

# Influence du choix du fluide de travail sur les performances d'un cycle organique de Rankine appliqué à l'énergie thermique des mers

Alexandre DIJOUX<sup>12\*</sup>, Frantz SINAMA<sup>1</sup>, Olivier MARC<sup>1</sup>, Audrey JOURNOUD<sup>1</sup>, Bertrand CLAUZADE<sup>2</sup>, Jean CASTAING-LASVIGNOTTES<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Laboratoire PIMENT (Physique et Ingénierie Mathématiques pour l'Energie et l'environnement)  
117 rue du Général Ailleret–97430 Le Tampon, Ile de La Réunion

<sup>2</sup>DCNS, Indret, 44620 La Montagne

\*(auteur correspondant : alexandre.dijoux.re@gmail.com)

**Résumé** –Un modèle permettant de comparer plusieurs fluides de travail pour un cycle organique de Rankine (ORC) appliqué à l'énergie thermique des mers (ETM) est ici proposé en considérant une approche générale qui permet de s'affranchir de la description détaillée des différents composants du cycle. La notion de température entropique moyenne est utilisée afin de pouvoir comparer des fluides azéotropiques ou non dans des conditions similaires. Vingt-sept fluides de travail ont été évalués selon trois critères : les performances thermodynamiques, la sécurité et les impacts environnementaux. Trois fluides présentent de bons compromis : le R1234yf, l'ammoniac et le R507a.

## Nomenclature

$T$	température, $K$	<i>Indices et exposants</i>	
$\bar{T}$	température entropique moyenne, $K$	<i>evap</i>	évaporateur
$q$	quantité de chaleur spécifique, $J.kg^{-1}$	<i>cond</i>	condenseur
$w$	travail spécifique, $J.kg^{-1}$	<i>th</i>	thermique
$h$	enthalpie spécifique, $J.kg^{-1}$	<i>vol</i>	volumique
$s$	entropie spécifique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	<i>is</i>	isentropique
<i>Symboles grecs</i>		$1 \text{ à } 8$	points correspondants dans le cycle
$\eta$	rendement		

## 1. Introduction

L'énergie thermique des mers (ETM) consiste à exploiter la différence de température entre les eaux de mer chaudes de surface et les eaux de mer froides en profondeur par le biais d'un cycle thermodynamique afin de produire de l'énergie électrique. L'intérêt de cette ressource est notamment lié à son caractère non-fluctuant, renouvelable et peu polluant [1]. La différence de température disponible est toutefois très faible par rapport à ce que l'on rencontre usuellement dans les cycles destinés à la production d'électricité. Le cycle organique de Rankine (ORC) est largement étudié pour son application aux sources chaudes de faible température, telles que la géothermie, le solaire thermodynamique ou la récupération des pertes de chaleur industrielles. L'énergie thermique des mers reste l'application exploitant la différence de température la plus faible.

Trois types d'approche peuvent être utilisés pour améliorer les performances d'un ORC :

- modifier la nature du cycle, par exemple par l'ajout d'un échangeur interne ou d'une décompression étagée, tel que pour les cycles de Kalina ou Uehara [2],
- choisir le fluide de travail le plus adapté à une certaine application [3],
- déterminer les températures d'évaporation et de condensation optimales pour avoir à la fois le meilleur rendement et la meilleure qualité d'échange dans les échangeurs [4].

En ce qui concerne l'ETM, l'ORC simple reste un cycle qui assure fiabilité et de plus faibles coûts d'investissement et de maintenance [3]. Les cycles dérivés peuvent parfois permettre d'améliorer le rendement thermique [5], mais au prix de l'augmentation de la complexité du cycle et du nombre de composants. Or, la ressource étant gratuite, les coûts d'investissement et de maintenance représentent les principales dépenses d'une centrale ETM. La présente étude porte ainsi sur la comparaison de différents fluides de travail pour un ORC classique appliqué à l'ETM. Même si plusieurs études ont été menées sur le choix du fluide de travail pour un ORC [6], peu d'attention a été portée sur le cas de l'ETM. L'originalité de cette étude porte également sur le fait que le modèle présenté permet de tirer des conclusions générales sans avoir besoin d'une description précise des composants, tout en comparant des fluides purs et mélangés, azéotropiques ou non dans des conditions similaires. Dans un premier temps, nous décrirons les principales hypothèses de modélisation ainsi que les indicateurs retenus pour cette étude et nous poursuivrons par l'analyse des résultats obtenus conduisant à la détermination des candidats les plus sérieux à la production d'énergie par ETM et cycle ORC.

