OPTIMISATION THERMODYNAMIQUE D'UN NOUVEAU CONVERTISSEUR DE CHALEUR EN ELECTRICITE « TURBOSOL »

Mathilde BLAISE[a,b*], Michel FEIDT[a], Denis MAILLET[a]

[a]Laboratoire d'Energétique et de Mécanique Théorique et Appliquée (LEMTA-ENSEM), UMR 7563, Université de Lorraine, Vandoeuvre-lès-Nancy, 54518, France
[b]Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie (ADEME), 20, avenue du Grésillé- BP 90406, 49004 Angers Cedex 01, France

[*] Auteur correspondant: mathilde.blaise@hotmail.fr

Résumé. De nombreux rejets thermiques industriels ne sont pas valorisés. Un moyen d'exploiter ces rejets est de les convertir en électricité. Pour cela, il est nécessaire de développer des moteurs à apport de chaleur externe. Les plus courants sont les moteurs de Stirling ainsi que les machines à Cycle Organique de Rankine. Un nouveau type de convertisseur appelé « Turbosol » a été imaginé dans le but de valoriser les rejets thermiques industriels en accord avec les contraintes économiques et technologiques des industries. Ce convertisseur a pour principale originalité d'être basé sur une détente motrice quasi-isotherme du fluide de travail. Cette détente motrice du gaz est réalisée dans une tuyère. Le fluide cyclé, qui est de la vapeur d'eau, est détendu en présence d'huile sous forme de gouttelettes. Cela permet au mélange d'avoir à la fois les propriétés compressibles d'un gaz et les propriétés thermiques d'un liquide. Le cycle thermodynamique suivi par le fluide de travail dans le procédé « Turbosol » est modélisé puis optimisé par maximisation de la puissance produite. Une étude de sensibilité aux paramètres est réalisée.

Mots-clés : chaleur fatale ; Turbosol ; détente quasi-isotherme.

1. INTRODUCTION

Turbosol est un convertisseur de chaleur en électricité. Le développement de ce convertisseur s'inscrit dans un contexte de valorisation des rejets thermiques industriels par production d'électricité. L'entreprise HEVATECH qui exploite le brevet et commercialise le système Turbosol est une jeune entreprise spécialisée dans la valorisation de la chaleur fatale dans les secteurs de l'industrie et de l'énergie. Le concept du convertisseur repose sur un système de détente motrice quasi-isotherme d'un mélange de vapeur d'eau et d'huile dans une tuyère [1].

Une modélisation thermodynamique du cycle thermodynamique est réalisée. Celle-ci abouti à une optimisation du cycle par maximisation de la puissance produite pour une température et un débit de source chaude disponible fixé.

2. LE CONVERTISSEUR « TURBOSOL »

2.1 Description du concept

Le schéma de principe de Turbosol est donné en figure 1. Le convertisseur comprend deux boucles avec deux fluides distincts, de l'eau et une huile. L'huile est le fluide caloporteur, il prend la chaleur à la source chaude, qui, dans notre cas précis, correspond à la récupération de la chaleur fatale d'un procédé. Cette huile chaude est mise en contact direct avec de l'eau froide sous pression, cela correspond à la phase de mélange. L'eau froide se vaporise quasi-instantanément et le mélange de vapeur d'eau et d'huile passe dans une tuyère de détente, comme présenté en figure 2. Cette seconde étape correspond à la phase d'accélération du mélange. Durant cette phase d'accélération plusieurs objectifs sont à remplir. Il faut que la phase liquide transmette de la chaleur à la phase gazeuse, la phase gazeuse doit se détendre

de la pression haute à la pression basse et la phase liquide doit être entrainée par la phase gazeuse.

