnelles de conception d'un réseau par la méthode du pincement (respect de l'écart de température minimum pour chaque échangeur situé au pincement, dans un premier temps construction du réseau d'échangeurs de la zone puits, indépendamment de la zone source, etc.).

#### 4. CONCEPTION DU RÉSEAU D'ÉCHANGEUR

Les composites étendues donnent les pertes exergétiques de transfert de chaleur optimales pour, dans ce cas, deux paliers d'évaporation. Étant donné les deux sources principales de chaleur alimentent le cycle à vapeur, la structure du récupérateur peut, en première approximation être assimilable à deux lignes de récupérateur distinctes : l'une sur les gaz de la TG et l'autre sur l'huile solaire. Il convient de noter que le cas idéal le plus simple serait d'avoir des sources (flux chauds) identiques pour chaque ligne de récupérateur, qui présenteraient donc les mêmes niveaux d'exergie. Mais, en pratique, et même dans la plupart des procédés, ces flux sont fort différents. Dans le cas particulier des sources solaires thermiques avec capteurs cylindro-paraboliques, la température des flux est limitée à une valeur maximale<sup>2</sup> ; les variations de puissance sont importantes, en raison des fluctuations du gisement solaire. L'intégration de ces installations avec d'autres sources thermiques habituelles (chaudière, TG) conduit à des configurations de centrales qui, en respectant les conditions thermodynamiques optimales obtenues lors de l'optimisation des paliers, impliquent des générateurs de vapeurs (récupérateurs) qui peuvent être dépendants entre eux. Cette dépendance se traduit par le fait qu'en fonction des régimes de fonctionnement, les flux à chauffer peuvent être appelés à se mélanger, à se subdiviser ou encore à être partiellement chauffés dans un autre des récupérateurs ; le diagramme d'écoulement devient alors complexe.

##### 4.1. Options de configuration

Sachant qu'aucune restriction n'est faite, pendant l'optimisation [3], sur le placement des évaporateurs réels correspondants à ces flux, différentes configurations possibles liées au nombre de paliers de pression par ligne de récupération peuvent être choisies (tableau II).

Théoriquement, il existe un ou plusieurs réseaux d'échangeurs à exergie optimale pour chacune des

TABLEAU II / TABLE II Options de distribution des paliers d'évaporation entre les deux lignes d'appoints énergétiques (solaire et gaz de combustion). Options to distribute the evaporation duties between the two main lines of energy supply (solar and combustion gases).			
Récupérateurs	A1	A2	A3
HRSO (gas)	1 palier	2 paliers	2 paliers
HSSG (solar)	2 paliers	1 palier	2 paliers

options proposées. Une première étape consiste à faire une première sélection, et donc à éliminer certaines configurations selon des critères cités plus haut et liés par exemple au cahier des charges. Ainsi :

– la solution A1 présente l'inconvénient d'un système qui ne fonctionne la nuit qu'avec un seul palier de pression (quand l'apport solaire est nul) ; compte tenu du fait que, si la centrale fonctionne sans interruption, la part de nuit à l'efficacité moyenne est relativement importante, une telle solution est énergétiquement désavantageuse ;

– la solution A2 est limitée par le fait qu'il n'y a pas assez de puissance chaleur dans les gaz pour produire toute la vapeur haute et basse pression requise en mode de fonctionnement «jour» ;

– la solution A3 est donc, a priori, la solution la plus adaptée pour garantir une efficacité optimale du cycle à vapeur [3] pour tous les régimes de fonctionnement ; c'est donc cette option qui est choisie dans ce travail et l'approche suivante consiste à considérer les différents réseaux propres à satisfaire les diagrammes de flux correspondant à chacune des phases de temps.

##### 4.2. Diagrammes de flux en vue de la conception de réseaux

Le débit global  $\dot{M}_{b,k}$  (avec  $k = LP, HP$ ), correspondant à chaque palier de pression, ainsi que les conditions thermodynamiques optimales de chaque flux réel (pression, température, etc.), sont précisément connus après optimisation (voir référence [3]).

Si  $M_{b,k}(i)$  représente le débit massique réel de fluide diphasique à la pression  $P_k$  et dans l'unité (i) de récupération (ou de production de vapeur), le bilan de masse correspond à :

$$\dot{M}_{b,k} = \sum_i \dot{M}_{b,k}(i) \quad (1)$$

Si, à chaque récupérateur correspond une seule source chaude, l'indice  $i$  décrit aussi l'ensemble des flux chauds du procédé ; par exemple  $i = o$  pour l'huile thermique dans le HSSG et  $i = g$  pour le gaz dans le (ou les) HRSO.

<sup>2</sup> La température limite de l'huile thermique est de 393 °C pour le cas des capteurs LS3 considérés dans le cadre de cette étude (voir référence [3]).



Par analogie, nous parlons de flux  $k$  pour décrire les flux froids au niveau de pression  $k$  dans le récupérateur ( $i$ ).

Le flux  $k$  est dit principal de la ligne de récupérateur ( $i$ ) si le processus d'évaporation à pression  $P_k$  est entièrement accompli dans le récupérateur ( $i$ ). De même, le flux  $k$  est dit secondaire de la ligne de récupérateur ( $i$ ) si le processus d'évaporation à pression  $P_k$  a lieu dans un autre récupérateur. Un flux principal  $k$  peut être :

- «interactif», s'il coexiste dans  $i$  avec d'autres flux secondaires ou encore si, entre deux unités de transformation (par ex. bache alimentaire...) ou de puissance (pompe, turbine...), le préchauffage et/ou la surchauffe sont partiellement effectués dans un (ou des) récupérateurs voisin(s) ;

- «non interactif» s'il n'y a pas de flux secondaires dans  $i$  et que celui-ci est entièrement chauffé dans le même récupérateur ( $i$ ).

