

Evaluation du potentiel de récupération d'énergie à l'échappement d'un moteur TDI à l'aide d'un cycle de Rankine organique (ORC)

Sébastien DECLAYE^{1*}, Sylvain QUOILIN¹, Vincent LEMORT¹.

¹Laboratoire de thermodynamique, Université de Liège
Chemin des chevreuils, 7. 4000 Liège BELGIQUE

* (auteur correspondant : sebastien.declaye@ulg.ac.be)

Résumé - Une étude expérimentale a été menée sur un cycle de Rankine organique de faible puissance (2,5kW). Les résultats expérimentaux ont permis de calibrer un modèle du cycle qui a ensuite été utilisé afin d'évaluer le potentiel de récupération d'énergie à l'échappement d'un moteur TDI pour 13 points de fonctionnement représentatifs. Les résultats montrent la possibilité de produire jusqu'à 2,4kW de puissance mécanique additionnelle. La fraction d'énergie récupérée (ERR) pouvant atteindre 6,8% de la puissance à l'arbre moteur.

Nomenclature

N	vitesse de rotation, rpm	exp	expandeur
\dot{W}	puissance mécanique, W	pp	pompe
<i>Indices et exposants</i>		sh	shaft

1. Introduction

A l'heure où les considérations environnementales prennent une importance grandissante, en particulier dans le domaine de l'automobile, la valorisation de la chaleur rejetée à l'échappement des véhicules routiers (environ un tiers de l'énergie fournie par le carburant) constitue une possibilité d'amélioration de leur efficacité énergétique [1]. Les cycles de Rankine organiques apparaissent comme l'une des technologies permettant cette valorisation.

Cet article présente un modèle destiné à évaluer l'énergie récupérable à l'échappement d'un moteur TDI grâce à un cycle ORC. Afin de calibrer le modèle de simulation, une étude expérimentale a été menée sur un ORC de faible puissance (environ 2,5 kW).

2. Description du banc d'essai

Le condenseur et l'évaporateur sont constitués respectivement de deux et trois échangeurs à plaques. Le condenseur est refroidi à l'eau tandis que la source chaude alimentant l'évaporateur est constituée de deux flux d'air dont la température varie entre 150 et 200 °C. L'expandeur est une machine sèche de type scroll utilisée dans le domaine de la compression d'air. Elle est caractérisée par une cylindrée de 124 cm³ en mode compresseur et par un rapport volumétrique interne de 3,94. Son utilisation en mode expandeur nécessite quelques modifications afin d'en assurer l'étanchéité [2]. Deux pompes doseuses à diaphragme dont la cylindrée est ajustable de 0 à 100% permettent un contrôle fin du débit de fluide. Un réservoir est placé en sortie de condenseur afin de contenir la charge de fluide excédentaire et d'éventuellement séparer les phases liquide et vapeur en cas de condensation imparfaite. En aval du réservoir, un petit échangeur à plaque alimenté en eau permet de contrôler finement le sous refroidissement. Le fluide sélectionné est le R245fa.

Le banc est instrumenté de manière à disposer d'une mesure des pressions de condensation et d'évaporation, des températures aux bornes de chacun des éléments, de la puissance consommée par la pompe et produite par l'expandeur.

Au cours des 48 essais réalisés, le débit de la source chaude, la pression de condensation, la pression d'évaporation et la surchauffe en sortie d'évaporateur ont été modifiés dans une large gamme de valeur.

3. Modélisation

Les résultats expérimentaux ont permis de calibrer un modèle de chacun des composants individuellement. Ces modèles étant ensuite connectés entre eux afin de prédire les performances du cycle global.

3.1. Expandeur

Le modèle utilisé est identique à celui proposé par Lemort [3]. Le parcours du fluide dans la machine est décomposé en 7 étapes. A son entrée dans l'expandeur, le fluide subit une perte de charge (1) avant de se refroidir au contact de l'enveloppe de la machine (2). Un débit de fuite contourne le corps d'expansion (3) tandis que le débit résiduel, i.e. le débit utile, est détendu en 2 étapes : une détente isentropique (4) suivie d'une détente à volume constant (5). La frontière entre les deux est déterminée par le rapport volumétrique interne de l'expandeur. Le débit utile est ensuite mélangé au débit de fuite (6) et le tout subit un réchauffement au contact de l'enveloppe de l'expandeur (7)