## 2. Description et modélisation du cycle thermodynamique

Un cycle de Rankine est constitué de quatre composants : un évaporateur, une turbine, un condenseur et une pompe. Le fluide de travail s'évapore sous haute pression dans l'évaporateur grâce aux apports thermiques de la source chaude (chauffage souvent considéré isobare). La vapeur haute pression ainsi obtenue permet de faire tourner une turbine (détente), avant d'être condensée par la source froide dans le condenseur (refroidissement également isobare). Le liquide basse pression résultant est alors reconduit à l'évaporateur via la pompe. La détente du gaz permet de récupérer à la turbine un travail beaucoup plus important que celui dépensé dans la pompe.

Si, historiquement, le cycle de Rankine fonctionne avec de l'eau comme fluide de travail, une attention de plus en plus forte est portée sur l'utilisation d'autres fluides permettant d'exploiter des sources chaudes de plus faible température. On préférera alors utiliser des fluides qui s'évaporent à basse température. La plupart des fluides possédant cette propriété étant des fluides organiques (également utilisés en réfrigération), on parle alors de cycle de Rankine organique (ORC). Les fluides utilisés peuvent alors être classés en trois catégories suivant le signe de la pente de la courbe de saturation côté vapeur  $(\partial T / \partial s)_{x=1}$ . Si elle est positive, on parle de fluide de type « dry ». Dans le cas contraire, on parle de fluide de type « wet ». Enfin, si elle est infinie (courbe verticale), on parle de fluide « isentropique ».

De plus, lorsque l'on considère la réalisation pratique d'un cycle de type ORC, le comportement des différents composants n'est pas parfait, entraînant des dégradations sur les performances du cycle par rapport à un cycle idéal. Il est donc important de prendre en compte ces différentes dégradations lors de la modélisation d'un tel cycle, notamment :

- Les échangeurs nécessitent de garder une différence de température significative entre le fluide de travail et l'eau de mer pour assurer un flux thermique suffisant. Plus le flux thermique surfacique sera important, plus la surface d'échange nécessaire sera réduite, et il en sera de même pour le coût des échangeurs. En revanche, la diminution de l'écart entre la température d'ébullition et la température de condensation du fluide de travail réduit le rendement thermique.
- Suivant la technologie d'échangeur de chaleur utilisée, il est parfois difficile de s'assurer que le fluide ressort à l'état parfaitement saturé, et on introduit alors une surchauffe dans l'évaporateur ou un sous-refroidissement dans le condenseur.
- Les transformations dans la turbine et la pompe ne sont pas parfaitement isentropiques à cause des turbulences et des frottements.