La figure 2 suivante permet d'illustrer, avec deux récupérateurs seulement, les modes de couplage qui peuvent exister entre les différents flux de chaleur ; par exemple :  $Fr_2$  est un flux principal interactif de la ligne de récupérateur ( $i = 2$ ) et  $Fr_1$  est principal interactif de la ligne de récupérateur ( $i = 1$ ).

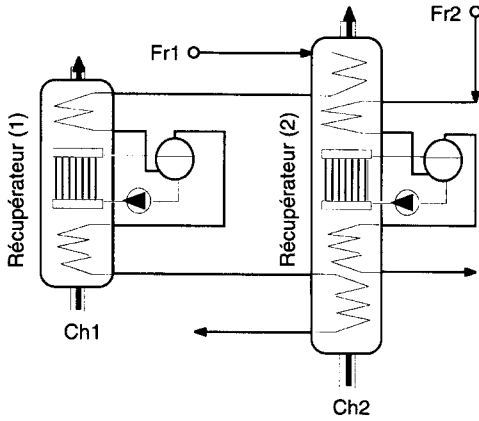


Figure 2. Exemple de distribution de flux dans les récupérateurs.

Figure 2. Example of flow distribution in the recuperators.

Si l'on note  $\chi_i$  le rapport entre la capacité thermique du flux chaud du récupérateur ( $i$ ) et la capacité thermique de l'ensemble des flux chauds, qui est définie par :

$$\chi_i = \frac{\dot{M}_i c_{p_i}}{\sum_i \dot{M}_i c_{p_i}} \quad (2)$$

le débit massique  $\dot{M}_{b,k}(i)$  du flux de pression  $k$  dans le récupérateur ( $i$ ) peut être :

- égal au produit  $\chi_i \dot{M}_{b,k}$ , si le récupérateur ( $i$ ) pris séparément ne contient que des flux principaux non interactifs, avec une répartition des débits entre

récupérateurs proportionnelle à la puissance disponible ; autrement dit, si le récupérateur en question est totalement indépendant des autres et si l'exergie véhiculée par le flux chaud  $i$  est suffisante pour faire passer les flux de pression  $k$  correspondants de la température d'entrée  $T_{w,k}$  à la température de sortie  $T_{s,k}$  (températures obtenues après optimisation des paliers de pression) ;

- inférieur ou même supérieur au produit  $\chi_i \dot{M}_{b,k}$ , si le récupérateur ( $i$ ) comporte un ou plusieurs flux interactifs ; on peut alors écrire, pour chaque flux principal  $k$  du récupérateur ( $i$ ) :

$$\dot{M}_{b,k}(i) = f_{i,k} \chi_i \dot{M}_{b,k} \quad (3)$$

où  $f_{i,k}$  est un facteur correctif qu'on appelle facteur moyen de couplage du flux principal  $k$  par rapport aux flux avec lesquels il est couplé. Ce facteur est variable d'un flux principal à l'autre et pour un même flux d'un régime de fonctionnement à l'autre. Il dépend du nombre de flux en couplage avec le flux principal, du pincement et de la forme des composites.

### 4.3. Cas d'un seul flux principal $k$ satisfait par un nombre $n$ de récupérateurs

$$\dot{M}_{b,k}(1) = f_{1,k} \chi_1 \dot{M}_{b,k}$$

⋮

$$\dot{M}_{b,k}(2) = f_{2,k} \chi_2 \dot{M}_{b,k}$$

$$\dot{M}_{b,k}(n) = f_{n,k} \chi_n \dot{M}_{b,k}$$

En sommant membre à membre les équations ci-dessus, nous obtenons la relation liant les rapports de capacité thermique aux facteurs moyens de couplage des flux correspondants au niveau de pression  $k$  :

$$\sum_{i=1}^n f_{i,k} \chi_i = 1 \quad (4)$$

- $f_{i,k} = 1$  correspondrait à un flux principal  $k$  non interactif dans le récupérateur ( $i$ ) ;

- $0 < f_{i,k} < 1$  correspondrait à un flux principal  $k$  de  $i$  interactif avec les flux secondaires du même récupérateur ( $i$ ).

- $f_{i,k} > 1$ , correspondrait à un flux principal  $k$  de  $i$  interactif avec les flux secondaires d'un ou plusieurs récupérateurs voisins de ( $i$ ).

### 4.4. Exemple d'un flux $k$ satisfait par deux récupérateurs ( $n = 2$ )

Pour le cas de deux récupérateurs seulement (par exemple un récupérateur solaire HSSG et un récupérateur sur les gaz HRSG, comme c'est le cas dans la centrale étudiée), l'application de la relation (4) donne :

$$f_{1,k} \chi_1 + f_{2,k} \chi_2 = 1 \quad (5)$$

avec :

$$\chi_2 = 1 - \chi_1 \quad (6)$$

D'après les relations (5) et (6), on a :

$$f_{2,k} = \frac{1 - f_{1,k} \chi_1}{1 - \chi_1} \quad (7)$$

- si  $f_{1,k} = 1$  alors  $f_{2,k} = 1$ , les flux principaux des récupérateurs (1) et (2) sont non interactifs (cas de deux récupérateurs totalement indépendants) ;

- si  $f_{1,k} < 1$  alors  $f_{2,k} > 1$ , le choix des facteurs  $f_{i,k}$  se fait au moyen d'une procédure itérative ; dans

une première phase, un des facteurs par exemple  $f_{2,k}$  est choisi (valeur proche de l'unité) puis incrémenté et l'autre ( $f_{1,k}$ ) en est déduit par l'intermédiaire de l'équation (7) ; des composites sont alors établies pour chaque récupérateur et la condition d'arrêt de l'itération est obtenue dès que la condition de  $\Delta T_{\min}$  est validée pour chaque récupérateur.

Les valeurs de  $f_{i,k}$ , ainsi que les débits respectifs obtenus pour chaque flux principal  $k$  de la centrale Paesi, sont reportés dans le *tableau III* ci-dessous.

