

Étude d'un modèle générique pour un cycle de Rankine à fluide organique

Ing. C. PONCELET
Dr Ir V. HANUS
PIERRARD – Virton

Cet article traite de l'étude d'un modèle générique pour la conception d'une machine à cycle de Rankine à fluide organique avec récupérateur de chaleur. Une plage d'étude a été établie pour le modèle de référence basé sur la méthode classique. Des explications sont données sur le modèle générique et son expression ainsi que les approches développées pour caractériser le récupérateur et les résultats obtenus.

Mots-clefs : cycle, Rankine, organique, ORC, récupérateur, échangeur de chaleur interne, modèle, thermodynamique, énergie, production.

This article deals with the study of a generic model for the design of an organic Rankine cycle unit with internal heat exchanger. A characteristic parameters range is established for the reference model based on the classic method. Explanations are given on the generic model and its expression moreover approaches developed to characterize the extra exchanger and results.

Keywords : cycle, Rankine, organic, ORC, recuperator, internal heat exchanger, IHE, model, thermodynamics, energy, production.

1. Introduction

Dans le cadre du développement d'un modèle générique pour un cycle de Rankine à fluide organique (ORC) sous-critique, une généralisation des calculs permettrait de déterminer les performances du système indépendamment du fluide employé, en contraste avec la méthode classique. Le travail réalisé permet d'explorer la possibilité d'étendre le modèle générique, en cours de validation à l'Ecole Polytechnique de Montréal pour une unité de base, à une configuration plus avancée, telle qu'avec un échangeur de chaleur interne. Plusieurs approches sont abordées afin de caractériser l'élément additionnel.

2. Cycle organique de Rankine

Le cycle organique de Rankine se base sur le cycle de Rankine traditionnel. Toutefois pour une unité ORC, le fluide utilisé est de type organique plutôt que de l'eau comme les centrales conventionnelles. Il est alors possible d'exploiter des sources d'énergie à plus basse température telles que le solaire concentré, la biomasse, la géothermie ou de valoriser des rejets thermiques industriels.

En ce qui concerne le cycle (Figure 1a), un fluide de travail (wf) est mis sous pression par une pompe (PP) ; ce fluide est ensuite évaporé grâce à un apport de chaleur (EV) d'une source chaude (hf) ; la vapeur ainsi générée traverse une turbine (EX) généralement couplée à un générateur produisant alors de l'électricité. Le cycle étant fermé, il est nécessaire de condenser le fluide (CD) pour la prochaine chauffe à l'aide d'une source froide (cf).

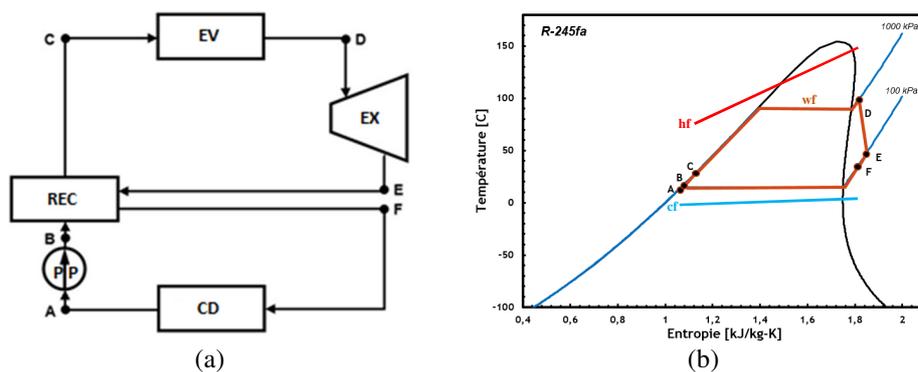


Figure 1 : (a) Schéma cycle de Rankine avec récupérateur ; (b) Diagramme T-s

Lorsque le fluide organique est de type sec, c'est-à-dire, lorsque la pente de la courbe de vapeur saturée est positive, il est possible d'implémenter un récupérateur de cha-

