



Approche de conception et d'optimisation de centrale solaire intégrée à cycle combiné inspirée de la méthode du pincement (partie I: paliers de récupération)

Malick Kane*, Daniel Favrat

Laboratoire d'énergétique industrielle, département de génie mécanique,
École 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 I. Heat recovery pressure levels. Integrated solar combined cycle systems (ISCCS) represent, both economically and energetically, a promising alternative for the conversion of solar energy while offering a guarantee of a minimum power supply independent of the level of solar radiation. Their performances are, however, strongly dependent on the intensity of the solar input. The approach proposed in this paper allows, from the characteristics of the turbines (gas turbines and steam turbines) and of the solar field, to rationalize the choice of the pressure levels and of the massflows of a steam cycle with multiple pressure levels. It is based on the coupling of a pinch technology approach with a thermodynamic modelling, allowing an optimisation with deterministic algorithms. Results are applied to a dual pressure steam cycle and account for the respect of the 'cone law' for steam turbines. It is shown that an increase of the exergetic losses linked to heat transfer in the steam generators is inevitable at certain operational regimes and depends directly on the level of solar supply. The variations of the main steam cycle parameters as a function of the thermal supply (combustion gases + solar thermal oil) are shown for an 80 to 120 MWe power plant equipped with two gas turbines and one steam turbine train. © Elsevier, Paris.

integrated solar combined cycle system / double pressure level / recuperator / performance / exergy loss / global pinch / law of cones

Résumé — Les centrales combinées solaires intégrées (ISCCS) constituent une approche économiquement et énergétiquement prometteuse de conversion d'énergie solaire en électricité, tout en garantissant une disponibilité de puissance minimale, quelles que soient les fluctuations de rayonnement. Leurs performances sont cependant fortement influencées par l'amplitude et le niveau de l'apport solaire. La démarche proposée dans ce travail permet, à partir des caractéristiques de turbines et de champ solaire, de rationaliser la détermination des niveaux de pression et des débits optimaux d'un cycle à vapeur à niveaux de pression multiples. Elle est basée sur un couplage entre la méthode du pincement global et une modélisation permettant une optimisation par algorithme déterministe. Les résultats appliqués à un cycle de Rankine à deux niveaux de pression, en prenant en compte la loi du cône pour les turbines à vapeur, montrent qu'un accroissement des pertes exergetiques de transfert de chaleur est inévitable à certains régimes et dépend directement de l'amplitude de l'apport solaire. Les variations des principaux paramètres du cycle à vapeur en fonction de l'apport solaire sont données pour une centrale produisant entre 80 et 120 MWe, équipée de deux turbines à gaz et d'un train de turbine à vapeur. © Elsevier, Paris.

centrale combinée solaire intégrée / double palier / récupérateurs / performance / perte exergetique / pincement global / cône des débits

Nomenclature

c_p capacité thermique massique à pression constante $\text{MJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$

\dot{E}	puissance électrique	MW
\dot{E}_q	copuissance-chaleur (exergie de transfert de chaleur)	MW
h	enthalpie massique	$\text{MJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
\dot{H}	puissance enthalpique	MW
K_0	constante de cône des débits	

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



\dot{L}	pertes exergetiques	MW
\dot{M}	debit massique	kg·s ⁻¹
n	facteur polytrophe	
N	nombre de niveaux de pression	
P	pression	Pa
\dot{Q}	puissance thermique	MWth
\dot{S}	puissance entropique	MW
T	temperature absolue	K
ΔT_{\min}	différence de temperature minimale dans les recuperateurs (pincement global)	K
v	volume massique	m ³ ·kg ⁻¹
\dot{V}	debit volumique	m ³ ·s ⁻¹

Lettres grecques

Δ	opérateur de différence
ε	efficacité
μ	facteur de capacité d'absorption de la turbine (chiffre de débit moyen)
η	rendement exergetique

Indices

a	ambient
b	zone de saturation (biphase)
cold	fluide froid
DP	pression dans la bache alimentaire
exit	sortie des gaz refroidis dans les HRSG
g	gaz
hot	fluide chaud
HP	haute pression
in	entrée du fluide au recuperateur
LP	basse pression
o	huile thermique
out	sortie du fluide dans les recuperateurs (ou sortie des turbines à vapeur)
P	pompe
R	indique la puissance-chaaleur reçue par le cycle à vapeur au niveau des HRSG et HSSG
s	vapeur surchauffée
SC	cycle à vapeur
sun	indique la charge solaire
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

Exposants

o	fait référence aux grandeurs de dimensionnement
+	fait référence à l'énergie reçue par le système
-	fait référence à l'énergie fournie par le système

I. INTRODUCTION

Parmi les techniques de conversion d'énergie solaire en électricité, la voie électrothermosolaire à l'aide de cycle de Rankine et de turbine à vapeur est, à grande échelle, celle qui permet de se rapprocher le plus du coût de production économiquement viable (320 MWe des centrales SEGS californiennes) [1]. Les progrès technologiques récents ouvrent des perspectives intéressantes aux centrales combinées solaires intégrées (ISCCS : *Integrated Solar Combined 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 la production électrique [2, 3].

Cependant, si l'on admet que la validité de la méthode du pincement étendue aux pertes exergetiques de transfert de chaleur a été vérifiée avec succès sur des exemples typiques de procédés industriels [4, 5, 6], son application aux centrales ISCCS implique la prise en compte de conditions de fonctionnement variables, résultant des fluctuations du gisement solaire (composite chaude variable). Les configurations possibles au niveau du cycle à vapeur vont d'une transformation à pression surcritique à l'introduction de paliers d'évaporation à différents niveaux de pression sous-critiques. L'option surcritique conduit, d'une part, à des débit-volumes de vapeur peu favorables à l'obtention de rendements de turbine acceptables [7] dans la gamme des puissances n'excédant pas 300 MWe et, d'autre part, à un profil de température peu favorable en présence d'apport solaire par huile thermique. La présente discussion portera donc essentiellement sur des configurations à paliers multiples d'évaporation. Contrairement aux installations à vapeur classique, la turbine à vapeur d'une centrale combinée fonctionne à pression et température glissante, sans être équipée d'un étage de réglage à section d'admission variable. Les caractéristiques débits et pression en vapeur vive sont alors conditionnées par la « loi du cône » [8, 9]. L'introduction de l'enveloppe du cône des débits décrivant le comportement hors nominal des turbines à vapeur, ainsi qu'on le propose dans cette étude, permet d'étendre la synthèse du pincement global au-delà des seules considérations d'échange thermique.

Le présent travail introduit une approche mixte s'appuyant sur la technique du pincement, couplée à une optimisation prenant en compte à la fois les irréversibilités de transfert de chaleur et les conditions de fonctionnement hors nominal des turbines à vapeur. Un exemple d'application portant sur un cycle à deux niveaux de pression est présenté (projet Paesi¹).