Les *tableaux IV* et *V* (appelés tableaux de flux) donnent ainsi les conditions de flux réels relatifs aux modes de fonctionnement « nuit » et « jour ».

TABLEAU III / TABLE III								
Distribution de débit des flux principaux pour deux modes de fonctionnement de la centrale Paesi (alternative A3, nuit et jour).								
Distribution of the massflows of the principal streams for two operational modes of the PAESI plant (alternative A3).								
	«CC-mode nuit»				«ISCCS-mode jour»			
	HRSG		HSSG		HRSG		HSSG	
Puissance [MW]	74,729		0		35,930		190,255	
Rapport $\chi_i$ [-]	1		0		0,159		0,841	
Niveau $k$	HP	LP	HP	LP	HP	LP	HP	LP
Facteur $f_{i,k}$ [-]	1,00	1,00	-	-	0,435	0,632	1,107	1,069
Débits [ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ]	19,458	2,294	0	0	3,802	1,646	51,180	14,750

TABLEAU IV / TABLE IV					
Tableau des flux en mode «nuit».					
Stream table for 'night' conditions.					
Nom du flux	$T_{\text{in}}$ [°C]	$T_{\text{out}}$ [°C]	$M$ [ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ]	$c_p$ [ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ]	$P$ [bar]
Ch <sub>1</sub>	557	140	160,005	1,120	1,395
Ch <sub>2</sub>	-	-	-	-	-
Fr <sub>1</sub>	70,06	474	19,458	H <sub>2</sub> O	45,326
Fr <sub>2</sub>	69,79	257,926	2,294	H <sub>2</sub> O	10,886
Fr <sub>3</sub>	287,90	474	21,752	H <sub>2</sub> O	10,886

TABLEAU V / TABLE V					
Tableau des flux en mode «jour».					
Stream table for 'day' conditions.					
Nom du flux	$T_{\text{in}}$ [°C]	$T_{\text{out}}$ [°C]	$M$ [ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ]	$c_p$ [ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ]	$P$ [bar]
ch <sub>1</sub>	557	156	80,003	1,120	1,395
Fr <sub>1</sub>	70,63	422	3,802	H <sub>2</sub> O	120
Fr <sub>2</sub>	69,95	259,58	1,646	H <sub>2</sub> O	33,546
Ch <sub>2</sub>	393	293	586,302	3,245	15,000
Fr <sub>3</sub>	69,95	259,58	14,750	H <sub>2</sub> O	33,546
Fr <sub>4</sub>	70,63	422	51,18	H <sub>2</sub> O	120
Fr <sub>5</sub>	259,58	422	71,378	H <sub>2</sub> O	33,546

### 4.5. Réseau d'échangeur d'une centrale combinée solaire intégrée

Les figures 3 et 4 ci-après donnent les diagrammes de flux pour les fonctionnements «jour» et «nuit», obtenus à partir des tableaux IV et V. C'est une représentation schématique de tous les flux présents dans le tableau de flux, en vue de la détermination de configurations de réseaux d'échangeurs. Ces flux sont représentés sur une échelle de température verticale et sont coupés à la température du pincement ( $+\Delta T_{\min/2}$  pour les flux chauds et  $-\Delta T_{\min/2}$  pour les flux froids). Ainsi, conformément aux règles de la conception de la théorie du pincement, chaque diagramme est séparé par le pincement en deux sous-systèmes ; le sous-système «puits» (zone au-dessus du pincement) et le sous-système «source» (zone en dessous du pincement). Les valeurs de températures sont données dans des cases rectangulaires seules sur les lignes de flux ; les puissances en jeu dans des boules de représentation d'utilités et les capacités thermiques dans les lignes de tableau sont placées au-dessus pour les flux de la zone puits, et au-dessous pour les flux de la zone source.

Le diagramme en mode «jour» (figure 3) présente deux flux chauds  $i$  appelés  $Ch_1$  et  $Ch_2$ , deux flux principaux  $Fr_1$  et  $Fr_4$  à haute pression et trois flux à basse pression, dont deux flux principaux  $Fr_2$  et  $Fr_3$  et un flux secondaire  $Fr_5$ . La température de pincement optimale est de  $390^\circ C$  (donc  $388^\circ C$  pour les flux froids) et  $393^\circ C$  pour les flux chauds), avec un pincement global  $\Delta T_{\min} = \Delta T_y = 5,4^\circ C$ .

Le diagramme en mode «nuit» (figure 4) présente un seul flux chaud appelé  $Ch_1$ , deux flux principaux  $Fr_1$  et  $Fr_2$  et un flux secondaire  $Fr_5$ . La température de pincement optimale vaut alors  $258^\circ C$  pour les flux froids et  $264^\circ C$  pour les flux chauds, avec  $\Delta T_{\min} = \Delta T_{x,HP} = 6 K$ .

La construction du réseau d'échangeurs de la zone puits se fait indépendamment de la zone source, en partant du pincement pour chaque sous-système et avec la condition d'écartement des vecteurs flux pour les échangeurs à disposer immédiatement au-dessus (resp. au-dessous du pincement) — capacité thermique du flux chaud inférieure à celle du flux froid pour la zone puits, et inversement pour la zone source. Le réseau global sera le résultat d'une combinaison des configurations obtenues pour chaque sous-système, pris séparément [4, 6].

Par la suite, différentes configurations concernant le sous-système puits sont détaillées. Celles concernant la zone source, obtenues de la même manière, sont simplement reportées.

### 4.6. Sous-système puits

La figure 5 présente deux possibilités de réseau JP.1a et JP.1b pour la zone puits (cas jour).