leur interne (REC) afin d'augmenter les performances du système. Cet élément permet alors de préchauffer le fluide en sortie de pompe grâce à la récupération de la chaleur sensible de vapeur surchauffée en sortie de turbine. Un tel aménagement permet la réduction d'énergie à apporter au fluide lors du préchauffage tout comme la taille du condenseur qui doit, dès lors, échanger moins de chaleur avec la source froide. Bien que le rendement global soit amélioré, il faut signaler un coût d'investissement plus élevé et des pertes de charges totales plus importantes.

Les diagrammes thermodynamiques les plus utilisés pour représenter ce cycle sont les diagrammes température-entropie (T-s) (Figure 1b) et enthalpie-entropie (h-s) (Figure 2a).

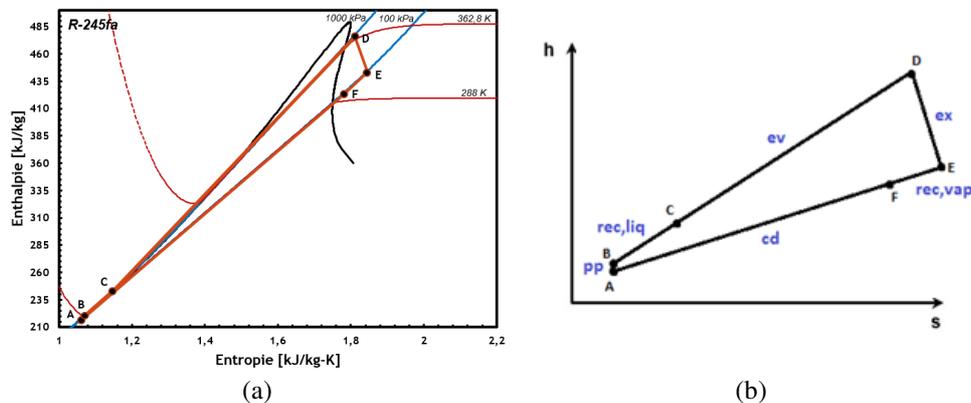


Figure 2 : (a) Diagramme h-s ; (b) Diagramme h-s simplifié

Dans ce dernier diagramme, les transformations isobares au niveau des échangeurs se rapprochent sensiblement à des droites, le diagramme est donc simplifié par la suite comme un quasi triangle (Figure 2b).

3. Modèle de référence

Une étude préliminaire a été nécessaire afin de mieux connaître l'ORC et son fonctionnement. Tout d'abord, une modélisation par la méthode classique a été effectuée à l'aide du logiciel Engineering Equation Solver (EES). Pour cette modélisation, plusieurs hypothèses ont été posées : le fluide utilisé est le R-245fa, les échangeurs ont été modélisés en trois zones afin de caractériser les chaleurs sensibles et latente. Pour le récupérateur, la modélisation se limite à un échange monophasique. Pour les irréversibilités, seules les efficacités isentropiques au niveau de la pompe et de la turbine ainsi que les efficacités des échangeurs sont considérées. Cette modélisation sert de référence pour la suite du travail.

En parallèle, un travail de documentation a eu lieu via une revue de la littérature. Cela a permis de mettre en évidence les paramètres d'entrée pour la modélisation. De plus, une synthèse des conditions d'opérations a été effectuée parmi vingt références. Cette synthèse et une analyse des performances via le modèle classique a permis de proposer une plage d'étude préliminaire pour la suite, fournissant 3456 combinaisons de conditions d'opérations (Tableau 1, où les indices *in* et *out* représentent respectivement les états d'entrée et de sortie de l'élément considéré, \dot{m} est le débit massique, η_{is} est le rendement isentropique et ε désigne l'efficacité du récupérateur. Au niveau des échanges avec les fluides secondaires, les paramètres utilisés sont les températures des fluides T , les niveaux de surchauffe ΔT_{ev} et de sous refroidissement ΔT_{cd} ainsi que le pincement *pinch*). Les valeurs ainsi proposées permettent d'obtenir une simulation sur une large plage tout en conservant un temps de calcul raisonnable.