¹ Paesi : Projet d'aménagement énergétique solaire intégré du Leni-EPFL, en collaboration avec Cogener (EPFL), Electrowatt (Zürich) et Steg (Société tunisienne de l'électricité et du gaz, Tunisie) et financé par la DDC (direction du Développement et de la Coopération, Berne).

Jusqu'à présent, aucune centrale de ce type n'a été construite ; cette méthode pourra ainsi très bien se généraliser et s'appliquer aux projets de centrales à moyenne et faible puissance basées sur le même principe [10] (ISCCS 85 MWe en Israël, ISCCS 135 MWe au Nevada-USA, etc.), avec même des systèmes à N paliers d'évaporations.

2. PRINCIPE ET PROBLÉMATIQUE D'UN ISCCS

Une centrale combinée solaire intégrée (ISCCS) est à la base une centrale solaire conventionnelle, constituée d'un système solaire de production de vapeur qui alimente des turbines à vapeur à production d'énergie mécanique. Toutefois, la disponibilité de puissance est assurée en fonctionnement de nuit et/ou, quand le rayonnement solaire n'est pas suffisant, par un système à combustible fossile constitué par des turbines à gaz, convertissant ainsi la centrale en cycle combiné. Un exemple de concept d'une telle centrale est donné sur la figure 1a. Elle comprend :

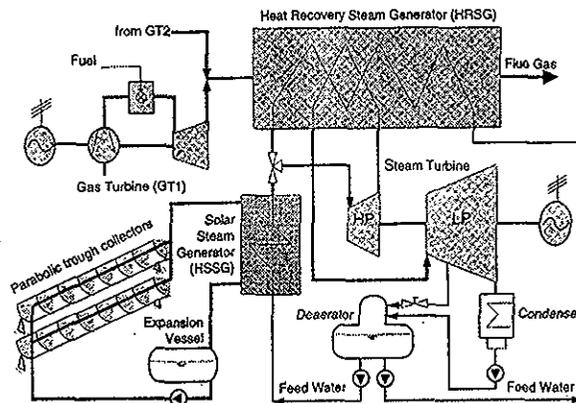
- deux turbines à gaz à cycle ouvert de type Brayton, dont l'énergie thermique résiduelle des gaz est récupérée dans un système d'échangeurs de chaleur à production de vapeur (HRSG : *Heat Recovery Steam Generator*) ;
- un cycle à huile thermique chauffée dans un champ de capteurs solaires cylindro-paraboliques ; l'énergie chaleur de cette huile est récupérée dans un autre générateur de vapeur (HSSG : *Heat Solar Steam Generator*).
- un cycle à vapeur de type Rankine, comprenant un groupe de turbines à vapeur alimenté en vapeur à deux niveaux de pression différents.

Dans la plupart des cas, la bûche alimentaire est chauffée par un soutirage de vapeur effectué à pression intermédiaire au cours de détente (figure 1a). Cependant, pour maximiser l'énergie récupérée dans les HRSG, un moyen de plus en plus adopté est de maintenir la bûche alimentaire à une pression sous-atmosphérique, pour exploiter plus complètement l'énergie des effluents gazeux. Ce deuxième cas sera considéré dans l'ensemble de cette étude.

La combinaison des turbines à gaz avec un champ solaire conduit à un cycle à vapeur qui doit fonctionner avec des régimes très variables dans le temps. La figure 1b présente les différentes composites relatives aux apports énergétiques, tant solaires que de récupération, aux effluents thermiques des turbines à gaz (composites chaudes). Dans cette représentation, chaque flux thermique (par exemple flux gazeux dans HRSG, flux d'huile thermique dans le HSSG) est associé à un vecteur flux caractérisé par les conditions de température entrée-sortie (niveau d'exergie) et la puissance transmise dans chaque récupérateur (puissance-transformation), qui implique naturellement la connaissance du débit massique et des principales propriétés

physiques. L'addition des composantes horizontales de tous les vecteurs flux chauds permet de visualiser dans un diagramme température/puissance-transformation toutes les opportunités de récupération d'énergie chaleur dans les générateurs de vapeur (figure 1b).

L'analyse de ces composites chaudes illustre bien le problème auquel sont confrontés les systèmes solaires intégrés à cycle combiné, à savoir des puissances très différentes d'un mode de fonctionnement à l'autre, en fonction des fluctuations du gisement solaire et de la charge des turbines à gaz.



composites chaudes

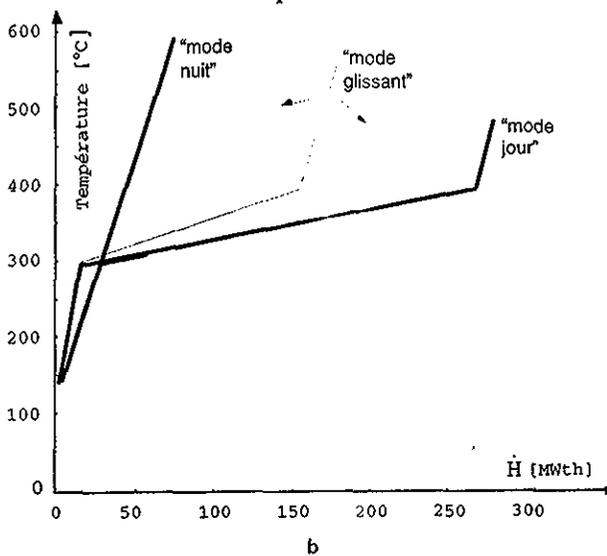


Figure 1. a. Concept de principe d'une centrale combinée solaire intégrée - ISCCS (projet Paesi). b. Composites chaudes correspondant aux différents modes de fonctionnement d'une centrale combinée solaire intégrée (Paesi).

Figure 1. a. Concept of an integrated solar combined cycle system - ISCCS (project PAESI). b. Hot composites corresponding to 3 different modes of operation of an ISCCS (project PAESI).

Lorsque l'apport solaire est nul, la centrale travaille en mode combiné pur (CC), représenté par la composite «mode nuit», qui caractérise le flux chaud relatif aux rejets thermiques des turbines à gaz (partie raide). Elle dispose au maximum, dans le cas de la centrale étudiée, d'une puissance thermique de 80 MWth à exergie relativement élevée (température des gaz de l'ordre de 550 °C).

Lorsque la puissance solaire est maximale, la centrale travaille en mode combiné hybride (ISCCS), représenté par la composite «mode jour», avec un fonctionnement à demi-charge des turbines à gaz. Le flux chaud associé au fluide de transfert de chaleur des capteurs solaires (partie la plus plate) véhicule une puissance thermique de 240 MWth mais, à plus faible exergie (la température maximale fixée à 393 °C pour les capteurs LS3²).

La composite intermédiaire notée «mode glissant» traduit l'évolution et le changement de caractère de ces flux, pour les différents modes de fonctionnement intermédiaires.