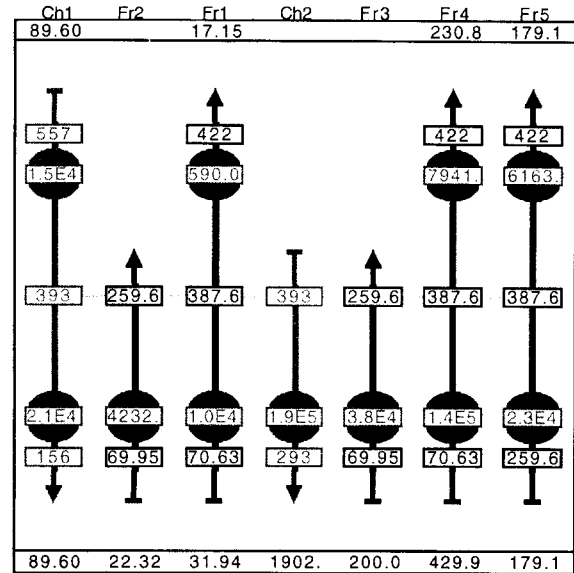


Figure 3. Diagramme de flux «jour», réalisé avec le logiciel Pinchleni [10], avec une représentation en températures croissantes de bas en haut, donnant les valeurs de températures dans des cadres rectangulaires sur les lignes de flux, les puissances en jeu dans des boules de représentation d'utilités et les capacités thermiques dans les lignes de tableau placées au-dessus, pour les flux de la zone puits, et au-dessous, pour les flux de la zone source.

Figure 3. Stream diagram 'day'.

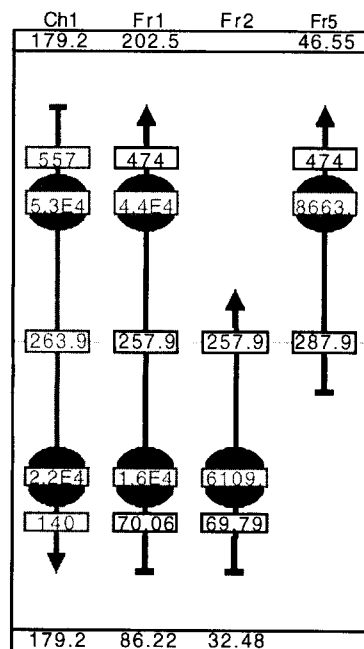


Figure 4. Diagramme de flux «nuit».

Figure 4. Stream diagram 'night'.

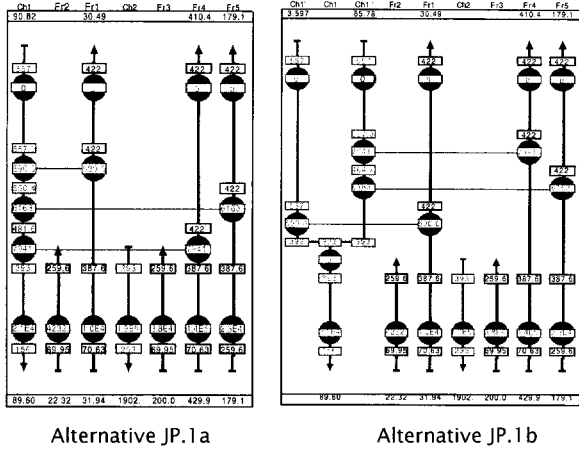


Figure 5. Réseaux d'échangeurs possibles de la zone « puits ».

Figure 5. Possible heat exchanger networks for the zone sink (day operation).

Option JP.1a : la puissance totale disponible dans le flux Ch1 est transmise, par ordre et depuis la température de pincement, aux flux froids respectifs Fr<sub>4</sub>, Fr<sub>5</sub> et Fr<sub>1</sub> ; le réseau est ainsi équilibré en puissance sans utilité externe supplémentaire (condition imposée de bilan énergétique dans chaque récupérateur).

Option JP.1b : le placement d'un échangeur situé immédiatement au-dessus du pincement entre les flux Ch<sub>1</sub> et Fr<sub>1</sub> nécessite un dédoublement du flux chaud (règle des  $M c_p$  juste au-dessus du pincement). Il présente l'inconvénient d'un concept de deux parties de récupérateurs asymétriques sur les gaz de TG.

Ces deux options de réseau vérifient le nombre minimum d'échangeurs selon la règle des réseaux d'Euler (3 échangeurs pour 4 flux, sans aucune présence de boucles). On remarque, cependant, que les flux à surchauffer, notés Fr<sub>1</sub> et Fr<sub>4</sub>, ne diffèrent que par la puissance reçue, mais ont des conditions thermodynamiques identiques. Il est donc possible de les mélanger juste au-dessus du pincement pour donner un flux commun Fr<sub>14</sub>, ce qui diminue le nombre de flux et réduit par conséquent le nombre d'échangeurs (deux échangeurs pour les options JP.2a et JP.2b de la figure 6).

Parmi les réseaux possibles correspondant aux modes de fonctionnement « nuit » et « glissant », uniquement ceux à nombre d'échangeurs minimum sont reportés sur les figures 7 et 8.

Pour le diagramme de nuit (figure 4), deux possibilités de solutions (NP.1 et NP.2) sont considérées (figure 7) avec, pour chacune d'elles, le même évaporateur, placé immédiatement au-dessus de la température de pincement. Comme on l'a mentionné plus haut, le pincement optimal obtenu pour ce mode de fonctionnement se situe au niveau du deuxième palier de pression (258 °C pour  $\Delta T_{min} = 6$  K). La vaporisation, ainsi que

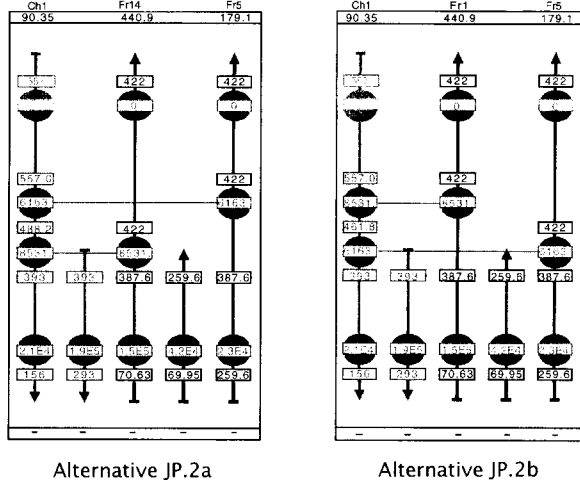


Figure 6. Solutions à nombre d'échangeurs minimum obtenues du diagramme puits en mode de fonctionnement « jour ».