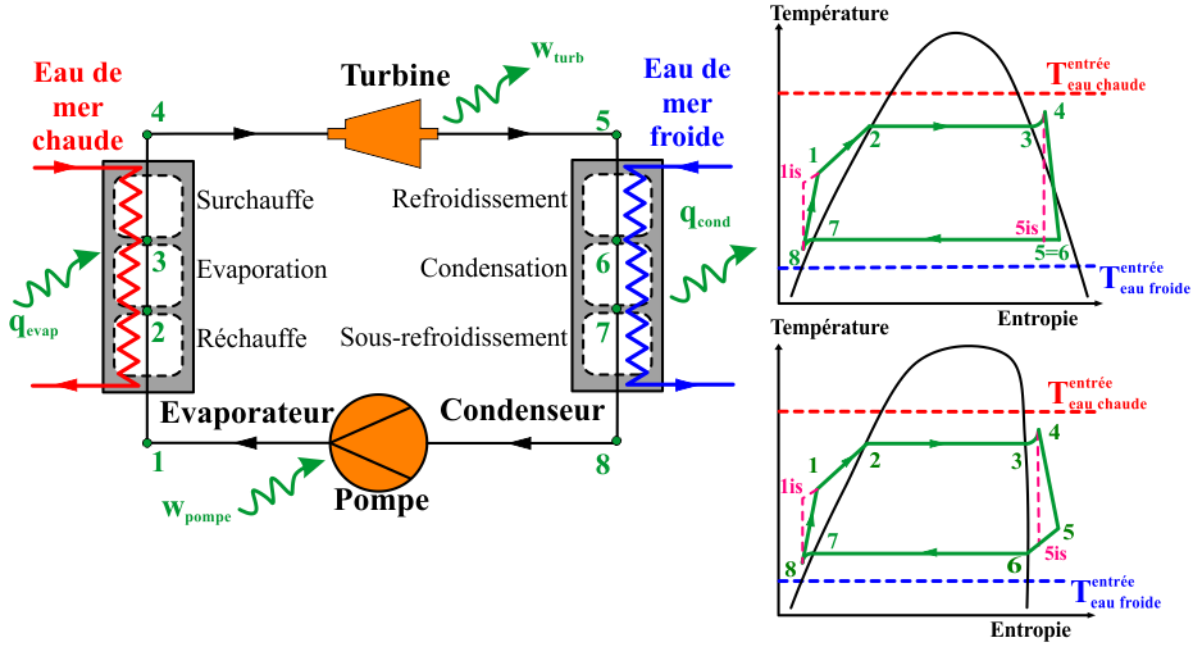


Figure 1 : Représentation du cycle ORC modélisé et du diagramme T-s dans le cas d'un fluide de type « wet » (graphique du haut) et d'un fluide de type « isentropic » (graphique du bas).

Dans un objectif de modéliser le comportement thermique des échangeurs, certains auteurs [7], [8] se fixent un pincement minimal (le pincement est la différence de température entre le fluide caloporteur et le fluide de travail au point de l'échangeur où celle-ci est la plus faible, le plus souvent au début du changement d'état pour les fluides purs). D'autres se fixent un écart de température à la sortie de l'échangeur entre le fluide de travail sortant et le fluide caloporteur entrant [5], [9], [10]. Ces méthodes ne considèrent que la différence de température en un point de l'échangeur, et ne permettent pas de caractériser les échanges de chaleur sur l'ensemble de la surface disponible. Dans le cas de la comparaison de différents fluides, cet aspect est d'autant plus important que la répartition des différents types de transfert (sensible, latent, ...) sur la surface d'échange varie beaucoup en fonction des fluides considérés.

Afin de pouvoir comparer le comportement de fluides purs et mélangés, azéotropiques ou non, nous avons quant à nous choisi d'introduire dans notre modèle la température entropique moyenne  $\tilde{T}$  du fluide de travail dans l'échangeur, définie par le rapport entre la quantité de chaleur échangée et la variation d'entropie. Elle représente une moyenne harmonique des températures pondérées par les échanges de chaleur et prend ainsi en compte l'ensemble des transferts qui ont lieu dans l'échangeur. Cette notion a été utilisée par Meunier et al. [11] pour l'analyse de cycles thermodynamiques et est décrite par Pons [12] par :

$$\tilde{T} = \frac{q}{\Delta s} = \frac{\int \delta q}{\int \delta q/T} \quad (1)$$

## 2.1. Modélisation du cycle

Le comportement thermodynamique du fluide au sein de la pompe et de la turbine est décrit à l'aide des rendements isentropiques de ces deux composants, qui sont représentatifs des irréversibilités produites (échanges de chaleur, frottements, pertes de charge, ...) :

$$\eta_{turbine} = \frac{h_5 - h_4}{h_5^{is} - h_4} \quad (2)$$

$$\eta_{pompe} = \frac{h_1^{is} - h_8}{h_1 - h_8} \quad (3)$$

Nous avons supposé que le système est en régime permanent et que les pertes de charge dues aux écoulements ainsi que les déperditions thermiques vers l'extérieur sont négligées.