Sachant également que la centrale travaille près de 16 heures sur 24 en mode combiné pur³, qui correspond au fonctionnement en charge partielle des turbines à vapeur (dégradation du rendement électrique-mécanique, contrainte du cône des débits), il convient d'optimiser autant que possible le cycle de fonctionnement de celui-ci. Ainsi, les paramètres de cônes des débits $K_{0,HP}$ et $K_{0,BP}$ seront de préférence choisis dans ce mode combiné pur (CC), et seront ensuite fixés comme contraintes d'égalité dans l'optimisation des cycles de fonctionnement hybrides (ISCCS).

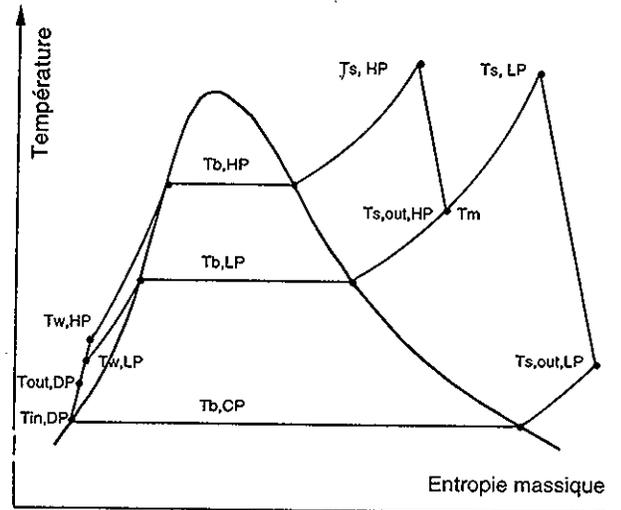
3. ANALYSE THERMODYNAMIQUE

3.1. Description du système

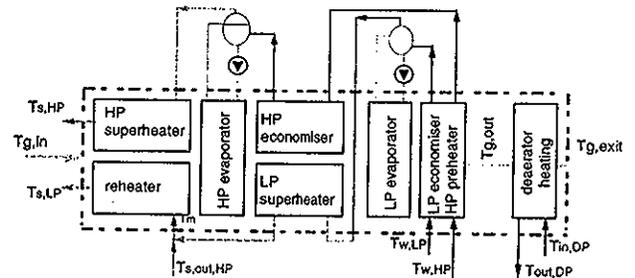
L'eau provenant de la bache d'alimentation alimente, à des pressions différentes, les récupérateurs à la température $T_{w,LP}$ pour le circuit à basse pression, respectivement $T_{w,HP}$ pour le circuit haute pression (figures 2a et 2b).

² LS3 : capteurs Luz des centrales SEGS californiennes.

³ Du strict point de vue de la réduction des émissions de gaz à effets de serre, il serait souhaitable d'arrêter pendant les quelques 5 à 6 heures nocturnes creuses, en maintenant le cycle à vapeur sous pression pour un redémarrage rapide. Une telle stratégie ne serait rationnelle que dans la mesure où le parc de production assurant la production ruban serait d'une efficacité supérieure au cycle combiné envisagé, ce qui n'est pas souvent le cas pour la plupart des pays candidats à l'introduction d'une telle centrale. Cependant, Allani et al. [3] ont montré que seule l'internalisation des coûts de CO₂ de l'ordre de 0,6 \$ par kg CO₂, c'est-à-dire environ 15 fois plus élevés que les chiffres les plus communément articulés, permettrait de justifier économiquement une telle stratégie.



a



b

Figure 2. a. Diagramme $T-s$ du modèle de cycle à vapeur à double palier d'évaporation. b. Exemple de structure des générateurs de vapeur dans les gaz (HRSG).

Figure 2. a. Dual steam pressure cycle $T-s$ diagram. b. Example structure of the Heat Recovery Steam Generators.

Ces flux sont préchauffés, évaporés et surchauffés :

- dans le ou les générateurs de vapeur de récupération sur les gaz (HRSG), à la température $T_{g,in}$. Ces effluents gazeux (de température $T_{g,out}$ à la sortie des économiseurs LP et HP) permettent également de chauffer l'eau de la bache alimentaire, avant de sortir aux cheminées à une température notée $T_{g,exit}$ (figure 2b) ;

- dans le générateur de vapeur du circuit solaire (HSSG) par l'huile thermique provenant des capteurs ; celle-ci entre à la température $T_{o,in}$ et suit un circuit similaire à celui des gaz chauds, pour sortir dans les économiseurs LP et HP à une température notée $T_{o,out}$.

Les vapeurs à haute et basse pression, de températures respectives $T_{s,HP}$ et $T_{s,LP}$, sont détendues dans deux corps de turbine avant de passer dans le condenseur. L'ensemble est repris par une pompe d'extraction alimentant la bache alimentaire.

3.2. Hypothèses générales

- Les conditions opérationnelles sont approximées par une succession de régimes quasi permanents.
- Les pertes de charge dans les récupérateurs sont négligées.
- Les chaleurs spécifiques de l'huile thermique (indice «o») et du gaz (indice «g») sont considérées comme constantes.

3.3. Formulation du problème

Pertes exergetiques

Les pertes exergetiques liées au transfert de chaleur entre la source chaude et la source froide résultent de l'équation suivante (fonction objectif développée en annexe) :

$$\dot{L} = \sum_i \dot{M}_i T_a c_i \ln \frac{T_{i,out}}{T_{i,in}} + \sum_k T_a \left(\dot{M}_{b,k} \frac{\Delta h_{b,k}}{T_{b,k}} + \sum_{j \neq b} \left[\dot{M}_j \frac{\Delta h_{j,k}}{\Delta T_{j,k}} \ln \frac{T_{j,out}}{T_{j,in}} \right] \right) \quad (1)$$

où l'indice i décrit le type de fluide chaud ($i = g, o$), j la phase du fluide froid ($j = w, b, s$) et k définit le niveau de pression de la vapeur ($k = HP, LP$).

Pincements

Les composites chaudes et froides dans les récupérateurs sont représentées dans un diagramme température-puissance (figure 3). Le pincement global est défini comme le minimum des pincements les plus critiques et est donné par l'expression (2) suivante :

$$\Delta T_{min} = \min(\Delta T_{x,LP}, \Delta T_{x,HP}, \Delta T_y) \quad (2)$$

où $\Delta T_{x,LP}$, et $\Delta T_{x,HP}$ représentent respectivement les pincements au niveau des paliers d'évaporation et ΔT_y représente le troisième point de pincement, qui n'existe que lorsque la température T_y (figure 3) est supérieure à celle de saturation, correspondant au palier haute pression. Sa valeur est fonction de l'apport solaire thermique et est prescrite par l'intermédiaire d'une contrainte d'inégalité dans l'optimisation.

