

Étude d'un moteur Ericsson couplé avec un concentrateur solaire cylindro-parabolique.

Muriel ALAPHILIPPE^{1*}, Maxime PERIER-MUZET², Philomène SÈNE³, Pascal STOUFFS²

¹IUT des Pays de l'Adour, Avenue de l'Université – 64000 Pau

²Univ. Pau & Pays Adour, LaTEP, EA 1932, Laboratoire de Thermique, Énergétique et Procédés, ENSGTI, Rue Jules Ferry, BP 7511, F-64075, France

³ Université de Reims -51000 Reims

*(auteur correspondant : muriel.alaphilippe@univ-pau.fr)

Résumé - Dans cette étude nous nous intéressons à un procédé hélio-thermodynamique de faible puissance. Il s'agit du couplage d'un moteur Ericsson et d'un capteur solaire cylindro-parabolique. Le concentrateur étudié correspond à un prototype existant de notre laboratoire. Nous avons simulé pour des conditions d'ensoleillement de 1000 W.m^{-2} les performances obtenues d'abord par le collecteur solaire, puis de façon globale par le système composé du capteur solaire et d'un moteur Ericsson. Nous avons ainsi pu déterminer les rendements des différents éléments du procédé : rendement du concentrateur, de l'absorbeur, du capteur solaire global, rendement mécanique du moteur Ericsson, et enfin le rendement global de conversion solaire en énergie mécanique.

Nomenclature

A	Surface, m^2	Φ	Flux, W
C_p	Chaleur massique à pression constante, $\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$	η	Rendement
d	Diamètre, m	λ	Conductivité thermique, $\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$
E_{recup}	Efficacité du récupérateur	ρ	Réfectivité
F	Facteur de forme	σ	$= 5,68.10^{-8}$ Constante de Stefan-Boltzmann

h Coefficient d'échange, $\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$

$k = (\gamma - 1) / \gamma$

L Longueur du concentrateur, m

m Masse, kg

\dot{m} Débit massique, kg s^{-1}

P Pression, Pa

T Température, K

\dot{W}_a Puissance mécanique à l'arbre, W

Symboles grecs

α Absorptivité

β Rapport de pressions

γ Rapport de chaleur spécifique à pression et à volume constants

ε Emissivité

Indices

abs absorbé

absorb absorbeur

amb ambiance

C compresseur

capt capteur

collect collecté

cr état à la sortie du compresseur,

E cylindre de détente

env enveloppe de l'ampoule sous vide

er état à la sortie du cylindre de détente

ext externe

h état à la sortie de l'absorbeur

is isentropique

<i>k</i>	état à l'entrée du moteur	<i>rh</i>	état entre le récupérateur et l'entrée de l'absorbeur
<i>m</i>	mécanique		
<i>mot</i>	moteur	<i>rk</i>	état à la sortie du récupérateur,
<i>ref</i>	réfléchi	<i>sol</i>	solaire

1.

Introduction

Dans le contexte économique et environnemental actuel, l'utilisation de la ressource solaire disponible présente un intérêt évident (ressource renouvelable, à faible impact en gaz à effet de serre). Ces dernières années, on constate une renaissance de la filière héliothermodynamique notamment pour la production d'électricité. Les installations réalisées à travers le monde varient de quelques kW à quelques MW. Sur ces installations, le captage solaire repose sur des technologies telles que les tours solaires, les champs de capteurs cylindro-paraboliques... La conversion thermodynamique de l'énergie solaire [1] est ensuite réalisée grâce à des systèmes tels que : turbine à vapeur, ORC, turbines à gaz, moteurs Stirling... Dans notre laboratoire nous nous intéressons depuis les années 2000 à la cogénération solaire de faible puissance (1 à 50 kW). Nous travaillons essentiellement sur des systèmes composés de concentrateurs cylindro-paraboliques couplés avec des moteurs Ericsson (Moteur à apport de chaleur externe).