Les bilans d'énergie dans le cycle sont réalisés de la manière suivante :

$$\text{Travail massique de la pompe :} \quad w_{pompe} = h_1 - h_8 \quad (4)$$

$$\text{Travail massique de la turbine :} \quad w_{turbine} = h_5 - h_4 \quad (5)$$

$$\text{Chaleur massique échangée dans l'évaporateur :} \quad q_{evap} = h_4 - h_1 \quad (6)$$

$$\text{Chaleur massique échangée dans le condenseur :} \quad q_{cond} = h_8 - h_5 \quad (7)$$

$$\text{Travail net massique du cycle} \quad w_{net} = w_{turbine} + w_{pompe} \quad (8)$$

### 3. Méthode de comparaison de différents fluides de travail

En utilisant le modèle décrit dans la partie précédente, les performances de vingt-sept fluides de travail ont été comparées en considérant trois critères : les performances thermodynamiques, la sécurité et les impacts environnementaux. Les vingt-sept fluides de notre panel d'étude présentent également des niveaux de pression situés entre 1 et 36 bars pour les températures rencontrées avec l'ETM, ce qui permet une mise en œuvre relativement simple.

#### 3.1. Performances thermodynamiques

Les performances thermodynamiques des fluides sont représentées par deux critères : le travail net volumique et le rendement thermique. Le travail net volumique  $w_{net,vol}$  est défini par le rapport entre le travail net massique et le volume massique maximal du fluide de travail dans le cycle, c'est-à-dire en sortie de la turbine. Ce critère de performance est représentatif de la taille de la turbine. Un fluide ayant un travail net volumique élevé permettra de produire le même travail qu'un autre fluide mais avec un débit volumique plus faible, et donc une plus petite turbine. Le rendement thermique du cycle est quant à lui défini par :

$$\eta_{th} = w_{net} / q_{evap} \quad (9)$$

Ces deux critères seront pris en compte conjointement. Plusieurs auteurs [4], [13], [14] ont introduit de nombreux autres critères de performance, tels que la surface d'échange de l'évaporateur ou des estimateurs de coûts. Néanmoins, les deux critères retenus permettent de comparer différents fluides sans préjuger du type de technologie des échangeurs. Les conclusions tirées seront ainsi des conclusions générales pour un ORC appliqué à l'ETM.

#### 3.2. Sécurité

L'utilisation de certains fluides de travail présente des risques liés à la sécurité. L'indicateur que nous avons retenu est celui de l'ASHRAE, standard 34 [15]. Celui-ci se compose d'une lettre qui indique la toxicité du fluide (de A pour non-toxique à C pour très toxique) suivie d'un chiffre qui indique son inflammabilité (1 pour non-inflammable, 2L pour moyennement inflammable, 2 pour inflammable et 3 pour très inflammable).

#### 3.3. Impacts environnementaux

Les législations sont de plus en plus restrictives pour limiter les impacts liés à l'utilisation des fluides frigorigènes. Pour défendre également le point de vue de l'ETM comme un outil de production vertueux, il apparaît essentiel de considérer les impacts environnementaux lors du choix du fluide de travail. Trois indicateurs de mesure sont ici pris en compte : le potentiel de réchauffement global (PRG ou GWP pour « Global Warming Potential »), le potentiel de déplétion ozonique (PDO ou ODP pour « Ozone Depletion Potential ») et la durée de vie