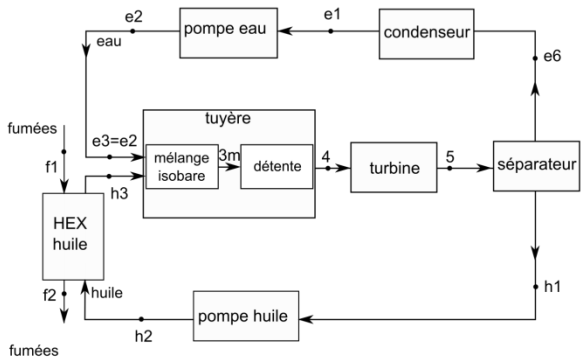

Fig 1 : Schéma de principe de Turbosol

La détente correspond à la conversion de l'énergie thermique en énergie cinétique. Le mélange détendu voit sa vitesse augmenter en passant d'un écoulement subsonique à un écoulement supersonique. Le mélange à haute vitesse et à la pression atmosphérique est injecté sur une turbine. L'énergie cinétique du jet est convertie en énergie cinétique de rotation de la turbine. La mise en rotation de la turbine couplée à un alternateur permet de générer de l'électricité. En sortie de turbine, le mélange est séparé. L'huile est renvoyée vers la source chaude par une pompe et l'eau est condensée. Si la pression est celle de l'atmosphère, la température de condensation de l'eau est de 100°C.

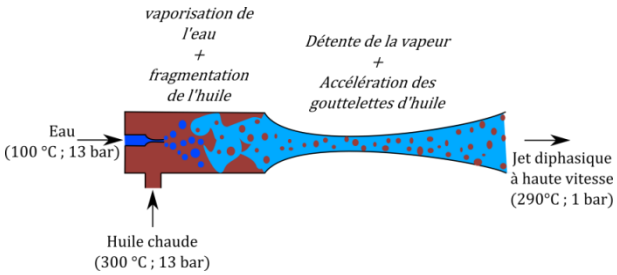

Fig 2 : Détail de la phase de mélange et d'accélération de Turbosol

2.2 **Cycles thermodynamiques**

L'évolution de l'eau cyclée dans Turbosol dans le diagramme entropique est donnée en Figure 3. Pendant la transformation e1-e2, l'eau est mise sous pression dans le domaine liquide. Ensuite pendant la transformation e2-3m l'eau est chauffée et vaporisée par contact direct avec l'huile chaude. Une fois sous forme de vapeur, l'eau est détendue dans la tuyère pendant la transformation 3m-4. La transformation 4-5 correspond à la transmission de l'énergie cinétique du jet en énergie cinétique de rotation de la turbine. L'huile et l'eau sont séparées pendant la transformation 5-6. Une fois séparée de l'huile, la vapeur est désurchauffée, condensée et sous-refroidie dans un condenseur, ce qui correspond à la transformation e6-e1.

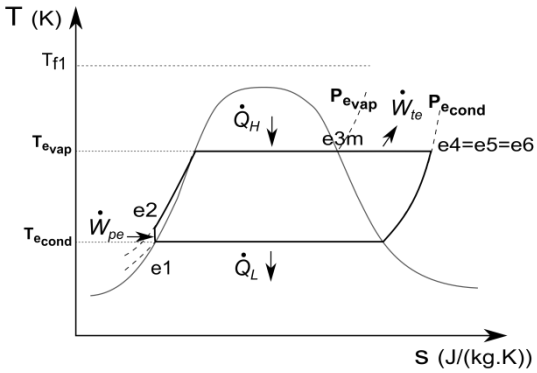

Fig 3 : Evolution de l'eau cyclée dans Turbosol dans le diagramme entropique

La particularité de Turbosol est le fait que l'huile est également cyclée. Elle reste sous forme liquide pendant tout le cycle. Son évolution dans le diagramme entropique est donnée en Figure 4. Pendant la transformation h1-h2 elle est mise en pression. L'huile est chauffée pendant la transformation h2-h3. Elle est ensuite mise en contact direct avec l'eau pendant la transformation h3-h3m, durant cette transformation elle cède une partie de sa chaleur à l'eau. Le reste de la chaleur de l'huile est cédé à l'eau pendant la détente h3m-h4. Pendant cette même détente, l'huile cède une énergie mécanique. L'échelle n'est pas respectée, les isobares dans le diagramme entropique sont quasiment superposées. C'est-à-dire que la mise en pression h1-h2 et la détente h3m-h4 sont quasi-isothermes.