Loi du cône

Les conditions de débits hors nominal d'un corps de turbine à vapeur sans prélèvement sont déterminées par l'équation suivante :

$$\frac{\dot{M}_{s,k}}{\dot{M}_{s,k}^o} = \frac{\bar{\mu}}{\bar{\mu}^o} \frac{P_{s,k}}{P_{s,k}^o} \sqrt{\frac{P_{s,k}^o v_{s,k}^o}{P_{s,k} v_{s,k}}} \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{P_{out,k}}{P_{s,k}}\right)^{\frac{n+1}{n}}}{1 - \left(\frac{P_{out,k}^o}{P_{s,k}^o}\right)^{\frac{n+1}{n}}}} \quad (3)$$

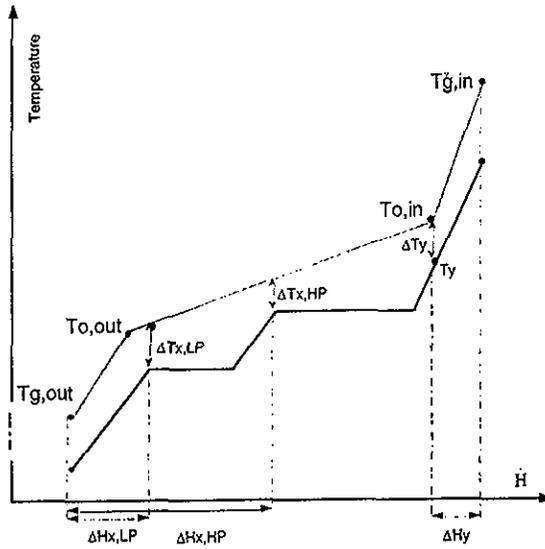


Figure 3. Allure des composites chaudes et froides des récupérateurs.

Figure 3. Hot and cold composites in the heat recovery exchangers.

avec le facteur polytrophe n , qui peut être déduit de l'équation (4) suivante :

$$n = \left[1 - \frac{\ln \left(\frac{T_{out,k}}{T_{s,k}} \right)}{\ln \left(\frac{P_{out,k}}{P_{s,k}} \right)} \right]^{-1} \quad (4)$$

L'exposant «o» représente des conditions de dimensionnement. Or, le rapport des facteurs de capacités d'absorption est, pour le cas des turbines à vapeur, proche de l'unité [11] ; ainsi l'équation (3) devient :

$$\dot{M}_{s,k} \frac{\sqrt{\frac{v_{s,k}}{P_{s,k}}}}{\sqrt{1 - \left(\frac{P_{out,k}}{P_{s,k}}\right)^{\frac{n+1}{n}}}} = K_{0,k} \quad (5)$$

avec $K_{0,k}$ une constante déterminée à partir des conditions de dimensionnement définies par les grandeurs $P_{s,k}^o, v_{s,k}^o, P_{out,k}^o$.

L'équation (5) du cône des débits peut être utilisée comme une contrainte d'égalité dès lors que la constante $K_{0,k}$ est déterminée aux conditions de dimensionnement.

Rendement exergetique

Le rendement exergetique, lié au transfert de chaleur dans les récupérateurs, est défini par les équations (6) suivante :

$$\eta = \frac{\dot{E}_{q,cold}}{\dot{E}_{q,hot}} = 1 - \frac{\dot{L}}{\dot{E}_{q,hot}} \quad (6)$$



Efficacité du cycle à vapeur

Elle correspond au rendement du cycle à vapeur au sens du premier principe, et est donnée par l'équation suivante :

$$\epsilon_{SC} = \frac{\sum_k \dot{E}_{ST,k}^-}{\sum_k (\dot{E}_{P,k}^+ + \dot{M}_{j,k} \Delta h_{j,k})} \quad (7)$$

Dans le cas d'une généralisation de cette analyse à un système à N paliers d'évaporation, l'indice k décrit les différents niveaux de pression.

4. RÉSULTATS ET DISCUSSION

Le pincement noté ΔT_y n'existe qu'en régime de fonctionnement hybride et est d'autant plus critique que la puissance solaire thermique est élevée (figure 4). Ainsi l'augmentation des pertes exergetiques (figure 5) résulte de :

- l'écartement des pincements ($\Delta T_{x,HP}$ et $\Delta T_{x,LP}$) au niveau des deux paliers d'évaporation (figure 6) ;
- la diminution de la température des vapeurs de sortie ; celle-ci est davantage pénalisée par la contrainte de pincement global dans les récupérateurs

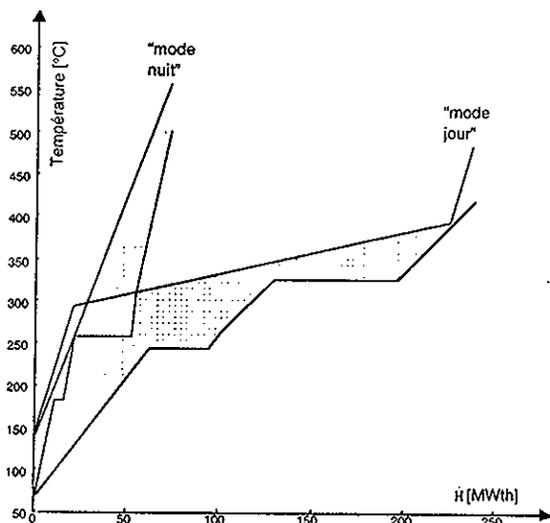


Figure 4. Diagramme des composites optimisées correspondant aux modes de fonctionnement extrêmes : «CC-nuit» ; «ISCCS-jour» ($K_{0,HP} = 2,5 \cdot 10^{-3}$, $K_{0,LP} = 12,0 \cdot 10^{-3}$; $\Delta T_{min} \geq 5 \text{ }^\circ\text{C}$; $P_{s,HP} \leq 120 \text{ bar}$).

Figure 4. Optimized composites for two extreme operation modes : CC-night and ISCCS-day ($K_{0,HP} = 2.5 \cdot 10^{-3}$, $K_{0,LP} = 12.0 \cdot 10^{-3}$; $\Delta T_{min} \geq 5 \text{ }^\circ\text{C}$; $P_{s,HP} \leq 120 \text{ bar}$).

Perte exergetique minimum dans les HRSG et HSSG

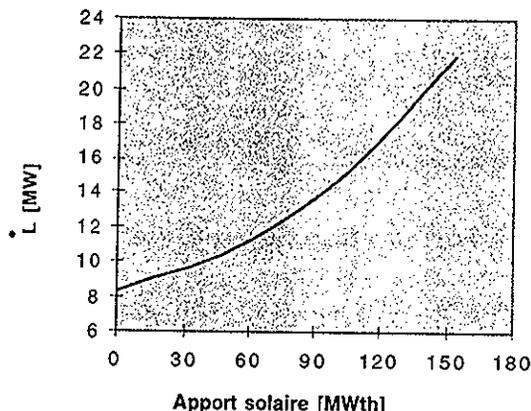


Figure 5. Pertes exergetiques liées au transfert de chaleur dans les récupérateurs en fonction de la puissance solaire thermique ($K_{0,HP} = 2,5 \cdot 10^{-3}$, $K_{0,LP} = 12,0 \cdot 10^{-3}$; $\Delta T_{min} \geq 5 \text{ }^\circ\text{C}$; $P_{s,HP} \leq 120 \text{ bar}$).