$A_{thr,su}$	1.503 mm ²
$AU_{su,n}$	2.16 W/K
A_{leak}	1.5 mm ²
$r_{v,ad}$	3.789
$V_{s,cp}$	100 cm ³
T_{loss}	0.02 N.m
α	0.181
$AU_{ex,n}$	50.2 W/K
AU_{umb}	8.799 W/K

Tableau 1 : paramètres du modèle de l'expandeur

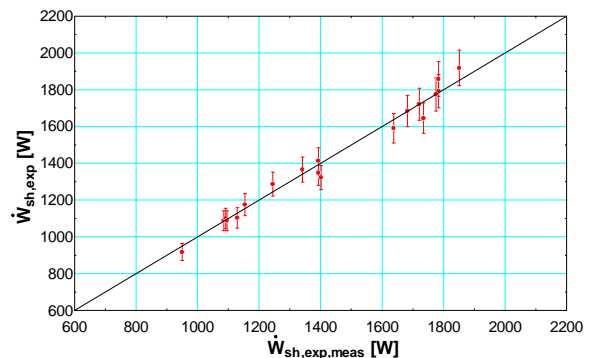


Figure 1 : puissance à l'arbre de l'expandeur

Le Tableau 1 montre les valeurs obtenues pour les différents paramètres du modèle. La Figure 1 présente la qualité de la calibration du modèle en ce qui concerne la puissance à l'arbre de l'expandeur. Cette puissance est prédite avec une erreur maximale de 5%.

3.2. Condenseur et évaporateur

La modélisation des échangeurs de chaleur consiste à diviser ceux-ci en trois zones selon l'état du réfrigérant (liquide, diphasique, vapeur). La corrélation utilisée pour calculer le coefficient d'échange du côté réfrigérant dépend de la zone dans laquelle on se trouve. Une description plus complète de ces modèles a déjà été proposée par les auteurs [2].

3.3. Pompe

L'efficacité isentropique de la pompe est supposée constante et égale à 70%.

4. Couplage au moteur TDI

4.1. Configuration du système

Il existe de multiples configurations [1,4] visant à valoriser la chaleur rejetée dans l'environnement par les moteurs à combustion interne grâce à un ORC. Elles se différencient principalement par la récupération ou non de chaleur sur le circuit de refroidissement moteur, par le fluide sélectionné, par la stratégie de contrôle du cycle (vitesse de la pompe et/ou vitesse de l'expandeur) et par l'usage éventuel d'un récupérateur en sortie d'expandeur.

Dans les simulations présentées ci-dessous, la configuration choisie (Figure 2) ne comporte pas de récupérateur et ne valorise pas la chaleur de refroidissement moteur. L'évaporateur du cycle est alimenté par les gaz d'échappement alors que le condenseur est alimenté en eau glycolée (30% en masse d'éthylène glycol) à 40°C avec un débit égal à 250 g/s.

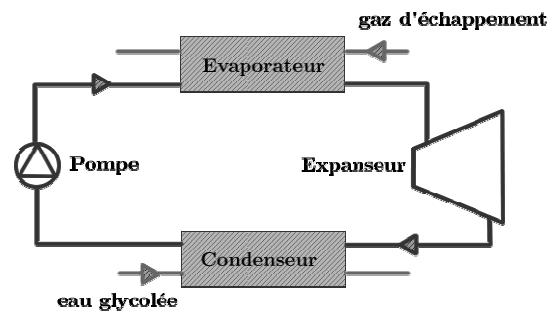


Figure 2 : configuration du système

Yamamoto [5] a montré que, dans le cas d'utilisation de fluides organiques, une augmentation de la surchauffe n'induit pas d'amélioration des performances du cycle. Le contrôle du débit de fluide s'effectue donc, via la vitesse de rotation de la pompe, de manière à maintenir en sortie d'évaporateur une surchauffe faible (2,5K) qui permet d'éviter la présence de liquide dans l'expandeur.

Les mesures de la température et du débit des gaz d'échappement ont été réalisées sur un moteur TDI et sont reprises dans le Tableau 2 pour 13 points de fonctionnement en régime établi. Le tableau reprend également le couple et la vitesse de rotation du moteur pour ces mêmes points.