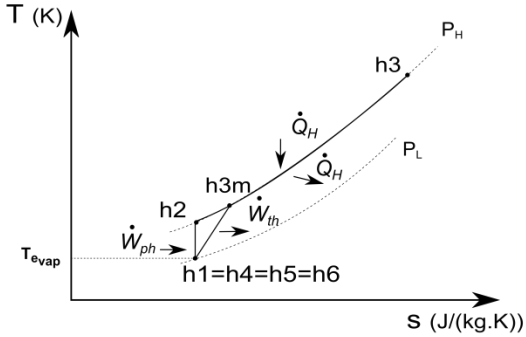

Fig 4 : Evolution de l'huile cyclée dans Turbosol dans le diagramme entropique

3. MODELISATION THERMODYNAMIQUE

3.1 **Hypothèses générales**

Dans l'optimisation, il est imposé qu'il n'y a pas de surchauffe de l'eau, c'est-à-dire que $T_{e3m} = T_{e_{vap}}$. $T_{e_{vap}}$ est la température de vaporisation de l'eau. La détente est supposée isotherme ce qui implique les égalités suivantes :

$$T_{e3m} = T_{e4} = T_{e5} = T_{e6} = T_{e_{vap}} \quad (1)$$

L'eau et l'huile sont à l'équilibre thermique en fin de détente, ce qui permet d'écrire la relation suivante :

$$T_{h4} = T_{h5} = T_{h6} = T_{e_{vap}} \quad (2)$$

Le système est considéré comme endoréversible. Ce qui implique qu'il n'y pas de dissipations internes. Cette hypothèse permet d'écrire qu'il n'y a pas de pertes de pression. Ainsi il est possible d'écrire les relations suivantes :

$$\begin{cases} P_{e2} = P_{h2} = P_{e3m} = P_{h3m} = P_{3m} = P_{e_{vap}} \\ P_{e1} = P_{h1} = P_4 = P_5 = P_6 = P_{e_{cond}} \end{cases} \quad (3)$$

Le convertisseur fonctionne entre deux isobares. Les mises en pression sont supposées isothermes, ce qui implique les égalités suivante:

$$\begin{cases} T_{e_2} = T_{e_1} = T_{e_{cond}} \\ T_{h_2} = T_{h_1} = T_{e_{vap}} \end{cases} \quad (4)$$

Le système complet est supposé adiabatique.

3.2 **Bilans énergétique et entropique**

$\dot{Q}_H$ est le flux de chaleur reçu par l'huile dans l'échangeur fumée-huile, il s'exprime par :

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_h cp_h \left(T_{h_3} - T_{h_2}\right) > 0 \quad (5)$$

L'échangeur fumée-huile est supposé adiabatique, ainsi le flux de chaleur reçu par l'huile est équivalent au flux de chaleur cédé par les fumées :

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_f cp_f (T_{f_1} - T_{f_2}) \quad (6)$$

Les fumées sont supposées limitantes, c'est-à-dire que $\dot{m}_f cp_f$ est toujours inférieur à $\dot{m}_h cp_h$. L'efficacité de l'échangeur fumée-huile ε_H est définie par l'expression suivante :

$$\dot{Q}_H = \varepsilon_H \dot{m}_f cp_f \left(T_{f_1} - T_{e_{vap}}\right) \quad (7)$$

La détente est supposée isotherme. Le flux de chaleur reçu par l'huile des fumées est cédé à l'eau :

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_e \left(cp_{el} \left(T_{e_{vap}} - T_{e_{cond}}\right) + L\left(T_{e_{vap}}\right) - rT_{evap} \ln \frac{P_{e_{cond}}}{P_{e_{vap}}} \right) \quad (8)$$

r est la constante spécifique de la vapeur d'eau.

Pour que la détente soit assimilable à une détente isotherme il faut que les débits d'eau et d'huile respectent la relation suivante [2]:

$$0{,}01 < X_m = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_e + \dot{m}_h} < 0{,}1 \quad (9)$$

X_m est le titre massique dynamique en eau.