Paramètre	Valeur		
<i>Fluid</i>	R-245fa	$T_{crit} [C] = 154$	
$T_{hf, in} [^{\circ}C]$	90	120	150
$T_{hf, out} [^{\circ}C]$	70	80	
$\dot{m}_{hf} [kg/s]$	10		
$T_{cf, in} [^{\circ}C]$	5	12	25
$T_{cf, out} [^{\circ}C]$	$T_{cf, in} + 5$		
$\eta_{is, pp}$	0,5	0,8	
$\eta_{is, ex}$	0,5	0,8	
ε_{rec}	0,25	0,65	
$\Delta T_{ev} [^{\circ}C]$	3	9	15
$\Delta T_{cd} [^{\circ}C]$	1	5	
<i>pinch</i> _{ev} [°C]	5	10	
<i>pinch</i> _{cd} [°C]	5	10	

Tableau 1 : Synthèse des conditions d'opération

4. Modèle générique [1]

Tout d'abord, le modèle générique se base sur la notion de température équivalente \tilde{T} . Il s'agit de la pente de la droite caractérisant l'isobare du diagramme h-s (Figure 3), où *i* et *j* représentent les états thermodynamiques du cycle (Éq. 1).

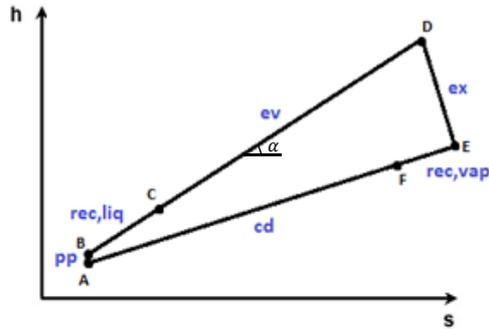


Figure 3 : Représentation graphique de la température équivalente

$$\tilde{T}_{ij} = \tan \alpha = \frac{\Delta h_{ij}}{\Delta s_{ij}} \quad (1)$$

De plus, il est nécessaire de déterminer des paramètres génériques (Tableau 2), c'est-à-dire des paramètres physiques indépendants du fluide de travail et permettant d'établir au minimum une comparaison économique.

Modèle classique	Modèle générique
$T_{hf,in}; T_{cf,in}; \dot{m}_{hf}$	$T_{hf,in}; T_{cf,in}; \dot{m}_{hf}$
$\eta_{is,pp}; \eta_{is,ex}$	$\eta_{is,pp}; \eta_{is,ex}$
$T_{hf,out}; T_{cf,out}$	$\tilde{T}_{hf}; \tilde{T}_{cf}$
$\Delta T_{ev}; \Delta T_{cd}$	$(\bar{U}A)_{ev}; (\bar{U}A)_{cd}$
ε_{rec}	$(\bar{U}A)_{rec}$
$pinch_{ev}; pinch_{cd}$	$\tilde{T}_{ev}; \tilde{T}_{cd}$

Tableau 2 : Récapitulatif des paramètres par modèle

Par la suite, les bilans sont établis à partir des deux premiers principes de la thermodynamique. Après avoir écrit ces bilans, le seul terme devant encore être déterminé, par rapport aux équations pour une unité de base, est l'entropie générée au niveau du récupérateur \dot{S}_{rec} :

$$\dot{W}_{pp} + \dot{Q}_{ev} - \dot{W}_{ex} - \dot{Q}_{cd} = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\dot{Q}_{ev}}{\tilde{T}_{ev}} - \frac{\dot{Q}_{cd}}{\tilde{T}_{cd}} + \dot{S}_{mec} + \dot{S}_{rec} = 0 \quad (3)$$