Notre but dans cette étude consiste à caractériser les performances d'un système conçu à partir d'un prototype de capteur solaire développé dans notre laboratoire en le couplant avec un moteur Ericsson 'théorique'. À cette fin, nous analysons d'abord les performances du collecteur solaire à l'aide d'une modélisation optique établie avec le logiciel SolTRACE. Dans une deuxième étape, nous établissons un modèle global de l'installation, c'est-à-dire du capteur solaire et du moteur. À partir de ce modèle, nous développons un outil de simulation avec le logiciel EES. Ce dernier nous permet de caractériser les performances globales du système et de réaliser des études de sensibilité paramétriques sur les principaux paramètres de dimensionnement et les conditions opératoires.

Nous proposons dans un premier temps de présenter le système étudié et son principe de fonctionnement. Une seconde partie fait état des modèles que nous avons développés pour décrire le fonctionnement de cette installation. Enfin nous décrivons dans une dernière section les simulations que nous avons réalisées et présentons les résultats obtenus sur l'ensemble du système.

2.

Présentation du système étudié

Le système étudié permet la conversion de l'énergie solaire en travail mécanique en vue de la production d'électricité. Il est composé d'un capteur solaire constitué d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique et d'un absorbeur solaire à tube sous vide, et d'un moteur Ericsson à cycle ouvert avec récupérateur de chaleur (fig. 1). Les moteurs Ericsson sont des moteurs à apport de chaleur externe, de la même famille que les moteurs Stirling. À la différence des moteurs Stirling, des clapets ou soupapes isolent les espaces de détente et de compression lors de la détente et de la compression du fluide de travail.

Dans la machine proposée, l'air ambiant est utilisé comme fluide de travail dans le moteur mais également comme fluide caloporteur dans l'absorbeur solaire. Conformément au schéma de principe (fig. 1), l'air ambiant est d'abord comprimé dans l'espace C, puis préchauffé grâce

au récupérateur R, ensuite chauffé dans le capteur à concentration solaire, H et enfin détendu dans un espace de détente E. Avant d'être rejeté dans l'atmosphère, l'air détendu cède ses calories dans le récupérateur afin de préchauffer l'air comprimé. L'air rejeté pourra éventuellement servir à une cogénération.

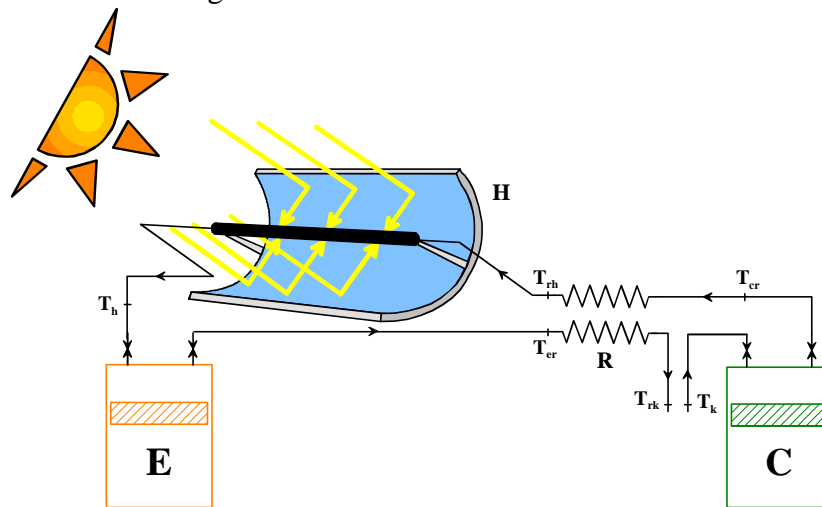


Figure 1 : Schéma de principe du système étudié.