Point n°	1	2	3	4	5	6	7
T° gaz (°C)	487	420	484	428	514	468	408
Débit gaz (g/s)	36	29	46	40	56	38	34
rpm	1965	1964	2454	2454	2252	2259	1480
Couple (N.m)	117	88	117	89	181	99	104
Point n°	8	9	10	11	12	13	
T° gaz (°C)	297	436	339	536	538	459	
Débit gaz (g/s)	29	69	62	51	69	41	
rpm	1476	3422	3428	2349	2353	2351	
Couple (N.m)	48	90	40	154	255	100	

Tableau 2 : points de fonctionnement du moteur TDI

4.2. Critères de performances

Dans le cas de récupération de chaleur sensible, le rendement de l'ORC ne constitue pas un critère suffisant pour en mesurer les performances. En effet, certains points de

fonctionnement pourraient conduire à convertir avec un très bon rendement une faible fraction de la puissance calorifique disponible [6]. L'obtention d'un rendement élevé peut, dans ce cas, amener au gaspillage d'une grande partie de la source de chaleur. Un critère plus objectif est la puissance nette produite par l'ORC :

$$\dot{W}_{net,ORC} = \dot{W}_{sh,exp} - \dot{W}_{pp}$$

Une autre valeur intéressante à considérer est le ERR (Energy Recovery Ratio) défini comme le rapport entre la puissance nette de l'ORC et celle du moteur à combustion interne :

$$ERR = \frac{\dot{W}_{net,ORC}}{\dot{W}_{ICE}}$$

4.3. Optimisation

Pour chacun des 13 points de fonctionnement du moteur TDI, une étude de l'évolution de la puissance produite par l'ORC en fonction de la vitesse de rotation de l'expandeur est réalisée. Dans le cas d'un expandeur volumétrique tel que le scroll, la vitesse de rotation contrôle la pression d'entrée de l'expandeur (i.e. la pression d'évaporation), une diminution de la vitesse de rotation entraînant une augmentation de la pression d'évaporation.

Cette pression influence de manière importante les performances des expandeurs Scroll. En effet, il existe un rapport de pression ($r_{p,in}$) qui correspond exactement au rapport de volume interne de la machine. Dans le cas où le rapport de pression imposé à l'expandeur est différent de $r_{p,in}$, des pertes, dites de sous-expansion ou sur-expansion, apparaissent.

Les pertes par sous-expansion apparaissent lorsque le rapport de pression interne est inférieur au rapport de pression du cycle. Dans ce cas, la pression en fin de détente (P_{in}) est supérieure à la pression régnant dans la tuyauterie de décharge.

Les pertes par sur-expansion apparaissent lorsque le rapport de pression interne est supérieur au rapport de pression du cycle. Dans ce cas, la pression en fin de détente (P_{in}) est inférieure à la pression régnant dans la tuyauterie de décharge.

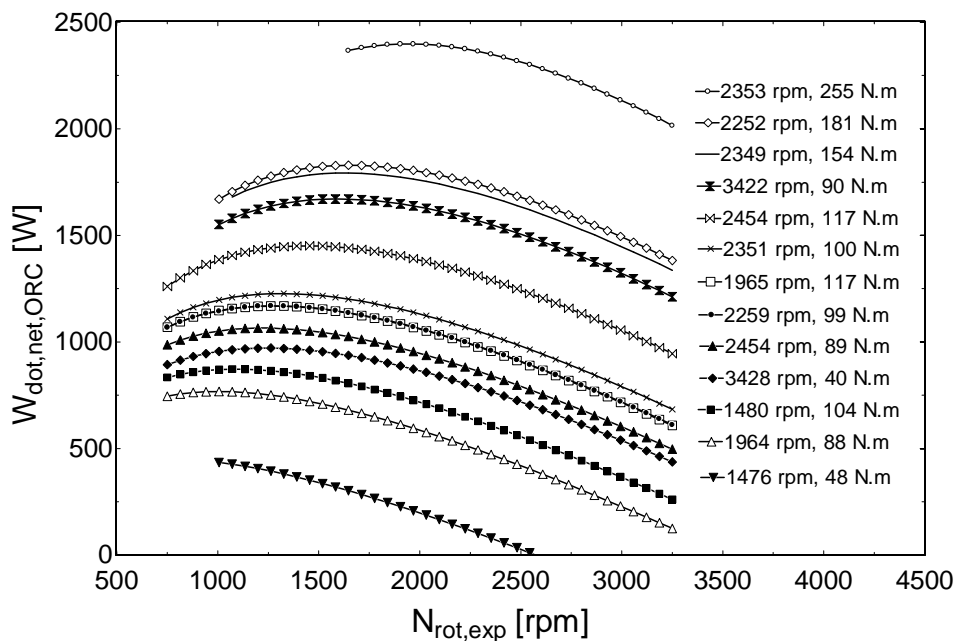


Figure 3 : évolution de la puissance nette de l'ORC en fonction de la vitesse de rotation de l'expandeur