$$\dot{S}_{mec} = \dot{S}_{pp} + \dot{S}_{ex} \quad (4)$$

$$\dot{S}_{rec} = \dot{Q}_{rec} \left(\frac{1}{\tilde{T}_{rec,liq}} - \frac{1}{\tilde{T}_{rec,vap}} \right) \quad (5)$$

avec $\dot{W}_i = \dot{m} \Delta h_i$ et $\dot{Q}_i = \dot{m} \Delta h_i$, qui désignent respectivement les puissances mécanique et thermique, et \dot{S}_i l'entropie générée, où i fait référence à l'élément du cycle considéré, ainsi que $\frac{\dot{Q}_{ev}}{T_{hf}}$ et $\frac{\dot{Q}_{cd}}{T_{cf}}$ représentent les entropies générées lors de l'échange de chaleur avec les sources externes.

5. Analyse

À travers l'analyse, il est question de mettre en avant un moyen permettant de déterminer les caractéristiques $\tilde{T}_{rec,liq}$ et $\tilde{T}_{rec,vap}$ de l'échangeur de récupération à partir des paramètres d'entrée connus afin de déterminer l'entropie générée au niveau du récupérateur (Éq. 5).

5.1. Relation au niveau du récupérateur

La première méthode de détermination explorée se base sur l'équilibre de l'échange thermique à travers le récupérateur (Éq. 5), telle que la chaleur de la vapeur est totalement transmise au liquide. Après développement, il pourrait être possible d'exprimer une température par rapport à l'autre via une relation linéaire (Éq. 8).

$$\Delta h_{rec,liq} = \Delta h_{rec,vap} \quad (6)$$

$$\tilde{T}_{rec,liq} \cdot \Delta S_{rec,liq} = \tilde{T}_{rec,vap} \cdot \Delta S_{rec,vap} \quad (7)$$

$$\tilde{T}_{rec,liq} = \frac{\Delta S_{rec,vap}}{\Delta S_{rec,liq}} \cdot \tilde{T}_{rec,vap} \quad (8)$$

Toutefois après simulation, aucune tendance directe n'apparaît (Figure 4). Après réflexion, il est possible de déduire que le rapport d'entropie $\frac{\Delta S_{rec,vap}}{\Delta S_{rec,liq}}$ ne peut représenter une constante.

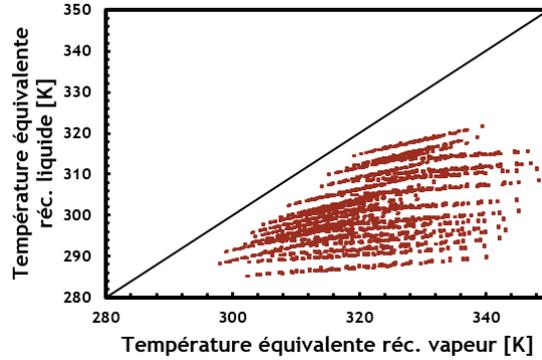


Figure 4 : Relation entre les températures équivalentes caractérisant le récupérateur

En effet, cela se traduit graphiquement (Figure 2a), la pente de la courbe de saturation pour le côté liquide (BC) du récupérateur est plus faible que pour le côté vapeur (EF). Dès lors, pour toute variation de la quantité de chaleur échangée Δh , l'entropie du côté liquide subira des variations plus importantes que pour celle côté vapeur.