Pour le captage solaire nous utilisons un prototype de capteur solaire développé par notre laboratoire représenté en figure 2. Le miroir de ce capteur solaire est réalisé en aluminium poli, et caractérisé par les coefficients optiques suivants : $\tau = 0$; $\alpha = 0,05$; $\rho = 0,95$. Les dimensions de la surface d'ouverture sont 0,81 m par 1,92 m. Sur la ligne focale du capteur, est placée une ampoule de verre, dans laquelle règne un vide poussé de l'ordre de 10^{-3} Pa (fig. 2). À l'intérieur de celle-ci l'absorbeur absorbe le rayonnement solaire concentré et transfère la puissance thermique au fluide caloporteur. L'absorbeur est constitué d'une ailette parallélépipédique comprenant un tube en « U » de 0,015 m de diamètre (d_{tube}) où circule l'air (fig. 3). Il est entouré d'une enveloppe cylindrique en verre de borosilicate ayant un diamètre ($d_{int env}$) de 0,105 m (qui est sensiblement égal à la largeur de l'ailette).

3.

Modélisation du système

Pour modéliser le système nous avons développé, un modèle pour le capteur solaire et l'autre pour le moteur Ericsson. La modélisation du capteur solaire est réalisée en deux étapes : une modélisation optique établie avec le logiciel SolTRACE qui permet de quantifier le flux solaire concentré reçu au niveau de l'enveloppe de verre de l'absorbeur.



Figure 2 : Photographie du prototype de capteur solaire.

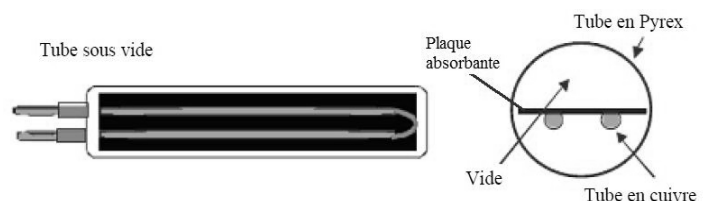


Figure 3 : Schéma de l'absorbeur dans l'ampoule sous vide.

Puis, une modélisation thermique de l'absorbeur qui permet de quantifier les puissances échangées entre les différents composants de cet élément. La modélisation du moteur Ericsson est établie en considérant que ce dernier fonctionne suivant le cycle de Joule-Brayton (fig. 4).

Dans ces modèles, l'air est considéré comme un gaz parfait avec une capacité calorifique constante.

3.1. Le capteur solaire

3.1.1.

Modélisation optique

La modélisation optique du collecteur solaire a été réalisée à l'aide du logiciel de lancer de rayons SolTRACE [2]. Ce logiciel utilise la méthode dite de Monte Carlo. L'utilisateur choisit le nombre de rayons qu'il souhaite lancer depuis le soleil. Le logiciel produit alors de manière aléatoire une série de rayons en respectant la distribution de flux à la surface du disque solaire choisie par l'utilisateur (homogène, Gaussienne, etc...). Le principe de base est ensuite de calculer la trajectoire de chaque rayon pour voir comment il interagit avec les différents éléments du système et de pouvoir ainsi déterminer le nombre de rayons qui impactent chaque surface. À toutes les étapes, le logiciel détermine l'angle de réflexion de chaque rayon en fonction de son point d'impact, de son angle d'incidence et de la géométrie de la surface en respectant une loi statistique de distribution d'erreurs correspondant aux imperfections de l'élément réfléchissant (erreurs macroscopiques ou microscopiques). Cette méthode de calcul reproduit le parcours réel des photons. En utilisant un grand nombre de rayons, elle permet d'avoir des résultats précis même avec des systèmes optiques complexes.

Le système optique du collecteur considéré dans cette étude est composé de la surface réfléchissante du concentrateur et du tube de l'absorbeur solaire. Bien que réellement composé de quatre miroirs disposés les uns à côté des autres, la surface réfléchissante du concentrateur est modélisée comme un seul miroir de section parabolique auquel on applique une erreur optique moyenne globale (σ_{optique}) [3]. On suppose que les propriétés optiques (réflectivité, absorptivité) sont uniformes sur l'intégralité de la surface réfléchissante. On considère que le suivi solaire est très précis et donc que l'ouverture du concentrateur est constamment perpendiculaire aux rayons provenant du disque solaire. La surface externe de l'enveloppe de verre de l'absorbeur est modélisée par une surface cylindrique centrée sur la bande focale du concentrateur.

3.1.2.