atmosphérique (ALT pour « Atmospheric LifeTime »). Le GWP indique l'impact sur le réchauffement climatique, en terme de variation de température provoquée par la libération d'une certaine quantité de fluide, rapportée à celle provoquée par la même quantité de  $CO_2$ . Le GWP du  $CO_2$  vaut donc 1. Le potentiel de déplétion ozonique est lui défini par le rapport entre la quantité d'ozone pouvant être détruite par la libération d'une certaine quantité du fluide dans l'atmosphère et la quantité d'ozone détruite par la même quantité de R11. La référence de cette échelle est par conséquent le R11 qui a un ODP de 1. Depuis le protocole de Montréal (1998), de nombreux fluides avec des valeurs élevées d'ODP ont été interdits d'utilisation. La durée de vie atmosphérique (ALT) est la durée en année nécessaire pour que la libération d'une certaine quantité de fluide n'influence plus la charge globale de l'atmosphère.

#### 4. Résultats et discussion

Le tableau 1 présente les différentes données nécessaires au calcul. Ces données sont basées sur les ordres de grandeur des mesures du prototype à terre dédié à l'énergie thermique des mers (PAT ETM) situé sur le site de l'IUT de Saint-Pierre, Ile de La Réunion [16].

Conditions extérieures		Condenseur	
$T_{eau\ chaude}^{entree}$	27 °C	Sous-refroidissement	0,1 °C
$T_{eau\ froide}^{entree}$	5 °C	$\Delta\tilde{T}_{cond} = \tilde{T}_{cond} - T_{eau\ froide}^{entree}$	5 °C
Evaporateur		Caractéristiques de la pompe et de la turbine	
Surchauffe	0,1 °C	$\eta_{pompe}$	0,7
$\Delta\tilde{T}_{evap} = T_{eau\ chaude}^{entree} - \tilde{T}_{evap}$	5 °C	$\eta_{turbine}$	0,85

Tableau 1 : Données prises en compte pour les simulations menées.

Les simulations ont été menées en utilisant le logiciel EES (Engineering Equation Solver), ainsi que les équations d'état associées [17]. L'ensemble des résultats obtenus est regroupé dans le tableau 2.

##### 4.1. Comparaison des propriétés thermodynamiques des fluides

Le classement des différents fluides par rapport aux performances thermodynamiques varie fortement en fonction du critère de performance considéré. Ainsi, afin de pouvoir considérer conjointement les fluides ayant les plus hauts rendements thermiques et les meilleurs travaux nets volumiques, chaque fluide a été placé sur un repère prenant pour abscisse le travail net volumique et pour ordonnée le rendement thermique. Une frontière de Pareto a alors pu être représentée (cf. figure 2). La frontière de Pareto est utilisée en optimisation multicritère afin de définir les meilleurs points pour les critères considérés [14]. Pour chaque fluide sur cette frontière, il ne peut y avoir d'autre fluide qui présentera de meilleures performances pour les deux critères simultanément. Les fluides sur cette frontière, qui sont donc les plus performants à la vue de ces deux critères, sont le R1234yf, l'ammoniac, le R507a, le sulfure d'hydrogène  $H_2S$  et le R41. Le R41 ne sera cependant pas considéré dans la suite de cette étude car même s'il s'agit du fluide présentant la plus haute valeur de travail net volumique, il s'agit également du fluide présentant le plus faible rendement thermique et les plus hauts niveaux de pression (36 bar pour la haute pression, tandis que l'on ne dépasse pas 20 bar pour les autres fluides).

##### 4.2. Comparaison des fluides suivants les trois critères

Le tableau 3 regroupe les fluides les plus performants suivant chacun des trois critères. Aucun fluide dans notre panel n'est parmi les meilleurs pour les trois critères. Un compromis doit donc être fait lors du choix du fluide de travail. L'ammoniac, le R1234yf et le R507a semblent être les meilleurs candidats. En effet, l'ammoniac et le R1234yf sont tous les deux

parmi les meilleurs en ce qui concerne les propriétés thermodynamiques et les impacts environnementaux. En revanche, l'ammoniac est classé B2L (toxique et moyennement inflammable) et le R1234yf est classé A2L (non toxique et moyennement inflammable). Le R1234yf, fluide récemment créé pour remplacer le R134a dans les climatisations automobiles à cause du haut GWP du R134a, semble présenter de bonnes performances et pourrait être une bonne alternative à l'ammoniac souvent retenu comme le meilleur fluide pour l'exploitation de l'ETM, malgré sa toxicité. Le R507a est un mélange qui présente de bonnes performances thermodynamique et est classé A1. Cependant, il présente un GWP et un ALT élevé.