5.2. Approximation graphique

La seconde méthode se base sur la représentation graphique du cycle dans le diagramme h-s simplifié (Figure 2b), il est possible de considérer une relation entre les températures équivalentes du récupérateur avec celles des deux échangeurs externes. Les niveaux de pression du côté liquide et du côté vapeur du récupérateur étant similaires respectivement à l'évaporateur et au condenseur, il est possible de supposer qu'il en est de même pour les températures équivalentes :

$$\tilde{T}_{rec,liq} \approx \tilde{T}_{ev} \quad (9)$$

$$\tilde{T}_{rec,vap} \approx \tilde{T}_{cd} \quad (10)$$

L'expression caractérisant l'entropie générée au niveau du récupérateur (Éq. 5) serait alors la suivante :

$$\dot{S}_{rec} = \dot{Q}_{rec} \left(\frac{1}{\tilde{T}_{ev}} - \frac{1}{\tilde{T}_{cd}} \right) \quad (11)$$

Cependant, cette expression entraîne une variation d'entropie négative (Éq.13) en contradiction avec le second principe de la thermodynamique (Éq.12) :

$$\dot{Q}_{rec} \left(\frac{1}{\tilde{T}_{rec,liq}} - \frac{1}{\tilde{T}_{rec,vap}} \right) > 0 \quad (12)$$

$$\dot{Q}_{rec} \left(\frac{1}{\tilde{T}_{ev}} - \frac{1}{\tilde{T}_{cd}} \right) < 0 \quad (13)$$

Les graphes présentés à la Figure 5 permettent de visualiser l'erreur commise sur chaque terme lors de cette approximation.

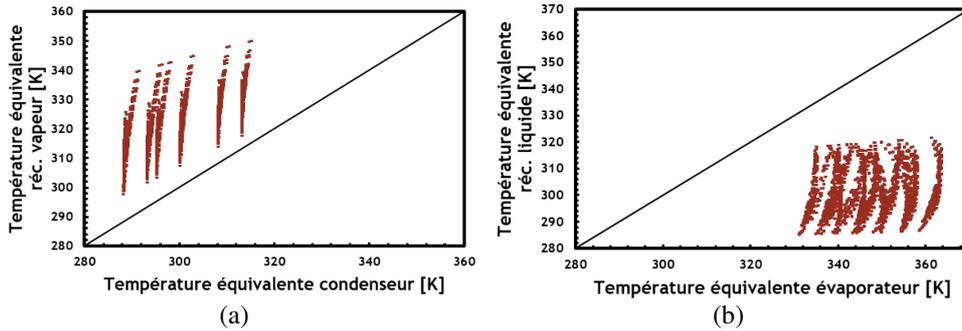


Figure 5 : Relation entre les températures équivalentes du récupérateur côté vapeur (a) et liquide (b) avec les échangeurs externes

$$\tilde{T}_{rec,vap} > \tilde{T}_{cd} \quad (14)$$

$$\tilde{T}_{rec,liq} < \tilde{T}_{ev} \quad (15)$$

Après analyse, il est clairement visible que $\tilde{T}_{rec,vap}$ est supérieur à \tilde{T}_{cd} et également invalidé pour le coté chauffe (Éq. 14 & 15).

5.3. Température moyenne logarithmique

La méthode suivante se base sur une autre interprétation de la température équivalente. Pour un échange de chaleur latente L_v , \tilde{T} est l'expression de la température de saturation à la pression donnée (Éq. 16). Pour la chaleur sensible, lorsque les variations de la capacité calorifique sont négligées, on remarque que la température équivalente se traduit en une expression de température moyenne logarithmique (LMT) (Éq. 17) :

$$\tilde{T}_{ij} = \frac{\Delta h_{ij}}{\Delta s_{ij}} = \frac{L_v}{\frac{L_v}{T_{sat}}} = T_{sat} \quad (16)$$

$$\tilde{T}_{ij} = \frac{\Delta h_{ij}}{\Delta s_{ij}} \approx \frac{c_p(T_j - T_i)}{c_p \ln\left(\frac{T_j}{T_i}\right)} = \frac{T_j - T_i}{\ln T_j - \ln T_i} = LMT \quad (17)$$