Figure 6. Minimum heat exchanger networks for the zone sink and operation during the day.

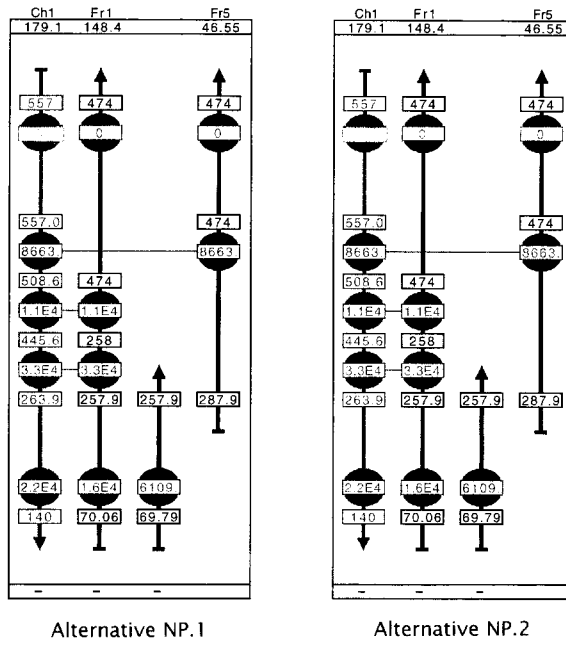
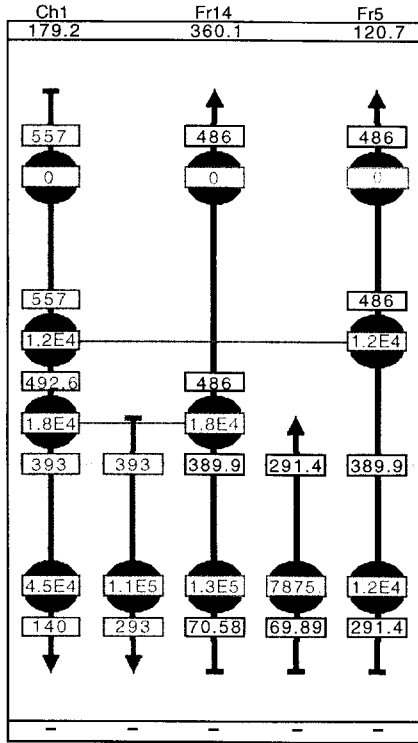


Figure 7. Solutions à nombre d'échangeurs minimum du diagramme puits en mode « nuit ».

Figure 7. Minimum heat exchanger networks for the zone sink during night operation.

la surchauffe du flux principal Fr<sub>1</sub> se font séparément dans deux échangeurs différents, l'un de 33 MW (évaporateur) et l'autre de 11 MW (surchauffeur). Les deux possibilités de solutions ne diffèrent que par la position du surchauffeur (flux Fr<sub>5</sub>) comme d'ailleurs pour le cas des possibilités JP.2a et JP.2b de la figure 6.





**Figure 8.** Solution à nombre d'échangeurs minimum obtenue du diagramme puits en mode de fonctionnement «glissant» (GP.1).

**Figure 8.** Minimum heat exchanger network for the zone sink in sliding pressure mode (GP.1).

Pour le diagramme puits du mode «glissant» (figure 8), une seule solution est retenue si l'on veut éviter la réalisation du dédoublement du flux chaud de gaz (pas de dédoublement de cheminées de gaz). En effet, le respect de la règle des  $M_{c_p}$  immédiatement après le pincement impose le placement, d'abord du surchauffeur de 18 MW, ensuite du resurchauffeur de 12 MW (figure 8). Sachant que le réseau définitif doit pouvoir assumer tous les modes opérationnels, cette configuration permet d'écarter les options JP.2b et NP.2 des figures 6 et 7.

Ainsi, l'option JP.2a de la figure 6 est choisie comme solution finale du réseau-puits d'échangeurs. Elle présente un nombre minimum d'échangeurs, sans contraindre la séquence des opérations correspondant aux différents cycles thermodynamiques optimisés (exemple : les options NP.1 et GP.1 correspondent respectivement aux régimes «nuit» et «glissant» des figures 7 et 8).

#### 4.7. Sous-système source

La détermination du réseau d'échangeurs de la zone source correspondant au diagramme de flux «jour»

de la figure 6 est réalisée de la même manière que précédemment.

En effet, les possibilités de configurations sont réduites à cause des zones critiques de transfert de chaleur (pincements critiques multiples  $\Delta T_{x,k}$ ) qui apparaissent dans la zone source. Les niveaux de températures des différents flux chauds et froids sont souvent trop proches et les flux trop serrés, aux endroits de ces pincements, pour permettre le placement en série des différents échangeurs, plutôt qu'en parallèle. Ainsi, pour respecter le  $\Delta T_{\min}$  dans les récupérateurs, il est possible, pour un même flux chaud, d'avoir des échangeurs à tubes imbriqués satisfaisant deux flux différents au même niveau exergetique. Cette technologie, déjà utilisée dans les centrales combinées simples, s'applique bien dans ce cas, sans modifier le nombre minimum d'échangeurs.

Les figures 9 et 10 montrent les réseaux source obtenus pour les diagrammes de flux «jour» (resp. «nuit»).