Figure 5. Heat transfer exergy losses in the steam generators as a function of the solar heat input ($K_{0,HP} = 2.5 \cdot 10^{-3}$, $K_{0,LP} = 12.0 \cdot 10^{-3}$; $\Delta T_{min} \geq 5 \text{ }^\circ\text{C}$; $P_{s,HP} \leq 120 \text{ bar}$).

Pincements critiques au niveau des paliers d'évaporation

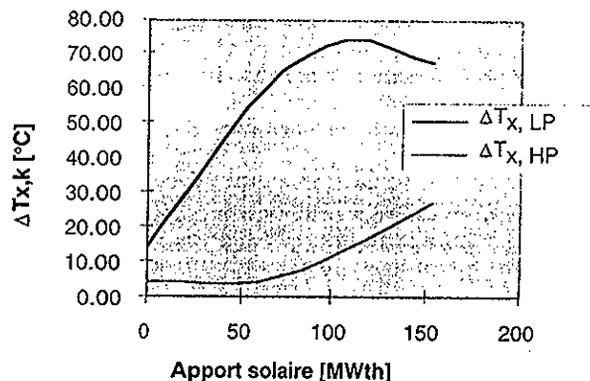


Figure 6. Pincements critiques au niveau des paliers d'évaporation.

Figure 6. Critical pinches at the evaporation levels.

(figure 7) ; les pertes exergetiques sont alors d'autant plus importantes que les niveaux de température sont faibles (augmentation de la pente de croissance).

Les courbes de rendement exergetique du transfert de chaleur dans les récupérateurs présentent la même allure que celles d'efficacité du cycle à vapeur (figures 8 et 9) ; les performances du cycle dépendent étroitement des pertes exergetiques dans les récupérateurs.

Température des vapeurs de surchauffe

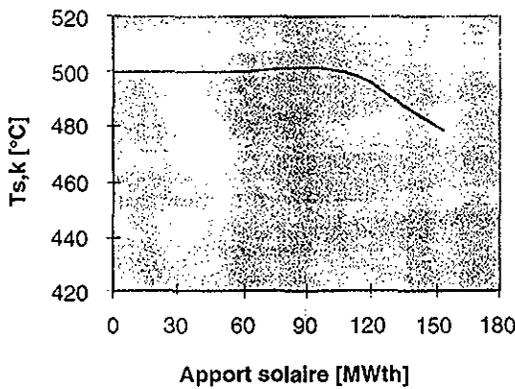


Figure 7. Température maximale de la vapeur à l'entrée des turbines HP et LP.

Figure 7. Maximum temperatures at the inlet of the HP and LP steam turbine units.

Rendement exergetique de transfert de chaleur

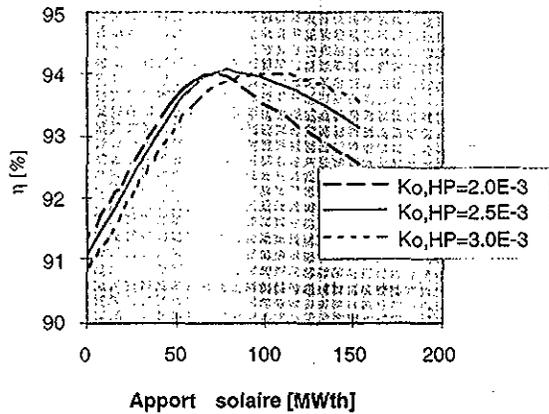


Figure 8. Rendements exergetiques des récupérateurs, paramétrés par la constante du cône $K_{0,HP}$.

Figure 8. Steam generator exergetic efficiency as a function of the solar input with 3 different high pressure turbine cone values.

En effet, pour une enveloppe de cône choisie à partir des conditions de dimensionnement (par exemple $K_{0,HP} = 2,5 \cdot 10^{-3}$, $K_{0,LP} = 12,0 \cdot 10^{-3}$), l'efficacité du cycle à vapeur croît en fonction de la puissance solaire thermique, jusqu'à une valeur maximale correspondant à $\dot{Q}_{sun} = \dot{Q}_{sun,0}$, puis diminue lentement (figure 9).

Pour $\dot{Q}_{sun} < \dot{Q}_{sun,0}$, l'efficacité du cycle est pénalisée :

- d'une part, par le rendement électrique-mécanique du groupe de turbines à vapeur ; en effet, la puissance électrique produite chute de 85 MWe pour le mode de

Efficacité optimale du cycle à vapeur

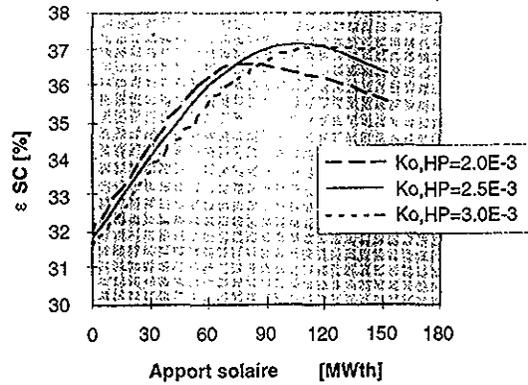


Figure 9. Efficacités du cycle à vapeur, paramétrées par la constante du cône $K_{0,PH}$.

Figure 9. Steam cycle First Law efficiency as a function of the solar input with 3 different high pressure turbine cone values.

fonctionnement «ISCCS- jour» à 23 MWe, soit 29 % de la charge maximale, pour le mode «CC-nuit» ;

- d'autre part, par la non-adaptation des pressions de fonctionnement ; en effet, la diminution de la puissance solaire thermique se traduit par une diminution des débits-masses de vapeur à l'entrée des turbines haute et basse pression (figures 10 et 11) ; ceci correspond à une diminution des pressions de travail (figures 12 et 13), afin de rester dans l'enveloppe du cône des débits, définie par exemple par $K_{0,HP} = 2,5 \cdot 10^{-3}$ pour la turbine HP et $K_{0,LP} = 12 \cdot 10^{-3}$ pour la turbine LP.