La chaleur latente de vaporisation diminue avec l'augmentation de la température, elle peut être modélisée par cette expression [3]:

$$L(T) = L_{T_T} \left(\frac{T_C - T}{T_C - T_T}\right)^{\frac{1}{n}} \quad (10)$$

L_{T_T} est la chaleur latente de vaporisation du fluide au point triple, T_T est la température au point triple, T_C est la température au point critique et n un paramètre qui dépend du fluide.

Il existe une relation entre $T_{e_{vap}}$ et $P_{e_{vap}}$:

$$P_{e_{vap}} = f(T_{e_{vap}}) \quad (11)$$

$\dot{Q}_L$ est le flux de chaleur cédé par l'eau au fluide froid, il s'exprime par :

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_e \Delta h_{e_{61}} < 0 \quad (12)$$

On pose $\dot{W}_e$, la puissance nette produite par l'eau :

$$\dot{W}_e = \dot{W}_{te} + \dot{W}_{pe} \quad (13)$$

La convention thermodynamique est utilisée, ainsi ce qui entre dans le système considéré est positif et ce qui est cédé est négatif. $\dot{W}_{te}$ est la puissance disponible sur la turbine et $\dot{W}_{pe}$ est la consommation de la pompe de circulation (voir Figure 3).

On pose $\dot{W}_h$, la puissance nette produite par l'huile :

$$\dot{W}_h = \dot{W}_{th} + \dot{W}_{ph} \tag{14}$$

Le bilan énergétique sur l'ensemble huile+eau s'exprime par :

$$\dot{Q}_H + \dot{Q}_L + \dot{W} = 0 \tag{15}$$

Avec $\dot{W} = \dot{W}_e + \dot{W}_h$, la puissance nette produite par les deux fluides.

Le bilan entropique sur l'eau s'exprime par :

$$\dot{m}_e \left(cp_{el} \ln \frac{T_{e_{vap}}}{T_{e_{cond}}} + \frac{L\left(T_{e_{vap}}\right)}{T_{e_{vap}}} - r \ln \frac{P_{e_{cond}}}{P_{e_{vap}}} \right) + \frac{\dot{Q}_L}{\tilde{T}_{L_e}} = 0 \tag{16}$$

$\tilde{T}_{L_e}$ est la température moyenne entropique de l'eau elle est prise égale à la température de condensation $T_{e_{cond}}$ pour simplifier le problème.

4. OPTIMISATION PAR MAXIMISATION DE LA PUISSANCE PRODUITE

4.1 **Expression de la fonction objectif**

La puissance électrique nette produite par le convertisseur s'exprime par :

$$-\dot{W} = \dot{Q}_H + \dot{Q}_L > 0 \tag{17}$$

Le flux de chaleur reçu est donné par l'équation (7), le flux de chaleur cédé au fluide froid est donné par la contrainte entropique (16). L'équation (8) permet d'éliminer le débit massique d'eau. L'équation (12) permet de déterminer la variation d'enthalpie de l'eau pendant son refroidissement. La pression de vaporisation est liée à la température de condensation par la relation (11). En fixant le titre massique dynamique en eau, l'équation (9) impose un débit d'huile. L'équation (5) permet de calculer la température de l'huile en sortie d'échangeur fumée-huile (T_{h_3}). L'équation (6) permet de calculer la température des fumées en sortie d'échangeur fumée-huile (T_{f_2}).

Le fluide chaud est un paramètre de l'optimisation, son débit massique $\dot{m}_f$, sa température en entrée de système T_{f_1} et ses propriétés (cp_f) sont fixés. Le palier de condensation est supposé être un paramètre fixé. Ainsi la température de condensation $T_{e_{cond}}$ est un paramètre, et par extension, la pression de condensation $P_{e_{cond}}$ est fixée. Le titre massique dynamique en eau est également un paramètre de l'optimisation. Les propriétés thermo-physiques de l'eau et de l'huile sont des paramètres, ainsi, ρ_h, cp_h, r et cp_{el} sont connus. L'efficacité de l'échangeur est supposée être un paramètre de l'optimisation, il caractérise le coût d'investissement de l'échangeur.