#### 4.8. Réseau complet d'échangeurs

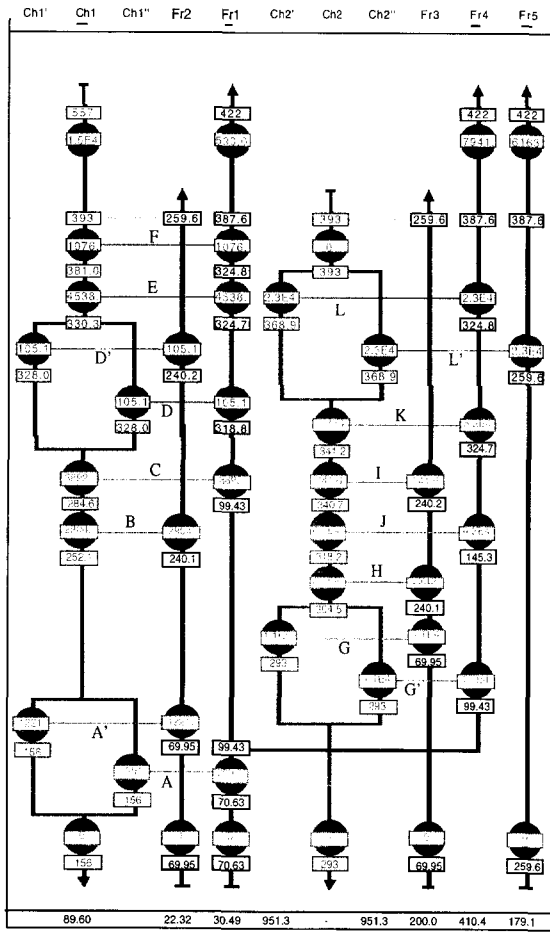
Il convient de remarquer également que, pour le réseau-puits JP.2.a (figure 6), l'écart entre la température de surchauffe (ou de resurchauffe) et celle des gaz chauds ( $T_{g,in} = 557^\circ\text{C}$ ) est très important, afin de permettre la mise en série des échangeurs. Celui-ci dépend évidemment du  $\Delta T_{\min}$ , mais aussi de la température maximale de vapeur fixée, pour ce cas, à  $500^\circ\text{C}$  (exemple :  $T_{s,k} = 500^\circ\text{C}$  pour  $Q_s = 60\text{ MWth}$  et  $T_{s,k} = 422^\circ\text{C}$  pour  $Q_s = 190,255\text{ MWth}$  [3]). Autrement, la température de vapeur surchauffée serait, théoriquement et en l'absence de restriction, limitée par la grandeur  $T_{g,in} - \Delta T_{\min}$  (environ  $554^\circ\text{C}$  pour les faibles puissances solaires thermiques  $< 60\text{ MWth}$ ). De cette manière, l'utilisation des échangeurs imbriqués dans la zone puits pourrait également s'imposer pour le respect du  $\Delta T_{\min}$ . La figure 11 montre le réseau-puits d'échangeurs imbriqués obtenu à partir de l'option JP.2.a de la figure 6.

La combinaison des réseaux d'échangeurs puits-JP.2.c et source-JS.2 donne le réseau complet d'échangeurs dans les récupérateurs solaire (HSSG) et à gaz (HRSG), qui correspond au fonctionnement en charge nominale des turbines à vapeur.

#### 4.9. Schéma du concept détaillé

La figure 12 représente le schéma détaillé de la centrale combinée solaire intégrée obtenu pour le réseau d'échangeurs exergetiquement optimal (combinaison puits-JP.2.c et source-JS.2).

Pour les modes dits glissants (modes intermédiaires entre les régimes «nuit» et «jour»), les paramètres de fonctionnement (pressions, températures...) varieront presque linéairement en fonction des débits-masse de



Alternative JS.2

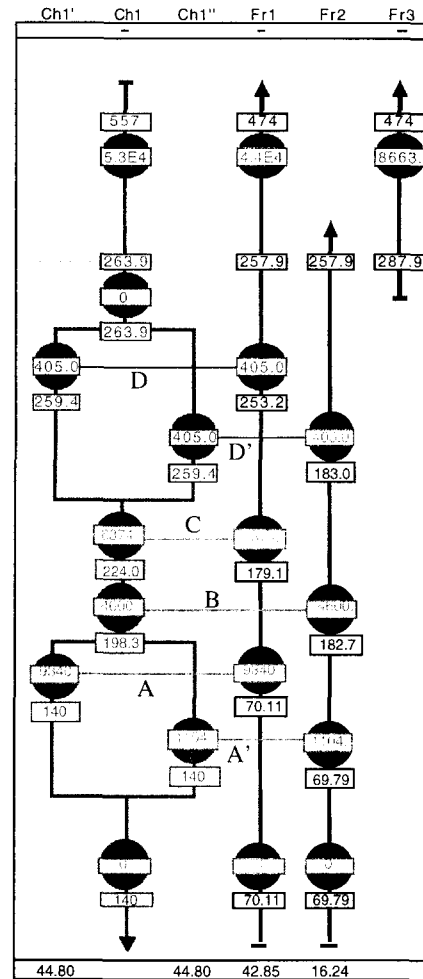
Figure 9. Réseau d'échangeurs obtenu pour le diagramme source en mode de fonctionnement «jour».

Figure 9. Heat exchanger network for the zone source for operations during the day.

vapeur, tout en satisfaisant la loi du cône, à l'entrée des turbines à vapeur [3]. Ces dernières ne nécessitent donc pas d'étage de réglage du débit et les températures de surchauffe ( $T_{s,HP}$ ) et de resurchauffe ( $T_{s,LP}$ ) s'auto-ajusteront avec la quantité de chaleur reçue par le cycle à vapeur.

Il convient de signaler que le préchauffage et la surchauffe du flux principal haute pression HP du récupérateur solaire sont partiellement effectués dans les récupérateurs à gaz.