Débit massique de la turbine haute pression

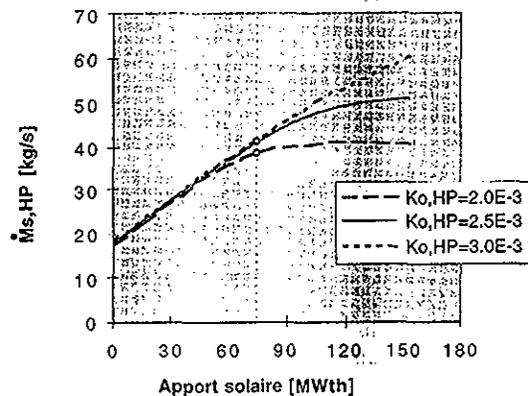


Figure 10. Débits-masses de vapeur à la turbine haute pression, paramétrés par la constante du cône $K_{0,HP}$

Figure 10. High pressure steam turbine massflows as a function of the solar input with 3 different high pressure turbine cone values.

Débit massique de la turbine basse pression

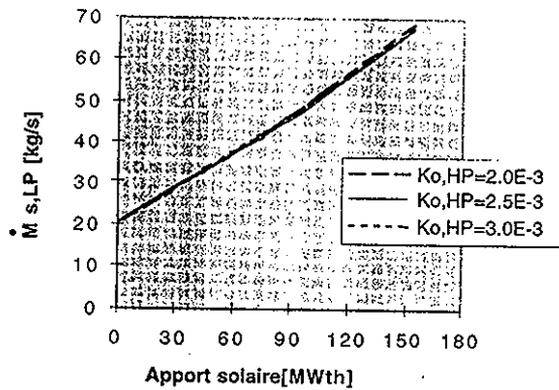


Figure 11. Débits-masses de vapeur à la turbine basse pression, paramétrés par la constante de cône $K_{0,HP}$.

Figure 11. Low pressure steam turbine massflows as a function of the solar input with 3 different high pressure turbine cone values.

Pression optimale du second palier d'évaporation

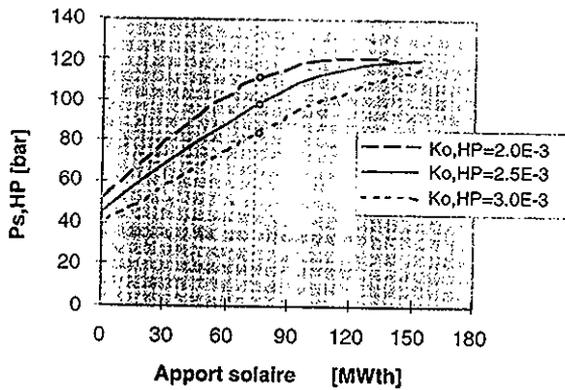


Figure 12. Pressions optimales du palier d'évaporation supérieur, paramétrées par la constante du cône $K_{0,HP}$.

Figure 12. Optimum steam high pressure level as a function of the solar input with 3 different high pressure turbine cone values.

Pour $\dot{Q}_{sun} = \dot{Q}_{sun,0}$, la vapeur haute pression est maximale (figure 12), notée $P_{max,HP}$. Celle-ci représente, dans cette optimisation, la borne supérieure de la variable indépendante $P_{s,HP}$.

Pour $\dot{Q}_{sun} > \dot{Q}_{sun,0}$, les effets de la limitation de pression dans les récupérateurs (contrainte d'inégalité $P_{s,HP} < P_{max,HP}$), ainsi que celui de la diminution progressive de la température des vapeurs de sortie (figure 7), sont légèrement pénalisants par rapport aux performances du cycle à vapeur.

Pression optimale du premier palier d'évaporation

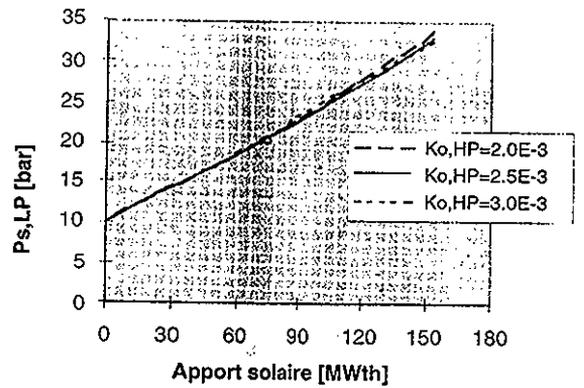


Figure 13. Pressions optimales du palier d'évaporation inférieur, paramétrées par la constante du cône $K_{0,HP}$.

Figure 13. Optimum steam low pressure level as a function of the solar input with 3 different high pressure turbine cone values.

Le point G ($\epsilon_{max}, \dot{Q}_{sun,0}$) d'efficacité maximale (figure 9) se décale vers la droite pour une constante $K_{0,HP}$ croissante. En effet, pour une puissance solaire thermique donnée, qui correspond à un débit total de vapeur $M_{tot} = M_{s,LP}$ (représenté par la droite en pointillés verticale de la figure 11), la pression $P_{s,HP}$ du palier supérieur atteint plus rapidement sa borne supérieure, pour autant que $K_{0,HP}$ soit faible (figure 12).

Les pressions $P_{s,HP}$, et $P_{s,LP}$, respectivement à l'entrée des turbines haute et basse pression, augmentent linéairement avec les débits-masses correspondants (figure 14). Ceci découle des caractéristiques des tur-

Pression optimale de vapeur en fonction du débit massique dans chaque turbine

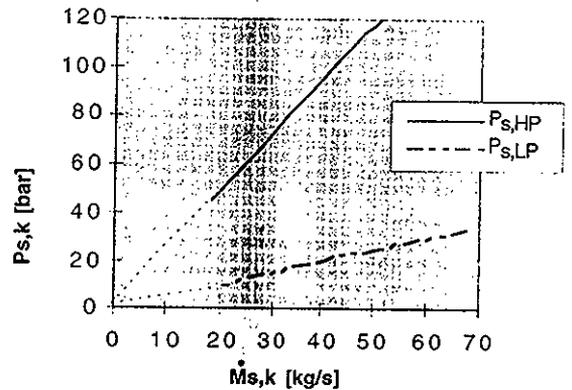


Figure 14. Pressions de vapeur à l'entrée des turbines haute et basse pression en fonction des débits correspondants.

Figure 14. Steam turbine inlet pressures as a function of the corresponding massflows.

bins à vapeur, qui ont des rapports d'expansion élevés ($P_{out,k}/P_{s,k} \ll 1$) [9, 12] et qui présentent le même type d'écoulement autour des aubes pour tous les régimes de fonctionnement (débit-volume relativement constant); ainsi l'équation (5) devient :

$$(\dot{V}_{s,k})^{\frac{1}{2}} \sqrt{\frac{\dot{M}_{s,k}}{P_{s,k}}} = K_{0,k} = cte \quad (5')$$

Cependant, le débit-masse de vapeur correspondant au palier inférieur de pression ($\dot{M}_{b,LP} = \dot{M}_{s,LP} - \dot{M}_{s,HP}$, avec $\dot{M}_{s,LP} = \dot{M}_{tot}$) ne varie que relativement lentement à faible charge, puis augmente rapidement en fonction de la puissance solaire thermique (figure 15), étant donné que $\dot{M}_{s,HP}$ est maintenu constant lorsque $P_{s,HP}$ atteint la valeur $P_{max,HP}$.