Modélisation de l'absorbeur solaire

La modélisation de l'absorbeur solaire est établie en appliquant le premier principe de la thermodynamique en régime stationnaire sur les différents éléments qui le composent. On suppose leur température homogène. Pour l'ampoule de verre, les surfaces extérieure et intérieure du tube sont considérées à des températures différentes.

La surface externe de l'enveloppe de verre reçoit le flux solaire concentré réfléchi par le concentrateur. On suppose ici que ce flux est uniformément réparti à la surface de l'ampoule. La majorité du flux solaire traverse la surface de verre mais une fraction de ce dernier est réfléchi et une autre absorbée ($\Phi_{\text{sol abs env}}$). La surface externe de l'enveloppe de verre est également le siège de transferts convectifs avec le milieu ambiant et d'échanges radiatifs avec le ciel ($\Phi_{\text{env amb}}$). Du fait de la différence de température entre la surface interne et la surface externe de l'ampoule un échange conductif s'établit au sein du verre ($\Phi_{\text{int-ext env}}$). Ainsi le bilan thermique de la surface externe de l'enveloppe est :

$$\Phi_{\text{sol abs env}} + \Phi_{\text{int-ext env}} + \Phi_{\text{env-amb}} = 0 \quad (1)$$

$$\Phi_{sol\ abs\ env} = \Phi_{sol\ conc} \alpha_{env} \quad (2)$$

$$\Phi_{int-ext\ env} = \frac{2 \pi \lambda_{env} L_{env} (T_{int\ env} - T_{ext\ env})}{\ln(d_{ext\ env}/d_{int\ env})} \quad (3)$$

La puissance échangée entre la surface extérieure de l'enveloppe et le milieu ambiant est calculée en considérant l'échange convectif avec l'air ambiant et l'échange radiatif avec le ciel.

$$\Phi_{env-amb} = A_{ext\ env} \left[h_{ext\ env} (T_{ext\ env} - T_{amb}) + \sigma \varepsilon_{env} (T_{ext\ env}^4 - T_{ciel}^4) \right] \quad (4)$$

où le coefficient d'échange $h_{ext\ env}$ est calculé à partir de la corrélation de Mc Adams [4].

L'ailette de l'absorbeur capte le flux solaire qui traverse la paroi de verre de l'ampoule. La majeure partie de ce flux est absorbée ($\Phi_{abs\ absorb}$) alors que l'autre partie est réfléchi (Φ_{refl}). Elle échange également avec l'air qui circule dans le tube de l'absorbeur par un transfert thermique convectif ($\Phi_{absorb-air}$) et avec la paroi interne de l'ampoule ($\Phi_{absorb-env}$). Du fait du vide poussé qui règne au sein de l'ampoule, on suppose que les échanges convectif et conductif entre l'ailette et le tube de verre sont négligeables devant l'échange radiatif.

$$\Phi_{sol\ abs\ absorb} + \Phi_{absorb-air} + \Phi_{absorb-env} = 0 \quad (5)$$

avec :

$$\Phi_{sol\ abs\ absorb} = \Phi_{sol\ conc} \tau_{env} \alpha_{abs} \quad (6)$$

$$\Phi_{absorb-air} = 2 \pi d_{tube\ absorb} L_{env} h_{int\ absorb} \Delta T m l_{absorb-air} \quad (7)$$

où le coefficient d'échange convectif ($h_{int\ absorb}$) est obtenu grâce à la corrélation de Dittus-Boelter [4] et $\Delta T m l_{absorb-air}$ est la différence de température moyenne logarithmique entre l'air et la paroi de l'absorbeur. La surface interne de l'ampoule échange avec l'ailette de l'absorbeur ($\Phi_{absorb-env}$). Cette surface reçoit et absorbe en partie le flux solaire qui impacte l'ailette de l'absorbeur et qui est réfléchi par cette dernière ($\Phi_{refl\ abs\ env}$).