La Figure 3 montre qu'il existe, pour chacun des régimes du moteur TDI, une vitesse de rotation de l'expandeur (i.e. une pression d'évaporation) qui maximise la puissance nette de l'ORC. Pour des vitesses de rotation inférieures, la pression d'évaporation augmente ce qui est favorable au rendement théorique du cycle. Cependant, cette augmentation est compensée par :

- Une diminution de la différence de température entre le cycle et la source ce qui entraîne une réduction de la quantité de chaleur transmise au cycle.
- Une dégradation du rendement de l'expandeur en raison de l'augmentation importante des pertes par sous-expansion.

Pour des vitesses de rotation supérieures à la vitesse optimale, la pression d'évaporation diminue ce qui est défavorable au rendement théorique du cycle. De plus, en dessous d'une certaine pression d'évaporation, le rendement de l'expandeur chute rapidement en raison des pertes par sur-expansion.

La Figure 4 montre l'évolution de l'ERR en fonction de la vitesse de rotation de l'expandeur. Le ERR optimum varie entre 3,8 et 6,8%. Pour les faibles régimes moteurs, il diminue rapidement lorsqu'on s'éloigne de la vitesse de rotation optimale.

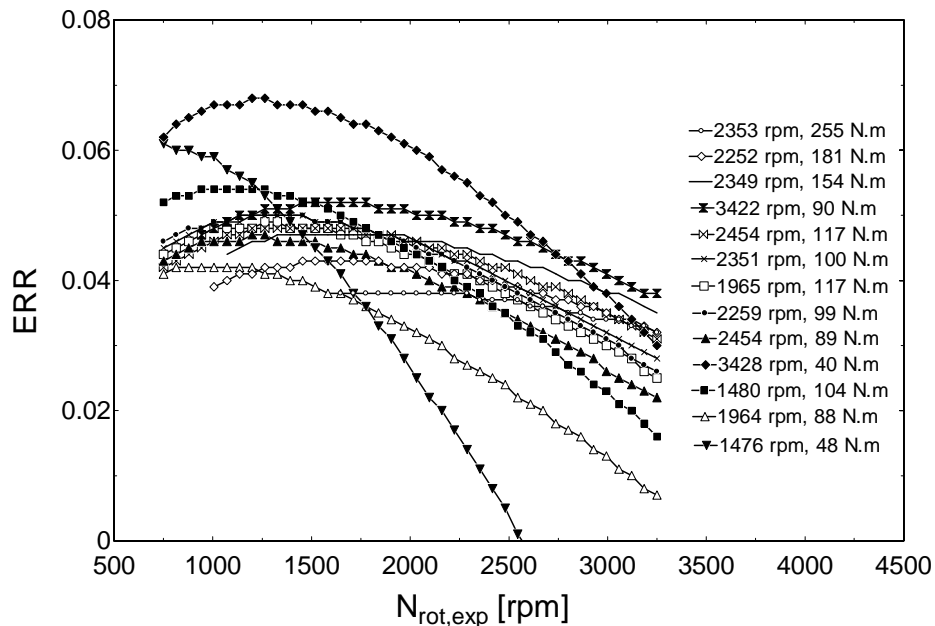


Figure 4 : évolution du ERR en fonction de la vitesse de rotation de l'expandeur

Afin de simplifier le système, il est intéressant d'envisager un couplage mécanique direct entre l'expandeur et le moteur à combustion interne plutôt que de considérer la vitesse de rotation de l'expandeur totalement libre.