Afin de garder l'indépendance des différentes unités de récupération et ceci pendant les périodes de maintenance, il serait souhaitable également d'utiliser un récupérateur à gaz pour chaque turbine à gaz. Ceux-ci



Alternative NS.2

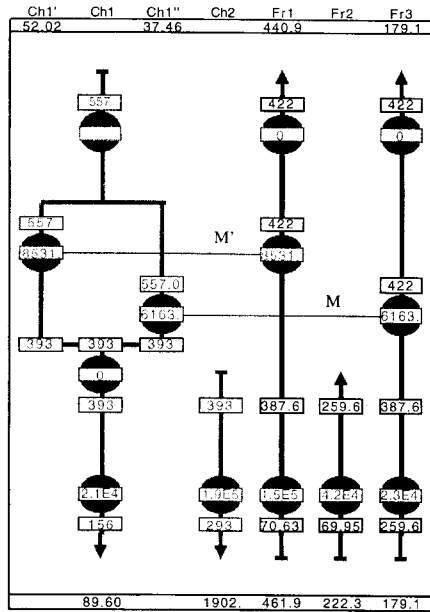
Figure 10. Réseau d'échangeurs obtenu pour le diagramme source en mode de fonctionnement «nuit».

Figure 10. Heat exchanger network for the zone source during night operation.

travailleraient en parallèle, avec une répartition égale des débits et des flux de chaleur.

## 5. CONCLUSION

Une extension de la méthode du pincement, tenant compte de l'enveloppe du cône des débits (qui décrit le comportement hors nominal des turbines à vapeur) a été développée et appliquée à une nouvelle génération de centrales de production d'électricité (ISCCS du projet Paesi). La conception du réseau d'échangeurs exergetiquement optimal tient compte des principaux régimes de fonctionnement. Elle repose sur la détermination complète des différents diagrammes de flux



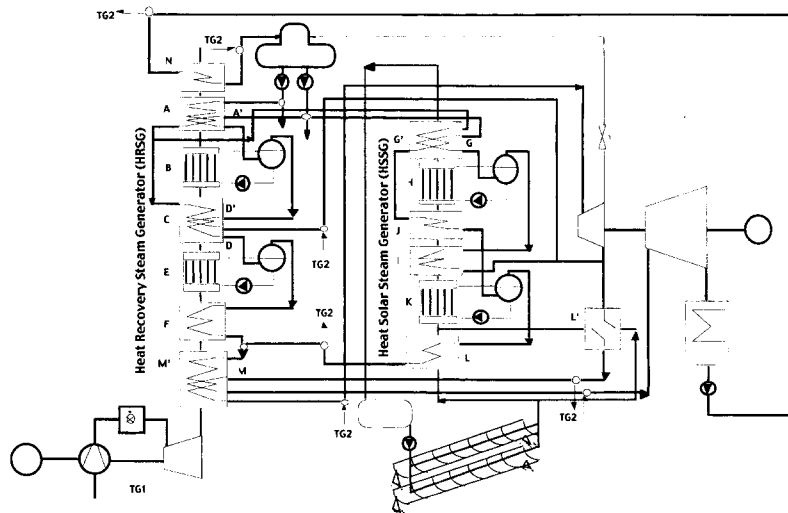
**Figure 11.** Option JP.2c. Réseau d'échangeur de zone puits en mode jour avec échangeurs imbriqués.  
**Figure 11.** Heat exchanger network for the zone sink in day mode and with interlaced heat exchangers.

réels détaillés, avec introduction de nouveaux facteurs dits «d'interaction» entre les flux de chaleur. Afin de respecter le  $\Delta T_{min}$  dans certaines zones critiques de transfert de chaleur, des dédoublements de flux sont

exergétiquement favorables, mais avec des échangeurs dits «imbriqués», placés au même niveau de la cheminée (transfert de chaleur au même niveau d'exergie).

Cette approche permet de structurer, en préconception, la recherche des réseaux d'échangeurs exergétiquement les plus prometteurs. Elle fait partie des nouveaux outils méthodologiques ouvrant la voie à la conception, à l'optimisation et à la réalisation de centrales solaires hybrides performantes, qui représentent actuellement la voie technologique de conversion d'énergie solaire en électricité la plus efficace, énergétiquement et économiquement parlant. Elle est destinée à être complétée par des études plus approfondies sur la géométrie détaillée des récupérateurs et sur le comportement sur l'ensemble des modes opératoires, y compris lors de transitoires. Une optimisation thermoéconomique et environnomic [11-13], sur la base d'une superstructure de composants générée par cette approche, est également envisagée. L'intérêt d'une telle approche méthodologique<sup>3</sup> est que

<sup>3</sup> L'étude complémentaire envisagée comprendra trois étapes essentielles : a) couplage entre la méthode du pincement global étendu à l'enveloppe du cône des débits et une modélisation permettant une optimisation thermodynamique par algorithme déterministe (première partie [3]) ; b) méthode de détermination complète des différents diagrammes de flux réels détaillés par l'intermédiaire d'une théorie «d'interaction de flux de chaleur» complétée par des solutions de configurations de centrales issues de réseaux d'échangeurs exergétiquement optimaux (cette publication) ; c) optimisation thermoéconomique et environnomic sur la base d'une superstructure de composants générée à la phase b).



**Figure 12.** Schéma de la plus performante des centrales solaires intégrées à cycle combiné (Paesi) à double niveau de pression de vapeur (N est un échangeur complémentaire de préchauffage de la bâche alimentaire et n'est pas inclus dans les figures 9 et 10).  
**Figure 12.** Flowsheet of the option of integrated solar combined cycle power plant (PAESI) with the highest efficiency and dual pressure steam generators (N is a supplementary heat exchanger to preheat the deaerator vessel and is not included in figures 9 and 10).

la recherche de l'optimum thermoéconomique et environnementale se fera autour des solutions thermodynamiquement les plus performantes.

### Remerciements

Les auteurs remercient la DDC (direction du Développement et de la Coopération, Berne), qui a accepté de financer cette étude dans le cadre du projet Paesi (projet d'aménagement énergétique solaire intégré), avec les collaborations intéressantes de Cogener (CH), Electrowatt (CH), Steg (Société tunisienne de l'électricité et du gaz).