Il est alors pertinent de s'interroger sur la relation possible avec la différence de température moyenne logarithmique (LMTD), largement utilisée pour le dimensionnement d'échangeurs, comme étant la différence de température équivalente (Éq. 18).

$$\tilde{T}_j - \tilde{T}_i = LMT_j - LMT_i \approx LMTD_{ij} \quad (18)$$

Après analyse numérique, on constate que l'erreur maximale pour LMT sur les zones d'échange est plutôt négligeable mais pour toute la phase de chauffe, l'erreur augmente. Pour la relation LMTD, celle-ci n'est pas concluante sauf pour le récupérateur avec 1,32% d'erreur maximale tel que :

$$LMTD_{rec} \approx \tilde{T}_{rec,vap} - \tilde{T}_{rec,liq} \quad (19)$$

Par conséquent, la puissance thermique échangée et l'entropie générée au récupérateur peuvent donc être approximées en utilisant cette méthode :

$$\dot{Q}_{rec} = (\overline{UA})_{rec} LMTD_{rec} \approx (\overline{UA})_{rec} (\tilde{T}_{rec,vap} - \tilde{T}_{rec,liq}) \quad (20)$$

$$\dot{S}_{rec} \approx (\overline{UA})_{rec} (\tilde{T}_{rec,vap} - \tilde{T}_{rec,liq}) \left(\frac{1}{\tilde{T}_{rec,liq}} - \frac{1}{\tilde{T}_{rec,vap}} \right) \quad (21)$$

où le coefficient d'échange $(\overline{UA})_{rec}$ est de source connue. Il faut noter que la précision de l'approximation de l'échange thermique au récupérateur par la méthode de LMTD diminue lorsque la pente de la courbe de vapeur saturée s'accroît ou que le rendement isentropique de la turbine se réduit. En effet, le potentiel de vapeur surchauffée étant plus important et par conséquent les différences de température plus grandes, les approximations engendrent moins de précision.

5.4. Equilibre des échanges

Pour aller plus loin, il est possible de se baser sur une méthode géométrique plus précise en lien avec deux méthodes développées précédemment (Éq. 6 & 19). A partir de la représentation graphique de la Figure 6, où les notations font référence à la Figure 1a, il est possible de décomposer les droites BD et AE, représentant les isobares haute et basse pression, chacune en deux segments plus représentatifs de l'allure de la courbe de pression.

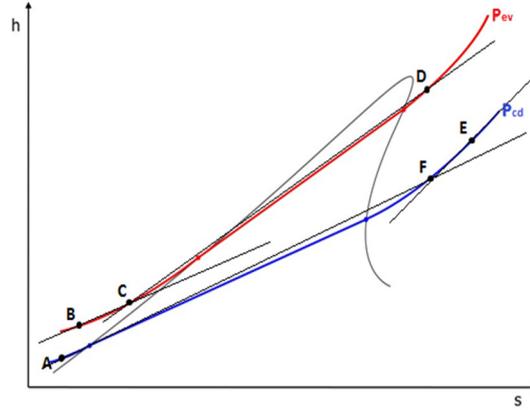


Figure 6 : Représentation des températures équivalentes pour le récupérateur

Les triangles BCD et AFE ainsi formés permettent de déduire deux équivalences :

$$\tilde{T}_{BD} (\dot{S}_{heating'} + \dot{S}_{rec,liq}) = \tilde{T}_{heating} \dot{S}_{heating'} + \tilde{T}_{rec,liq} \dot{S}_{rec,liq} \quad (22)$$

$$\tilde{T}_{AE} (\dot{S}_{cooling'} + \dot{S}_{rec,vap}) = \tilde{T}_{cooling} \dot{S}_{cooling'} + \tilde{T}_{rec,vap} \dot{S}_{rec,vap} \quad (23)$$