	Type de fluide	Titre en vapeur en sortie de la turbine	$ w_{net} $ [kJ/kg]	$ w_{net,vol} $ [kJ/m <sup>3</sup> ]	$\eta_{th}$	Groupe de sécurité ASHRAE	GWP	ODP	ALT [ans]	
<b>FLUIDES PURS</b>										
	R1234yf	I	100%	5,63	142,2	3,46%	A2L	4	0	0,03
	R143m	I	100%	6,836	118,6	3,45%	n.r.	n.r.	n.r.	n.r.
	SO <sub>2</sub>	W	97,95%	12,93	87,23	3,44%	B1	n.r.	n.r.	n.r.
	Ammoniac	W	97,46%	42,58	213,5	3,45%	B2L	0	0	0,01
	R142b	I	100%	7,55	71,34	3,43%	A2	1800	0,07	19,50
	R600	D	100%	13,54	52	3,44%	A3	~20	0	0,02
	R236ea	D	100%	5,958	47,01	3,45%	n.r.	710	0	8,00
	R152a	W	99,14%	10,39	122,5	3,42%	A2	124	0	1,40
	R236fa	D	100%	5,591	60,66	3,45%	A1	9810	0	240
	R600a	D	100%	12,42	71,93	3,43%	A3	3	0	0,02
	R114	D	100%	4,842	46,26	3,41%	A1	9800	1	300
	H <sub>2</sub> S	W	97,31%	15,11	357,8	3,37%	n.r.	n.r.	n.r.	n.r.
	R22	W	98,46%	6,786	198,8	3,39%	A1	1810	0,05	12
	R134a	I	99,94%	6,733	136,3	3,41%	A1	1430	0	14
	R12	W	99,83%	5,018	122,8	3,32%	A1	10900	1	100
	R32	W	96,70%	10,06	314,7	3,37%	A2	675	0	4,90
	R290	I	99,94%	12,59	173,8	3,38%	A3	20	0	0,04
	RC318	D	100%	4,099	68,24	3,43%	A1	10,25	0	3200
	R125	I	100%	4,295	247,5	3,32%	A1	3500	0	29
	R218	D	100%	3,08	162,8	3,35%	A1	8830	0	2600
	R41	W	92,36%	8,989	563,6	3,15%	n.r.	92	0	2,40
<b>MELANGES AZEOTROPIQUES</b>										
	R500	W	99,54%	6,001	144,3	3,30%	A1	8100	0,74	n.r.
	R502	W	99,68%	4,567	200,2	3,19%	A1	6200	0,28	n.r.
<b>MELANGES NON-AZEOTROPIQUES</b>										
	R507a	W	99,73%	5,365	240	3,41%	A1	3985	0	53,50
	R410a	W	97,56%	7,039	302,9	3,34%	A1	1725	0	n.r.
	R404a	W	99,67%	5,453	230,9	3,37%	A1	3300	0	n.r.
	R407c	W	99,13%	7,099	216,8	3,38%	A1	1600	0	n.r.