La puissance produite par Turbosol dépend alors uniquement des paramètres et de la variable $T_{e_{vap}}$, la température de vaporisation de l'eau. Cette dernière est liée à la pression de vaporisation de l'eau et ainsi à la pression haute que doivent délivrer les pompes de circulation.

L'optimum doit satisfaire la relation suivante :

$$\frac{d\left(-\dot{W}\right)}{dT_{e_{vap}}} = 0 \tag{18}$$

4.2 **Résolution dans un cas de référence**

Les propriétés thermo-physiques de l'eau sont évaluées en fonction de la pression et de la température. La chaleur spécifique de la fumée est évaluée en assimilant la fumée à de l'air. Elle est évaluée en fonction de la pression et de la température. La constante spécifique de la vapeur d'eau vaut $462\ \mathrm{J.kg^{-1}.K^{-1}}$. La masse volumique de l'huile est prise à $900\ \mathrm{kg/m^3}$ et sa chaleur spécifique massique est de $2000\ \mathrm{J.kg^{-1}.K^{-1}}$. Les autres paramètres de l'optimisation sont donnés en tableau 1.

Tableau 1 : *Paramètres de l'optimisation*

$P_{e_{cond}}$ (bar)	$\dot{m}_f$ (kg/s)	T_{f_1} (K)	X_m	ε_H
1,00	1,00	500 + 273	0,0150	0,80

La température optimale de vaporisation de l'eau est de 256 °C ce qui correspond à une pression de 43,9 bar. La puissance maximale correspondante est de 57,4 kW. La puissance calorifique consommée est de 213 kW et celle rejetée de 156 kW. Le rendement au sens du premier principe est de 26,9%.
Le débit d'eau est de 0,0653 kg/s et celui d'huile est de 4,29 kg/s. L'huile est chauffée jusqu'à la température de 281°C, ce qui refroidit la fumée à 305°C.

4.3 **Etude de sensibilité paramétrique**

La température de vaporisation optimale de l'eau dépend de la température de la source chaude disponible. En figure 6 est donnée la température adimensionnée par rapport à la température ambiante T_0 en fonction de la température de la fumée également adimensionnée par rapport à la température ambiante. La température de vaporisation optimale augmente avec l'augmentation de la température de la fumée. Différentes valeurs de la pression de condensation sont considérées. Cette pression est adimensionnée par rapport à la pression ambiante P_0. La température de vaporisation optimale augmente faiblement avec l'augmentation de la pression de condensation.

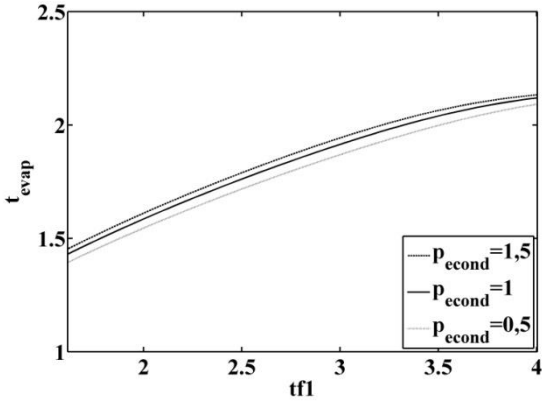

Fig 6 : Température optimale de vaporisation en fonction de la température de la fumée pour différentes valeurs de la pression de condensation

La puissance produite par le convertisseur augmente également avec l'augmentation de la température de la fumée (voir Figure 7). La puissance tracée est adimensionnée de cette façon :

$$w = \frac{\dot{W}}{cp_{f0}\dot{m}_{réf}T_0} \qquad (19)$$

cp_{f0} est la chaleur spécifique massique de la fumée dans les conditions atmosphériques, $\dot{m}_{réf}$ est le débit de référence valant 1 kg/s et T_0 est la température ambiante. La puissance est donnée pour différentes valeurs du débit massique de fumée adimensionné par rapport à $\dot{m}_{réf}$.