$$\Phi_{absorb-env} = \frac{2 \sigma d_{int\ env} L_{env} \varepsilon_{env} (\varepsilon_{absorb} T_{absorb}^4 - \alpha_{absorb} T_{int\ env}^4)}{1 - \rho_{absorb} \rho_{env\ IR} F_{absorb-env}} \quad (8)$$

$$\Phi_{absorb-env} + \Phi_{ext-int\ env} + \Phi_{refl\ abs\ env} = 0 \quad (9)$$

avec:

$$\Phi_{refl\ abs\ env} = \Phi_{sol\ conc} \tau_{env} \rho_{abs} \alpha_{env} \quad (10)$$

L'air qui circule dans le tube de l'absorbeur est chauffé grâce au transfert convectif avec la paroi du tube. Le bilan thermique appliqué sur le fluide dans le tube de l'absorbeur donne :

$$\Phi_{air-absorb} + \dot{m}_{air} C p_{air} (T_{rh} - T_h) = 0 \quad (11)$$

3.2. Le moteur Ericsson

On suppose que le moteur Ericsson, fonctionne selon le cycle de Joule-Brayton à récupération représenté en figure 4. Dans le modèle proposé, la compression et la détente sont caractérisées par des rendements isentropiques supposés constants ($\eta_{is,C}$ et $\eta_{is,E}$). Les pertes mécaniques sont prises en compte par les rendements mécaniques à l'arbre de compression et à l'arbre de détente considérés constants ($\eta_{m,C}$ et $\eta_{m,E}$). Les pertes de charges ne sont pas prises en

compte ; de plus, tous les éléments sont supposés être adiabatiques, excepté l'absorbeur solaire.

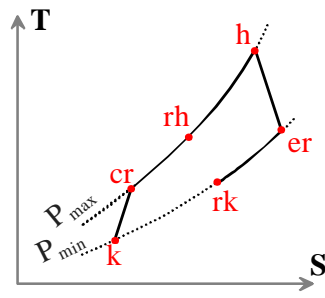


Figure 4 : Cycle de Joule-Brayton.

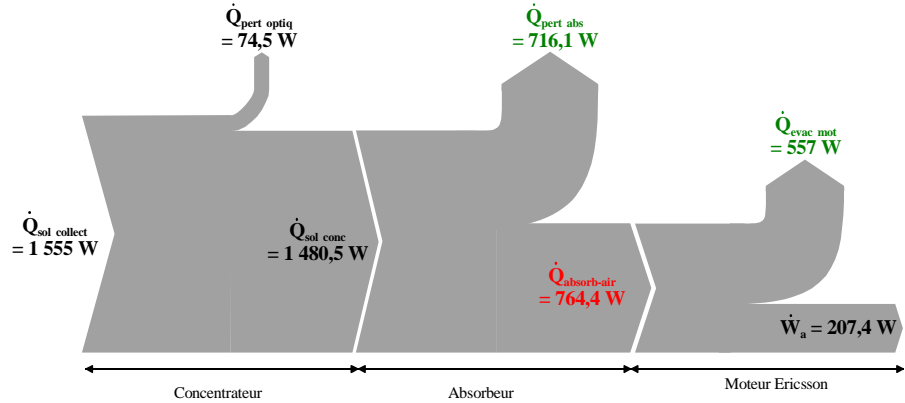


Figure 5 : Puissances échangées au sein du procédé et avec ses sources

Avec ces hypothèses, les bilans thermiques réalisés sur les différents éléments du moteur donnent le système d'équations qui suit :

$$T_{cr} = T_k + \frac{T_{cr, is} - T_k}{\eta_{is, C}} \text{ avec : } \frac{T_{cr, is}}{T_k} = \beta^k \quad (12)$$

$$T_{er} = T_h - \eta_{is, E} (T_h - T_{er, is}) \text{ avec : } \frac{T_h}{T_{er, is}} = \beta^k \quad (13)$$

où β est le rapport de compression ($\beta = P_{max}/P_{min}$) et le coefficient $k = (\gamma - 1)/\gamma$ avec γ le coefficient isentropique de l'air ($\gamma = 1,4$).

$$T_{er} - T_{rk} = T_{rh} - T_{cr} \text{ avec : } E_{recup} = \frac{T_{rh} - T_{cr}}{T_{er} - T_{rk}} \quad (14)$$