I : « Isentropic » ; W : « Wet » ; D : « Dry » ; n.r. : non renseigné

Tableau 2 : Propriétés des 27 fluides retenus pour l'étude et résultats des simulations

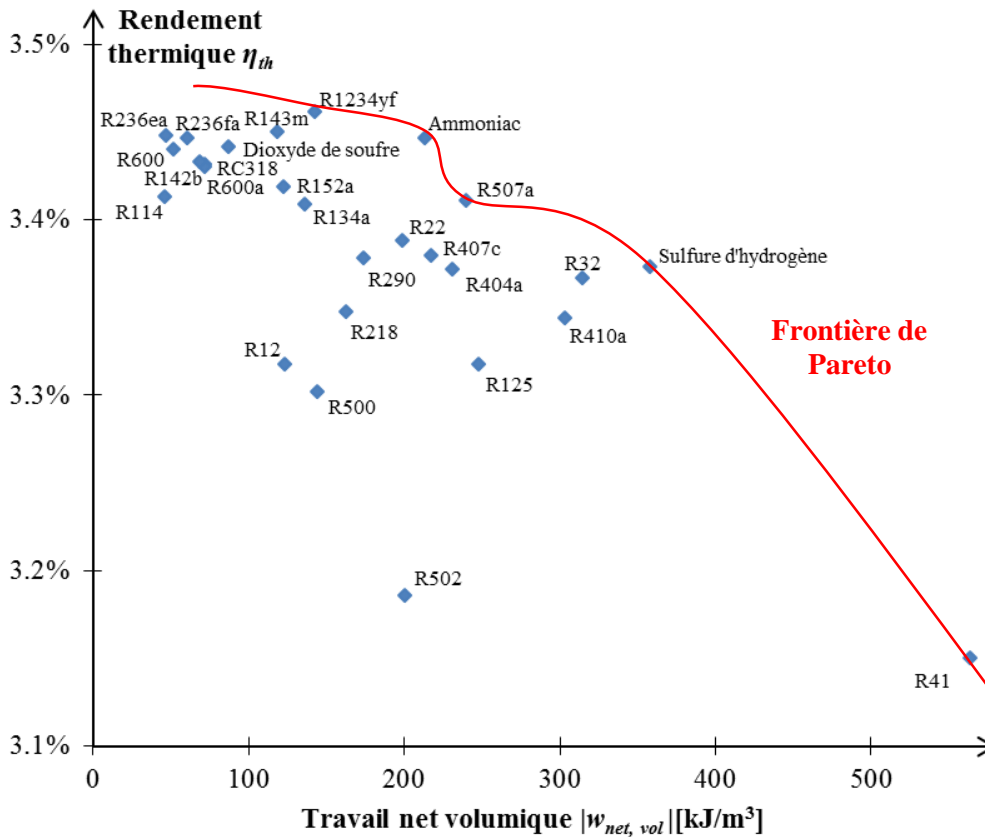


Figure 2 : Diagramme du travail net volumique et du rendement thermique

Fluides présentant les meilleures propriétés thermodynamiques	Fluides présentant le meilleur indicateur de sécurité A1		Fluides présentant les plus faibles valeurs de GWP, ODP et ALT
<b>R1234yf</b>	<b>R507a</b>	R236fa	<b>R1234yf</b>
<b>Ammoniac</b>	R114	R500	<b>Ammoniac</b>
<b>R507a</b>	R502	R134a	R600
Dioxyde de soufre	R12	R410a	R600a
	R125	R407c	R290

Tableau 3 : Bilans des fluides présentant les meilleures performances

## 5. Conclusion

La présente étude a donc permis, à l'aide d'une approche générale permettant de s'affranchir d'une description détaillée des différents composants, de tirer des conclusions globales sur le comportement de différents fluides dans un cycle ORC appliqué à l'ETM. L'utilisation de la température entropique moyenne nous permet en effet de comparer le comportement de différents fluides, purs, azéotropiques ou non, dans des conditions similaires. Vingt-sept fluides ont alors été examinés suivant trois critères : les performances thermodynamiques, la sécurité et les impacts environnementaux. Trois fluides ressortent comme étant de bons compromis pour ces trois critères : l'ammoniac, le R1234yf et le R507a. Le R1234yf et l'ammoniac ont tous les deux de bonnes performances thermodynamiques, de très faibles impacts environnementaux, et sont tous deux moyennement inflammables. Cependant, le R1234yf n'est pas toxique contrairement à l'ammoniac, souvent retenu comme le meilleur fluide pour l'ETM. Le R507a est performant thermodynamiquement, n'est ni toxique ni inflammable, mais implique des impacts environnementaux importants qui pourraient limiter son emploi dans le futur. La

méthode proposée dans cet article permet donc de mettre en évidence les fluides les plus performants dans un cycle ORC appliqué à l'ETM, dans une phase d'avant-projet qui précède le choix des technologies pour chacun des différents composants du cycle.