### RÉFÉRENCES

[1] Allani Y., Favrat D., Concept global d'une nouvelle centrale solaire à cycle combiné Dual Fuel, *Entropie* 27 (164-165) (1991).

[2] Allani Y., Favrat D., Spakovsky V., CO<sub>2</sub> mitigation through the use of hybrid solar-combined cycles, in : 3rd Int. Conf. on Carbon Dioxide Removal Technologies (ICCDR-3), MIT, Cambridge, USA, 1996.

[3] 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.* 38 (6) (1999) 501-511.

[4] Favrat D., Staine F., Intégration énergétique des procédés industriels par la méthode du pincement, *Collec. Ravel Industrie*, No. 724.321 f, 1994.

[5] Staine F., Intégration énergétique de procédés industriels par la méthode du pincement étendue aux facteurs exergetiques', thèse, EPFL, No. 1318, 1994.

[6] Linnhoff B., Flower J.R., Synthesis of heat exchanger networks. I. Systematic generation of energy optimal networks, *AIChE J.* 24 (4) (1978) 633-642 ; II. Evolutionary generation of networks with various criteria of optimality, *AIChE J.* 24 (4) (1978) 642-654.

[7] Linnhoff B. and Parker S., Heat exchanger networks with process modifications, in : *ICHEME 11th Annual Res. Meeting*, Bath, 1984.

[8] Shenoy U.V., Heat Exchanger Network Synthesis-Process Optimization by Energy and Resource Analysis, Gulf Publishing Company, Houston, 1996.

[9] Combined Cycle Design to suit every Customer's Needs, *ABB Power Generation* No. PGT 2102 94 E.

[10] Staine F., Favrat D., Pinchleni, Logiciel d'intégration énergétique par la méthode du pincement, *Laboratoire d'énergétique industrielle, École polytechnique fédérale de Lausanne*.

[11] Spakovsky M.R. von, Aspects of the thermo-economic modeling of energy systems with cogeneration, *Rev. Gén. Therm.* (383) (1995).

[12] Spakovsky M.R. von, Frangopoulos C.A., environmental modeling and optimization of a gas turbine cycle with cogeneration, *J. Energ. Resour.-ASME* (accepté).

[13] Pelster S., Environmental modeling and optimization of advanced combined cycle cogeneration power plants including CO<sub>2</sub> separation options, thèse, EPFL, 1998.

### Abridged English Version

#### Synthesis and optimization approach for integrated solar combined cycle systems based on pinch technology. Part II. Heat exchanger network

The previous paper [3] described a mixed approach based on the concept of composites of pinch technology coupled with an optimization algorithm to determine the evaporation pressure levels of the Rankine cycle of an Integrated Solar Combined Cycle System (ISCCS) [1, 2]. This paper extends the analysis to define the actual streams (mass flows) and design the heat exchanger network to achieve maximum energy efficiency for the various operational modes typical of this type of plant. The application relates to an ISCCS consisting of two gas turbines, one steam turbine and a solar collector field equipped with cylindrical-parabolic concentrators, which is studied in the framework of a collaborative project with Tunisia (PAESI).

A brief mention is made of previous methodological work, which either consider the complete exergetic losses in pinch technology [4-6] or the multiple base case design approaches to account for the various operational modes [7, 8]. *Figure 1* illustrates the heat transfer exergy losses for two extreme operational modes which are the areas

between the so called extended composites in a Carnot factor-enthalpy difference diagram. These composites show the displacement of the pinch point between the two operational modes. *Table I* gives the performances of the steam generators and of the steam cycle which resulted from part I [3]. This paper then introduces a new 'stream interaction factor' which facilitates decisions on how to distribute the energy supply to the various demand streams (steam boilers, heaters, reheaters, etc.) between the two main supply streams (solar thermal oil or combustion gases).

*Table II* presents the three main options to distribute the evaporation duties between the two main lines of energy supply which are the solar thermal oil and the combustion gases from the gas turbine. In the option A1, the recovery boiler on the gases is limited to one pressure level only, which tends to reduce the efficiency at night and although simple, is not ideal. In the option A2, the roles are exchanged and the recovery

boiler includes two pressure levels while the solar steam generator has only one pressure level. However this option is limited because at some mode of operation during the day there is not enough energy in the exhaust gases to produce all the low pressure and high pressure steam required to meet the specifications given by the optimized composites. Option A3, which has two evaporation levels in both steam generator lines, even though more complicated, will be the only one analysed in detail in this paper.

From the basic division of the energy supply into two main lines, the distinction is made between principal streams of a given supply line  $i$  (those preheating, evaporating and superheating entirely in this line) and secondary streams of that same line  $i$  (those evaporating in the other line and only partially heated in the considered line  $i$ ). Furthermore principal streams are subdivided into interactive (presence of secondary streams in the same supply line) and non-interactive streams (no secondary streams and the entire stream is heated in the considered line). *Figure 2*, although being just an example, illustrates these with  $Fr_2$  being an interactive principal stream of line 2 and  $Fr_1$  being

interactive principal stream of line 1. A general approach including an iterative procedure to adjust the stream interaction factor for each water or steam stream is described and then applied to determine the massflows in the steam generators of the two supply streams (solar thermal oil and combustion gases) of the PAESI power plant. From the resulting stream table, the standard heat exchanger design procedure of pinch technology is applied, with a separate design of the network above, respectively below the pinch temperature level, suitable for the extreme operating modes (day and night). The subnetworks of *figures 9* and *11* are finally grouped resulting in the flowsheet shown in *figure 12*.

This approach allows a structured search for the most promising heat exchanger networks during the predesign phase. In addition, a thermoeconomic and environomic optimization [11–13] based on a superstructure generated by the present approach is planned. These are parts of the new engineering tools opening the way to the realisation of powerful hybrid solar plants which represent nowadays the most efficient approach, both energetically and economically, to convert solar energy into power.