La puissance mécanique à l'arbre (\dot{W}_a) est calculée comme suit :

$$\dot{W}_a = \dot{W}_{a, E} - \dot{W}_{a, C} = \dot{m}_{air} \left[\eta_{m, E} C_{p, air} (T_h - T_{er}) - \frac{C_{p, air} (T_{cr} - T_k)}{\eta_{m, C}} \right] \quad (15)$$

3.3. Les indicateurs de performance

Les performances du système proposé sont évaluées grâce aux rendements calculés :

- concentrateur

$$\eta_{conc} = \frac{\Phi_{sol\ conc}}{\Phi_{sol\ collect}}$$

- capteur

$$\eta_{capt} = \frac{\Phi_{absorb-air}}{\Phi_{sol\ collect}}$$

- absorbeur

$$\eta_{absorb} = \frac{\Phi_{absorb-air}}{\Phi_{sol\ conc}}$$

- moteur

$$\eta_{mot} = \frac{\dot{W}_a}{\Phi_{absorb-air}}$$

- global
solaire/mécanique

$$\eta_{global} = \frac{\dot{W}_a}{\Phi_{sol\ collect}}$$

4.

Simulation et résultats

Un outil de simulation a été développé. Nous présentons dans cette partie les conditions de simulation et les principaux résultats obtenus. Deux séries de simulations ont été menées, la première permettant de définir un cas de référence du fonctionnement du système, la seconde est une étude de sensibilité paramétrique pour évaluer l'évolution des performances du système en fonction de la variation de certains paramètres de conception et de fonctionnement du moteur Ericsson.

4.1. Cas standard

La simulation optique a été menée en considérant les caractéristiques géométriques et optiques présentées dans la section 2. Les erreurs optiques dues aux déformations surfaciques et aux erreurs de pointage du concentrateur ($\sigma_{optique}$) ont été prises égales à 25 mrad. Pour choisir le nombre de rayons lancés afin de mener les calculs optiques, différentes simulations ont été réalisées en faisant varier ce paramètre. L'analyse des résultats de ces simulations nous a permis de constater que pour ce système optique à partir de 100 000 rayons lancés, les résultats obtenus sont indépendants de ce paramètre. Ainsi, pour cette étude, les simulations ont été réalisées avec 100 000 rayons issus du disque solaire lancés en direction du concentrateur avec un flux solaire direct égal à 1000 W m^{-2} . La cartographie des points d'impact des rayons solaires sur les différents éléments du système optique a ainsi été obtenue. À partir de cette dernière, on détermine le flux solaire collecté par les différents composants. La simulation de l'ensemble moteur-capteur a été réalisée en considérant un débit d'air (\dot{m}_{air}) de $0,0025 \text{ kg/s}$ et un rapport de pressions β de 2,5 [5, 6]. On considère qu'avec un rayonnement solaire, correspondant à la gamme de longueur d'onde visible et proche infrarouge, le verre a un taux de transmission τ_{env} estimé à 0,9 et de réflexion τ_{env} de 0,02. Avec un rayonnement basse température, correspondant à la gamme des infrarouges, la réflectivité ρ_{envIR} et l'absorptivité α_{envIR} sont respectivement considérés à 0,9 et 0,1.

A partir des résultats de la simulation, les puissances échangées au sein du procédé et avec les sources ont été évaluées cf. diagramme de Sankey (fig. 5). L'analyse de ce diagramme met en évidence que les pertes optiques du concentrateur sont faibles et que l'absorbeur génère les déperditions thermiques les plus importantes. La conversion thermique/mécanique du moteur proche de 30% est intéressante si on considère la possible valorisation du rejet thermique qui y est associé (tab. 1) (557 W à $471,9 \text{ K}$). La puissance mécanique produite de $207,4 \text{ W}$ correspond à un rendement de conversion global, solaire/mécanique (η_{global}) de 13,3 %. Ce rendement plus faible que le rendement instantané maximal proche de 30% obtenu avec les systèmes Dish-Stirling s'explique principalement par les pertes de l'absorbeur plus élevées par rapport à un concentrateur ponctuel. Il est cependant plus simple à mettre en œuvre.