## Références

- [1] W. H. Avery et C. Wu, Renewable energy from the ocean-A guide to OTEC (1994).
- [2] B. F. Tchanche, M. Pétrissans, et G. Papadakis, Heat resources and organic Rankine cycle machines, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 39 (2014), 1185-1199.
- [3] L. Zhao et J. Bao, Thermodynamic analysis of organic Rankine cycle using zeotropic mixtures, *Appl. Energy*, 130 (2014), 748-756.
- [4] M.-H. Yang et R.-H. Yeh, Analysis of optimization in an OTEC plant using organic Rankine cycle, *Renew. Energy*, 68 (2014), 25-34.
- [5] H. Yuan, N. Mei, et P. Zhou, Performance analysis of an absorption power cycle for ocean thermal energy conversion, *Energy Convers. Manag.*, 87 (2014), 199-207.
- [6] X. Zhang, M. He, et J. Wang, A new method used to evaluate organic working fluids, *Energy*, 67 (2014), 363-369.
- [7] J. P. Roy, M. K. Mishra, et A. Misra, Parametric optimization and performance analysis of a waste heat recovery system using Organic Rankine Cycle, *Energy*, 35-12 (2010), 5049-5062.
- [8] D. Wang, X. Ling, H. Peng, L. Liu, et L. Tao, Efficiency and optimal performance evaluation of organic Rankine cycle for low grade waste heat power generation, *Energy*, 50 (2013), 343-352.
- [9] J.-I. Yoon, C.-H. Son, S.-M. Baek, B. H. Ye, H.-J. Kim, et H.-S. Lee, Performance characteristics of a high-efficiency R717 OTEC power cycle, *Appl. Therm. Eng.*, 72-2 (2014), 304-308.
- [10] A. Borsukiewiczgozdur et W. Nowak, Comparative analysis of natural and synthetic refrigerants in application to low temperature Clausius-Rankine cycle, *Energy*, 32-4 (2007), 344-352.
- [11] F. Meunier, P. Neveu, et J. Castaing-Lasvignottes, Equivalent Carnot cycles for sorption refrigeration, *Int. J. Refrig.*, 21-6 (1998), 472-489.
- [12] M. Pons, Analysis of the adsorption cycles with thermal regeneration based on the entropic mean temperatures, *Appl. Therm. Eng.*, 17-7 (1997), 615-627.
- [13] L. Xiao, S.-Y. Wu, T.-T. Yi, C. Liu, et Y.-R. Li, Multi-objective optimization of evaporation and condensation temperatures for subcritical organic Rankine cycle, *Energy*, 83 (2015), 723-733.
- [14] J. Wang, Z. Yan, M. Wang, M. Li, et Y. Dai, Multi-objective optimization of an organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery using evolutionary algorithm, *Energy Convers. Manag.*, 71 (2013), 146-158.
- [15] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE), *Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*, 55 (2004).
- [16] A. Journoud, F. Sinama, et F. Lucas, Experimental Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) project on the Reunion Island, *4th International Conference on Ocean Energy*, (2012).
- [17] S. A. Klein, *Engineering Equation Solver EES Academic Commercial V7. 933*. McGraw Hill, (2007).

## Remerciements

Les auteurs remercient DCNS et la Région Réunion, qui ont rendu possible la présente étude. DCNS, dont le cœur de métier historique est le naval de défense, a choisi d'investir son savoir-faire technologique et industriel dans le domaine des Energies Marines Renouvelables, dont l'ETM fait partie. Un partenariat entre DCNS et la Région Réunion a permis l'installation du PAT ETM et le financement de plusieurs travaux de recherche.