Débit massique optimal du premier palier d'évaporation

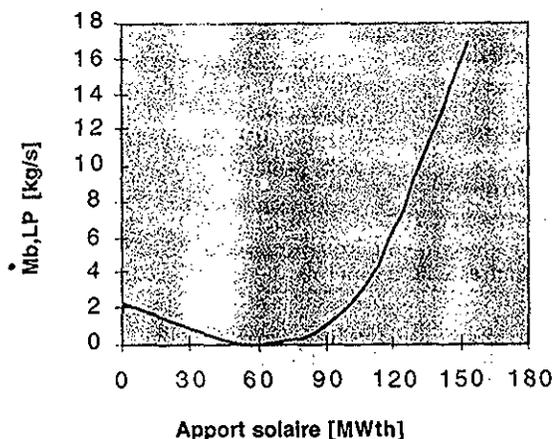


Figure 15. Débit-masse de vapeur correspondant au palier inférieur en fonction de la puissance solaire thermique.

Figure 15. Lower pressure steam massflow as a function of the solar input.

5. CONCLUSION

Une extension de la méthode du pincement global étendue aux pertes exergetiques de transfert de chaleur a été mise en évidence sur une nouvelle génération de centrale de production d'électricité (Paesi). Ainsi, pour minimiser les pertes exergetiques, le cycle à vapeur doit travailler avec des niveaux de pression les plus élevés possibles, pour autant que le pincement global, ainsi que l'enveloppe du cône des débits défini pour chaque turbine, soient respectés. Une telle approche présente

l'avantage d'être généralement applicable à l'ensemble des centrales électro-thermo-solaires, hybrides ou non, mais fonctionnant avec des turbines à vapeur. Même si les composites étendues ne garantissent pas toujours la connaissance complète des flux réels de chaleur, celles-ci offrent au concepteur une méthode d'analyse préliminaire pour la compréhension de l'influence de différents paramètres, en vue de configurations du réseau d'échangeurs exergetiquement optimal. Pour un système à plusieurs paliers d'évaporation, l'indice k décrit les niveaux de pression dans le cas d'une généralisation de cette approche. Cependant, comparée avec la méthode du pincement traditionnelle, cette approche ne tient pas compte des différences de coûts liés au composants; une modélisation thermo-économique et/ou environnisme [13, 14] pourrait être envisagée.

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] 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 27 (164-165) (1991)
- [3] Allani Y., Favrat D., Spakovsky V., CO₂ mitigation through the use of hybrid solar-combined cycles, in : Third Int. Conf. on Carbon Dioxide Removal Technologies (ICDDR-3), MIT, Cambridge, USA, 1996.
- [4] Feng X., Zhu X.X., Combining pinch and exergy analysis for process modifications, Appl. Therm. Eng. 17 (3) (1997) 249-261.
- [5] Staine F., Favrat D., Energy integration of Industrial Processes based on the pinch analysis method extended to include exergy factors, Appl. Therm. Eng. 16 (6) (1996) 497-507.
- [6] Sorin M., Paris J., Combined exergy and pinch approach to process analysis, Comput. Chem. Eng. 21 (Suppl.) (1997) S23-S28.
- [7] Böls A., Turbomachines thermiques, LTT EPFL, Lausanne, mars 1993.
- [8] Traupel W., Thermische Turbomaschinen, Springer Berlin/Heidelberg, New York, 1966.
- [9] Kehlhofer R., Calcul du comportement à charge partielle des centrales combinées à turbines à gaz et à vapeur, Brown Boveri, N° CH-T 040 103 E.
- [10] Status Report on Solar Thermal Power Plants, Pilkington Solar International GmbH, January 1996.
- [11] Kehlhofer R., Combined-Cycle Gas & Steam Turbine Power Plants, The Fairmont Press Inc., 1991.
- [12] Bollier H., De l'emploi du cône des débits, Bulltin Escher Wyss, Tome 15/16, N° 1942/43.



[13] Von Spakovsky M.R., Aspects of the thermoeconomic modeling of energy systems with cogeneration, Rev. Gén. Therm. (383) (1995).

[14] Pelster S., Environomic modeling and optimization of advanced combined cycle cogeneration power plants including CO₂ separation options, Thèse, EPFL, 1998.

ANNEXE

Les pertes exergetiques liées au transfert de chaleur entre la source chaude et la source froide sont définies par l'équation suivante :

$$\dot{L} = \dot{E}_{q,hot} - \dot{E}_{q,cold} \quad (8)$$

où $\dot{E}_{q,hot}$, $\dot{E}_{q,cold}$ représentent respectivement la co-puissance chaleur cédée par les fluides chauds (huile thermique, gaz chauds) et celle reçue par la vapeur au niveau des récupérateurs HSSG et HRSGs. La co-puissance chaleur s'exprime de la façon suivante :

$$\dot{E}_q^+ \int \left(1 - \frac{T_a}{T}\right) \delta \dot{Q}^+ \quad (9)$$

La tranche d'énergie chaleur transférée du flux chaud au flux froid peut être exprimée par l'équation suivante, quelle que soit la nature du fluide (liquide, gaz ou vapeur), car la transformation est supposée ici se faire à pression constante :

$$\delta \dot{Q}^+ = -\dot{M}_i dh_i = \dot{M}_{j,k} dh_{j,k} \quad (10)$$

où l'indice i décrit les types de fluides de la composite chaude ($i = g, o$), j l'état thermodynamique du fluide froid ($j = w, b, s$) et enfin k définit le niveau de pression de la vapeur ($k = HP, LP$).

Pour tous les segments de flux monophasés (liquide, vapeur ou gaz parfait) et en l'absence de pertes de charge, les variations d'enthalpie et d'entropie peuvent être approximées par :

$$dh = c_p(T,P) dT \quad \text{et} \quad ds = c_p(T,P) \frac{dT}{T} \quad (11)$$

avec

$$C_{p_{j \neq b,k}}(T, P_k) = \left(\frac{\partial h_{j,k}}{\partial T_{j,k}} \right)_{P=P_k} = \frac{dh_{j,k}}{dT_{j,k}} \approx \frac{\Delta h_{j,k}}{\Delta T_{j,k}} \quad (12)$$

On en déduit les équations suivantes :

$$\dot{E}_{q,hot} = \sum_i \dot{M}_i \left(\Delta h_i - c_{p_i} T_a \int \frac{dT_i}{T_i} \right) \quad (13)$$

$$\dot{E}_{q,cold}^+ = \sum_k \left(\sum_j \dot{M}_j \left(\Delta h_{j,k} - T_a \int \frac{dh_{j,k}}{T_{j,k}} \right) \right) \quad (14)$$

Ainsi, en tenant compte de l'équation de conservation d'énergie au niveau des récupérateurs :

$$\sum_i \dot{M}_i \Delta h_i + \sum_k \left(\sum_j \dot{M}_j \Delta h_{j,k} \right) = 0 \quad (15)$$

on obtient l'équation (1), qui représente les pertes exergetiques de transfert de chaleur dans les récupérateurs.