On introduit le rapport r_N entre la vitesse de l'expandeur et la celle du moteur Diesel ainsi que le rapport r_W entre la puissance de l'ORC et sa puissance à l'optimum :

$$r_N = \frac{N_{rot,exp}}{N_{rot,ice}}$$

$$r_W = \frac{\dot{W}_{ORC}}{\dot{W}_{ORC,opt}}$$

La Figure 5 met en évidence la possibilité de choisir un rapport de réduction r_N fixe pour tous les régimes envisagés. En effet, pour la cylindrée d'expandeur considérée ici, une vitesse

de rotation de l'expandeur deux fois inférieure à celle du moteur Diesel permet à l'ORC de fonctionner proche de son optimum pour tous les points ; le r_W minimum étant de 0,94.

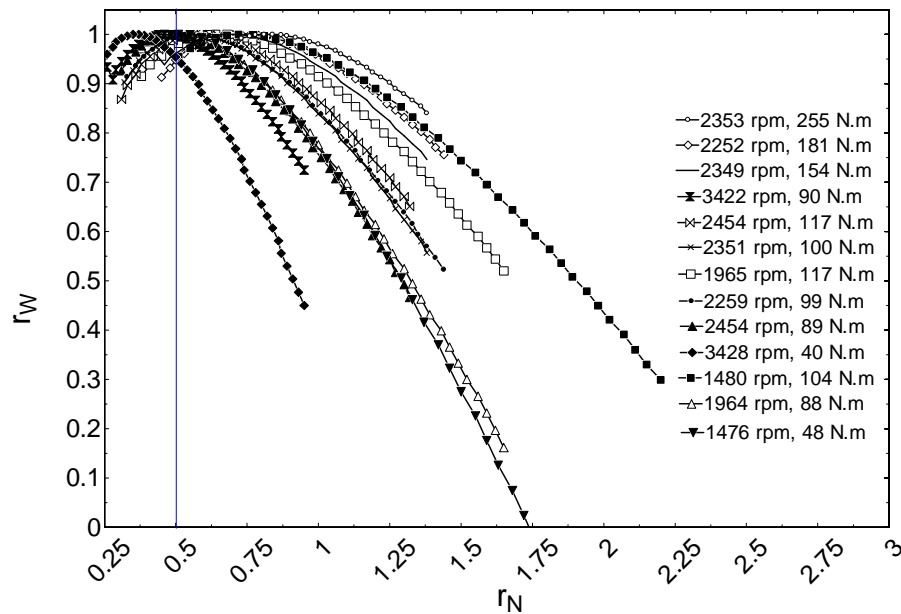


Figure 5 : évolution du rapport de puissance en fonction du rapport de vitesse

5. Conclusions

Un modèle de simulation de cycle ORC a été développé à partir de résultats expérimentaux. Ce modèle a permis de simuler les performances d'un tel cycle lorsqu'il est alimenté par les gaz d'échappement d'un moteur TDI. Les résultats montrent qu'il est possible d'atteindre un ERR entre 3,8 et 6,8% en fonction du régime moteur. Il a également été mis en évidence qu'un couplage mécanique direct entre le moteur à combustion interne et l'expandeur était envisageable sans réduction notable des performances du cycle de Rankine.

Les simulations réalisées l'ont été en régime établi. Il serait intéressant d'améliorer ce modèle afin de pouvoir réaliser des simulations sur des cycles de roulage. Au niveau constructif, d'autres types d'échangeurs pourraient également être envisagés notamment afin de limiter la perte de charge du côté des gaz d'échappement. Finalement, on pourrait calculer l'économie de carburant réalisée en tenant compte du surpoids induit par l'ORC.

Références

- [1] El Chammas, R. and D. Clodic. 2005, *Combined Cycle for Hybrid Vehicles*. Society of Automotive Engineers (SAE), 2005-01-1171.
- [2] S. Declaye, *Design, optimization and modeling of an organic Rankine cycle for waste heat recovery*. Travail de fin d'études, Université de Liège, 2009
- [3] V. Lemort, S. Quoilin, C. Cuevas, J. Lebrun, *Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle*. Applied Thermal Engineering (2009), doi:10.1016/j.applthermaleng.2009.04.013.
- [4] Vaja I, Gambarotta A, *Internal Combustion Engine (ICE) bottoming with Organic Rankine Cycles (ORCs)*, Energy (2009), doi:10.1016/j.energy.2009.06.001
- [5] Yamamoto, T., T. Furuhashi, N. Arai and K. Mori, *Design and testing of the Organic Rankine Cycle*. Energy 26: 239-251.
- [6] Joost J. Brasz, 2008, *Assessment of C6F as working fluid for organic Rankine cycle applications*.