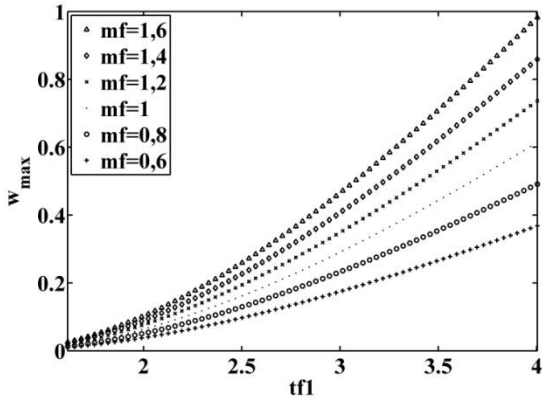

Fig 7 : Puissance maximale en fonction de la température de la fumée pour différentes valeurs du débit de fumée

La puissance adimensionnée produite par le convertisseur augmente également avec la diminution de la pression de condensation adimensionnée comme le montre la Figure 8. La puissance produite augmente également avec l'augmentation de l'efficacité de l'échangeur de chaleur fumée-huile.

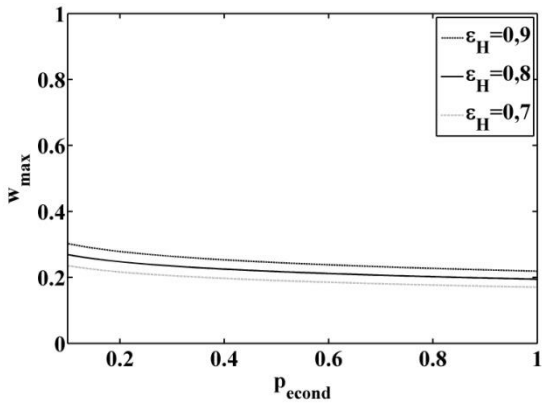

Fig 8 : Evolution de l'huile cyclée dans Turbosol dans le diagramme entropique

4. CONCLUSION

« Turbosol » est un nouveau concept de convertisseur de chaleur en électricité. Il s'inscrit dans un contexte de valorisation de chaleur dite « fatale ».

Le convertisseur a été modélisé thermodynamiquement dans le cas limite idéal où

il n'y a pas de dissipations. Une optimisation par maximisation de la puissance produite a permis d'évaluer la température optimale de vaporisation du fluide de travail, qui est de l'eau. Cet optimum dépend de la fumée à valoriser. L'étude de sensibilité paramétrique a montré que la température de vaporisation optimale augmentait avec l'augmentation de la température de la fumée. La puissance produite augmente également avec la température des fumées et avec le débit massique de fumée disponible.

La pression en fin de détente est fixée à la pression atmosphérique. La réduction de cette pression permet une amélioration des performances du convertisseur mais implique plus de difficultés technologiques (système sous vide). Augmenter l'efficacité de l'échangeur de chaleur fumée-huile permet également d'augmenter la puissance produite mais la encore elle implique une augmentation du coût de l'installation.

REMERCIEMENTS

Les auteurs remercient l'entreprise HEVATECH qui cofinance la thèse du premier auteur ainsi que l'ADEME.

REFERENCES

[1] R. Mathes, Convertisseur de Faraday à métal/gaz : optimisation thermodynamique de cycles combinés et modélisation de l'accélérateur, Université de Grenoble: Thèse de doctorat, 1992.

[2] T. Bourrilhon, Tuyère Diphasique à Jet de Brouillard : Application à la lutte contre les incendies et au refroidissement des procédès métallurgiques, Université de Grenoble: Thèse de doctorat, 2009.

[3] M. Blaise, M. Feidt and D. Maillet, Optimization of the Changing Phase Fluid in a Carnot Type Engine for the Recovery of a Given Waste Heat Source, *Entropy,* pp. 5503-5521, 2015.