Les pincements $\Delta T_{x,LP}$, $\Delta T_{x,HP}$ sont donnés de manière générale par l'expression (16) suivante :

$$\Delta T_{x,k} = \frac{\Delta H_{x,k} + \sum \dot{M}_i C_i T_{i,out}}{\sum \dot{M}_i c_i} - T_{b,k} \quad (16)$$

avec

$$\Delta H_{x,k} = \sum \dot{M}_{j,k} \Delta h_{j,k} \quad (17)$$

$\Delta H_{x,LP}$ représente la puissance-chaleur fournie par les fluides chauds pour préchauffer respectivement l'eau à basse pression jusqu'à l'état de liquide saturé et l'eau à haute pression jusqu'à la même température ($j = w$ et $k = LP, HP$ avec $T < T_{b,LP}$).

$\Delta H_{x,HP}$ représente la puissance-chaleur fournie par les fluides chauds pour préchauffer l'eau à haute pression jusqu'à l'état de liquide saturé et celle nécessaire pour le préchauffage, l'évaporation et le surchauffage de la vapeur basse pression jusqu'à la même température (pour $k = HP$; $j = w$ et pour $k = LP$; $j = w, b, s$ avec $T < T_{b,HP}$).

Le troisième point de pincement appelé ΔT_y n'existe que lorsque la température notée T_y dans la figure 3 est supérieure à la température de saturation, correspondant au palier de pression HP.

Si l'on note $\Delta H_{g,o}$ la puissance que les gaz chauds auraient transférée à la vapeur pour que leur température s'abaisse de $T_{g,in}$ à $T_{o,in}$, c'est-à-dire :

$$\Delta H_{g,o} = \dot{M}_g C_{p_g} (T_{g,in} - T_{o,in}) \quad (18)$$

le pincement ΔT_y est donné par l'équation suivante :

$$\Delta T_y = [T_{o,in} - T_y] \Delta H_y = \Delta H_{g,o} \quad (19)$$

où ΔH_y représente une partie de la puissance-chaleur reçue par la vapeur au niveau des zones de surchauffe et de resurchauffe ($k = LP, HP$ et $j = s$, avec $T > T_{b,HP}$). Deux cas sont possibles, selon que la température T_y est supérieure ou inférieure à la température T_m , après mélange de vapeur à la sortie de la turbine haute pression :

$$\Delta H_y = \sum_{jk} \dot{M}_{j,k} \Delta h_{y,j,k} \quad \text{pour } T_y > T_m \quad (20)$$

$$\Delta H_y = \dot{M}_m (h_m - h_{y,HP}) + \sum_{jk} \dot{M}_{j,k} \Delta h_{y,j,k} \quad \text{pour } T_y < T_m \quad (21)$$

avec $\Delta h_{y,j,k} = h_{s,k} - h_{y,k}$. Le calcul de ΔT_y se fait par itération successive sur la température notée T_y . La condition d'arrêt est donnée par l'égalité $\Delta H_y = \Delta H_{g,o}$.

Abridged English Version

Synthesis and optimization approach for integrated solar combined cycle systems based on pinch technology. Part I. Heat recovery pressure levels

Large thermal solar power plants with cylindroparabolic concentrators and Rankine steam cycles have been proven to be one of the most efficient and economical ways to convert solar energy into electricity (reference to the SEGS plants in California [1]). Recent technological progress opens interesting prospects, in particular by adding a fuel fired gas turbine topping cycle, converting these plants into Integrated Solar Combined Cycle System (ISCCS). Major advantages of the latter are, among others, a significantly higher power availability, an improved equipment amortization and a better conversion efficiency. In the short to medium terms these plants represent one of the most realistic and economical ways to gradually replace fossil fuel with solar energy [2, 3], at least for regions in the sun belt with growing electricity needs.

Methodologically speaking pinch technology has been proven to be an efficient tool to produce synthesis and design of industrial processes with reduced exergetic losses [4, 5, 6]. The challenge of its application to ISCCS is the highly variable operating conditions linked to the availability of solar radiation (variable hot composite).

As the option to using a supercritical bottoming cycle [7] is not obvious for steam cycles below 300 MW, this paper concentrates on multi-pressure steam evaporation bottoming cycles. In contrast to standard steam cycles with fixed steam inlet pressures, modern combined cycle plants, similar to the ones planned for the ISCCS, include sliding pressure levels at off-nominal conditions and the steam turbines conditions are governed by the so called 'Law of cone'. This paper introduces a mixed approach using pinch technology principles coupled with a mathematical programming optimization algorithm in order to simultaneously account for the minimization of heat transfer exergy losses and respect the off design operating conditions of the steam turbine. It is demonstrated on a two pressure steam cycle foreseen as part of an 80 to 125 MWe ISCCS proposed for Tunisia.

Figure 1a gives a schematic flowsheet of the planned ISCCS and figure 1b shows the hot composite (combining the thermal energy from the combustion gases

of the gas turbine and from the thermal oil of the solar collectors) for three different operating conditions. The reduced slope of the central part of the composite mainly corresponds to the solar thermal oil contribution which disappears at night. If the plant is operated with a strategy aimed at maximizing the yearly electricity production, it will operate continuously, except for the maintenance periods, and the night conditions will have the highest occurrence level. Steam turbine cone parameters of the law of cone corresponding to the night conditions are therefore chosen and maintained fixed during the optimization of the steam pressure levels at the other operating regimes.

The optimization of the pressure levels and mass flows is done on the basis of a minimization of the heat transfer exergetic losses (objective function) at each operating condition under constraints (respect of law of cone, imposed minimum pinch for all pressure levels, etc.). The variations of the main steam cycle parameters as a function of the thermal supply (combustion gases + solar thermal oil) are shown for an 80 to 120 MWe power plant equipped with two gas turbines and one steam turbine train. The resulting cold composites are shown in figure 5 for the two most extreme conditions. It can be seen that respecting the turbine conditions implies that the minimum pinches cannot be kept and the heat transfer exergy losses are higher for operations with solar energy input. Figures 8 and 9 show the evolution of the exergetic efficiency of the steam generators and of the First Law efficiency of the steam cycle in function of the solar input with values of the cone of the high pressure turbine as a parameter. Similarly figures 10 to 13 show the evolution of the steam massflows and pressures as a function of the solar input. The method presented can be applied to any ISCCS including a steam cycle with n different pressure levels. It could also serve as a base for a future extension which could consider economic values rather than heat recovery steam generators exergy losses for the objective function attribute of the optimization. The detailed distribution of massflows between the various heat recovery lines will be given in part II.



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,
École 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 interdependancy 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 ΔT_{\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 ΔT_{\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 ΔT_{\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