η_{conc}	η_{absorb}	η_{capt}	η_{mot}	η_{global}
%	%	%	%	%
95,21	51,63	49,16	27,13	13,34
T_k	T_{cr}	T_{rh}	T_h	T_{rk}
K	K	K	K	K
293,15	421,3	623,5	904,2	471,9

Tableau 1 : Rendements et températures issues de la simulation numérique.

4.2.

Étude de sensibilité paramétrique

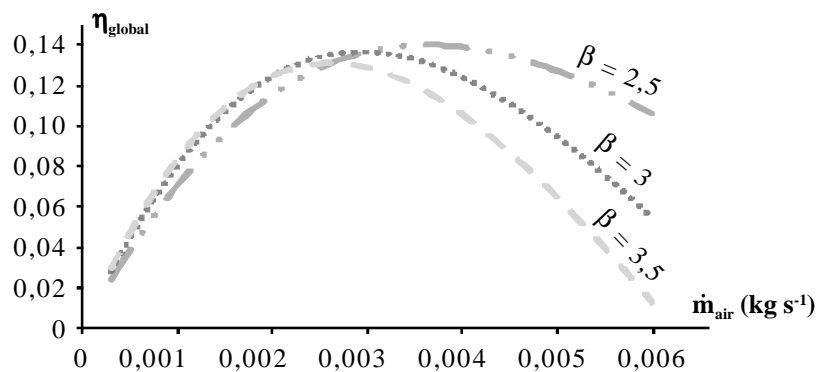


Figure 6 : Étude paramétrique sur les paramètres de fonctionnement du moteur

Dans un deuxième temps nous avons réalisé une étude de sensibilité paramétrique (fig. 6) relative au dimensionnement du moteur et à ses conditions opératoires. Nous constatons que le rapport de pressions optimal est faible (environ 2,5), ceci, grâce à la présence du récupérateur. Nous avons fait varier le débit massique entre 0,0025 et 0,0043 kg/s . Ainsi, pour un moteur dimensionné avec un rapport de pressions de 2,5; nous obtenons un rendement global de 14 %, avec un débit d'air de 0,0036 kg/s .

5.

Conclusion

Nous avons étudié le couplage d'un concentrateur cylindro-parabolique avec un moteur Ericsson en utilisant l'air à la fois comme fluide caloporteur et comme fluide de travail.

Dans un premier temps, les performances du collecteur solaire ont été déterminées à l'aide d'une modélisation optique établie avec le logiciel SolTRACE. Dans un deuxième temps à partir d'un modèle global de l'installation, nous avons effectué des simulations numériques grâce au logiciel EES. Les résultats obtenus mettent en évidence que le système capteur-moteur fonctionne avec un rendement global maximum de 14 %. Ce rendement est tout à fait correct d'autant plus qu'il est possible de produire simultanément une puissance thermique par cogénération. Ces résultats confirment les travaux précédemment menés [5], [6].

Références

- [1] D. MILLS, Advances in solar thermal electricity technology. Solar Energy, pp19-31, 2004.
- [2] NREL, Concentrating solar power research – SolTrace www.nrel.gov/csp/soltrace.
- [3] F. NEPVEU, Production décentralisée d'électricité par système Parabole/STIRLING : application au système EURODISH, Université de Perpignan, 2008, 283 pages.
- [4] Y. A. CENGEL, Heat transfer: a practical approach, McGraw-Hill, Boston, 2003.
- [5] M. ALAPHILIPPE, S BONNET and P. STOUFFS. Low power Thermodynamic Solar Energy Conversion: Coupling of a parabolic Trough Concentrator and a Ericsson Engine. International Journal of Thermodynamics, N°10, pp 37-45, 2007.
- [6] A. TOURÉ, Thèse de Doctorat, Étude théorique et expérimentale d'un moteur ERICSSON à cycle de Joule pour conversion thermodynamique d'énergie solaire ou pour micro-cogénération, Université de Pau et des Pays de l'Adour, 2010.