où $\dot{S}_{heating'} = \frac{\dot{Q}_{heating}}{\tilde{T}_{heating}}$, $\dot{S}_{cooling'} = \frac{\dot{Q}_{cooling}}{\tilde{T}_{cooling}}$, $\dot{S}_{rec,liq} = \frac{\dot{Q}_{rec}}{\tilde{T}_{rec,liq}}$, $\dot{S}_{rec,vap} = \frac{\dot{Q}_{rec}}{\tilde{T}_{rec,vap}}$ et $\dot{Q}_{rec} = L_{rec} \left(\frac{1}{\tilde{T}_{rec,liq}} - \frac{1}{\tilde{T}_{rec,vap}} \right)$, approximé au point précédent (Éq. 20), avec, L_{rec} qui désigne un coefficient d'échange phénoménologique pour le récupérateur.

Par ailleurs, la puissance de source chaude disponible pouvant être définie à partir des données relatives au fluide secondaire chaud, il est possible de déterminer la température équivalente pour la zone de chauffe via la méthode LMT ainsi que l'entropie générée telles que :

$$\dot{Q}_{heating} = \dot{m}_{hf} c_{p_{hf}} (T_{hf_{in}} - T_{hf_{out}}) = \dot{m}_{hf} c_{p_{hf}} 2(T_{hf_{in}} - \tilde{T}_{hf}) \quad (24)$$

$$\dot{Q}_{heating} = L_{heating} \left(\frac{1}{\tilde{T}_{heating}} - \frac{1}{\tilde{T}_{hf}} \right) \quad (25)$$

$$\dot{S}_{heating} = \dot{Q}_{heating} \left(\frac{1}{\tilde{T}_{heating}} - \frac{1}{\tilde{T}_{hf}} \right) \quad (26)$$

où $L_{heating}$ représente le coefficient d'échange phénoménologique, i.e. un coefficient basé sur des relations empiriques, pour la chauffe. La différence de température lors de l'échange (Éq. 24) est déterminée à partir du double de la différence entre la tem-

pérature d'entrée du fluide secondaire chaude et la température moyenne logarithmique. Cette expression se base sur l'approche du point milieu d'un segment (Figure 7), le point milieu P correspond à la valeur moyenne d'un segment OQ tel qu'il est possible d'écrire la relation $Q-O = 2(Q-P)$.

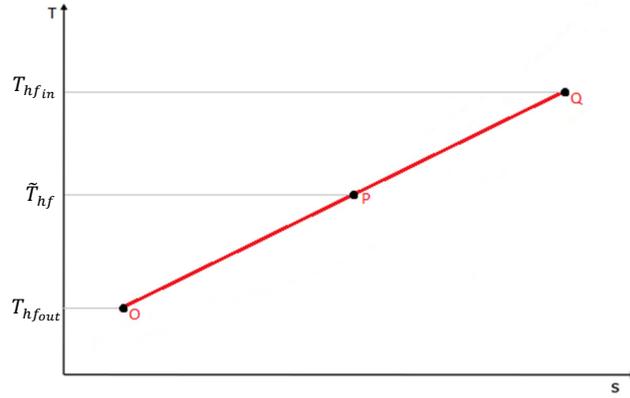


Figure 7 : Représentation du point milieu

Par la suite, des expressions similaires peuvent être données pour le refroidissement :

$$\dot{Q}_{cooling} = L_{cooling} \left(\frac{1}{\tilde{T}_{cf}} - \frac{1}{\tilde{T}_{cooling}} \right) \quad (27)$$

$$\dot{S}_{cooling} = \dot{Q}_{cooling} \left(\frac{1}{\tilde{T}_{cf}} - \frac{1}{\tilde{T}_{cooling}} \right) \quad (28)$$

où $L_{cooling}$ représente le coefficient d'échange phénoménologique pour le refroidissement. Par la suite les bilans de puissance (Éq. 2) et d'entropie (Éq. 3) doivent être respectés tout comme le bilan :

$$\dot{S}_{pp} + \frac{\dot{Q}_{rec} + \dot{Q}_{heating}}{\tilde{T}_{BD}} + \dot{S}_{ex} = \frac{\dot{Q}_{cooling} + \dot{Q}_{rec}}{\tilde{T}_{AE}} \quad (29)$$

L'évaluation des entropies générées à la pompe et la turbine sont respectivement :

$$\dot{S}_{pp} = \frac{\dot{W}_{pp}}{\tilde{T}_{pp}} \quad (30)$$

$$\dot{S}_{ex} = -\frac{\dot{W}_{ex}}{\tilde{T}_{ex}} \quad (31)$$

avec $\tilde{T}_{pp} = \left(\frac{1}{1 - \eta_{is,pp}} \right) \tilde{T}_{rec,liq}$ et $\tilde{T}_{ex} = \left(\frac{-\eta_{is,ex}}{1 - \eta_{is,ex}} \right) \tilde{T}_{rec,vap}$

En récapitulatif, les paramètres utilisés pour cette approche sont repris dans le Tableau 3 suivant en comparaison avec les paramètres utilisés dans le modèle classique.

Modèle classique	Modèle générique
$T_{hf\,in} ; T_{cf\,in} ; \dot{m}_{hf}$	$T_{hf\,in} ; T_{cf\,in} ; \dot{m}_{hf}$
$\eta_{is,pp} ; \eta_{is,ex}$	$\eta_{is,pp} ; \eta_{is,ex}$
$T_{hf\,out} ; T_{cf\,out}$	$\tilde{T}_{hf} ; \tilde{T}_{cf}$
$\Delta T_{ev} ; \Delta T_{cd}$	$L_{ev} ; L_{cd}$
ε_{rec}	L_{rec}
$pinch_{ev} ; pinch_{cd}$	$\tilde{T}_{BD} ; \tilde{T}_{AE}$

Tableau 3 : Récapitulatif des paramètres de modélisation

Les seules erreurs introduites dans cette approche proviennent de l'évaluation de la température équivalente de chauffe (Éq. 24) et de l'approximation de l'échange thermique au récupérateur si l'expression approximée par la méthode LMT (Éq. 19), donnée au point précédent, est utilisée.

6. Perspectives

Au niveau des perspectives, il serait nécessaire d'évaluer de manière numérique la dernière méthode proposée. Par ailleurs, un avis critique conduit à se demander s'il est vraiment possible d'établir un modèle générique pour une configuration ORC avec récupérateur. La capacité de récupération dépendant du fluide utilisé, il est en effet difficile d'imaginer une généralisation totale.

Pour finir, le modèle générique étant intéressant pour une simplification de conception, il est pertinent de continuer son extension pour davantage de fluides, de même que pour d'autres configurations, telles qu'une unité avec régénération.

7. Conclusion

Après un approfondissement des connaissances sur l'ORC, il a été possible de développer plusieurs méthodes afin de déterminer une relation permettant de caractériser l'élément additionnel. Les résultats de l'analyse préliminaire sont concluants et permettent de guider la suite du projet. Toutefois, la perspective d'une généralisation pour une unité avec récupération reste difficile à concevoir au vu du lien direct avec la courbe de saturation caractéristique pour chaque fluide et donc leur potentiel de récupération.

8. Sources

- [1] NEVEU, P. *et al.*, « Optimal integration of Rankine cycles in concentrated solar power plant », in : *Proceedings of ECOS 2015-The 28th International Conference on efficiency, cost, optimization and environmental impact of energy systems*, Pau, France, 2015.

9. Remerciements

Nous tenons à remercier Monsieur Alberto TEYSSEDOU, professeur titulaire au département de génie physique de l'Ecole Polytechnique de Montréal pour avoir offert la possibilité de réaliser un stage au sein de son département, ainsi que Monsieur Etienne SALOUX, post doctorant, pour son suivi et sa patience tout au long de ce projet, ainsi que son aimable autorisation pour cette publication.