

# Valorisation de sources de chaleur à basse température par conversion en travail mécanique

**Kiari GONI BOULAMA**

Collège militaire royal du Canada

CP 17000 Succursale Forces

Kingston K7K7B4, ON, Canada

Email : [goni.boulama@rmc.ca](mailto:goni.boulama@rmc.ca)

**Résumé** – La valorisation de sources de chaleur à basse température en vue d'accroître l'efficacité énergétique globale et de diminuer la pression sur les ressources énergétiques fossiles constitue une motivation pour la recherche de moyens de conversion en énergie mécanique de meilleure qualité. Dans cet article, la dégradation de la performance du cycle de Rankine à base d'eau lorsque la température de la source de chaleur diminue a été présentée et expliquée. Par la suite, des cycles de type Rankine utilisant des composés organiques comme fluides moteurs ont été étudiés et tous ont démontré des performances supérieures à celles du cycle conventionnel.

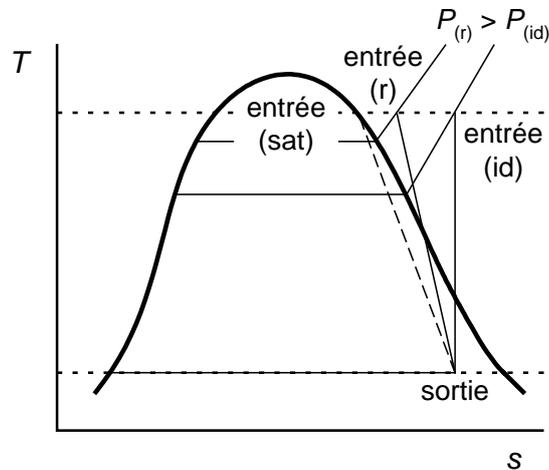
## 1. Introduction

Le cycle de Rankine constitue le mode privilégié de production d'énergie électrique dans le monde. Dans sa forme conventionnelle, il utilise la chaleur dégagée par la combustion d'une substance fossile pour produire de la vapeur d'eau surchauffée sous haute pression dont la détente permet de produire de l'énergie mécanique. L'utilisation de l'eau comme fluide de travail est justifiée par sa grande disponibilité et par ses intéressantes propriétés thermiques et thermodynamiques. L'eau est entre autres connue pour sa grande capacité à transporter la chaleur. Comme le cycle de Rankine, le cycle de Brayton fait aussi recours à la combustion d'une substance fossile, la chaleur dégagée étant transmise à de l'air pressurisé qui est par la suite détendu avec production de travail [1]. Parallèlement, d'importantes ressources en chaleur à des températures relativement faibles existent dans la nature ou sont produites par divers procédés industriels. Une grande partie de ces ressources est inexploitée, alors que pour la partie exploitée le chauffage d'ambiance et la production d'eau chaude sanitaire constituent le principal mode de récupération. La conversion en énergie mécanique est marginale et est de fait considérée comme non viable lorsque la température de la ressource est inférieure à 350°C [2]. Nous avons dans un précédent article adopté l'approche théorique exergétique en vue de quantifier le potentiel de conversion en travail mécanique de la chaleur transportée par des fluides chauds de diverses natures à différentes températures [3]. La dégradation de la performance du cycle de Rankine conventionnel lorsque la température de la source de chaleur diminue est cette fois-ci illustrée et expliquée en termes de potentiels de variations de pression et d'enthalpie dans la turbine et aussi en termes de rendement de la conversion de la chaleur en travail. Par la suite, s'inspirant de la technologie de Rankine, des fluides moteurs permettant de meilleures performances que l'eau sont présentés et discutés.

## 2. Le cycle de Rankine conventionnel à eau

On considère un cycle de Rankine sous-critique comportant une pompe, un générateur de vapeur, une turbine et un condenseur. Le fluide de refroidissement disponible définit la pression de condensation. Le titre minimal de la vapeur d'eau à la sortie de la turbine est aussi un paramètre rigide de conception et varie généralement entre 90% et 95%. Ces deux contraintes définissent le point de sortie de la turbine. D'autre part, la température de la source de chaleur et la conception du générateur de vapeur déterminent la température de la vapeur d'eau à l'entrée de la turbine. La valeur la plus haute théoriquement possible de la

pression en ce point correspond à la saturation (entrée (sat) sur la figure 1) et la pression la plus basse théoriquement possible correspond à une détente isentropique (entrée (id)). Le point d'entrée réel (entrée (r)) est situé entre ces deux valeurs extrêmes et dépend du rendement isentropique de la détente représenté par la pente du segment [entrée (r) – sortie].



**Figure 1 :** Diagramme  $T$ - $s$  de détentes idéale et réelle dans une turbine à vapeur d'eau

À titre d'exemple, si la condensation a lieu à  $T_s = 30^\circ\text{C}$ , la pression à la sortie de la turbine doit être de  $P_s = 0.042$  bar. Si le taux de condensation maximal admissible par la turbine de 5%, l'enthalpie et l'entropie spécifiques du mélange moteur à la sortie de la turbine sont alors  $h_s = 2434.8$  kJ/kg et  $s_s = 8.0525$  kJ/kg/K respectivement. Ce point est par suite défini.

Si la température à la sortie du générateur de vapeur est de  $300^\circ\text{C}$  et que la détente est idéale, l'entrée à la turbine est définie par  $T_e = 300^\circ\text{C}$ ,  $P_{e,id} = 1.4$  bar,  $h_{e,id} = 3073.3$  kJ/kg et  $s_{e,id} = 8.0525$  kJ/kg/K. Pour une détente avec un rendement isentropique de 85%, le point d'entrée à la turbine est déplacé horizontalement vers la gauche sur la figure 1 et est défini par  $T_e = 300^\circ\text{C}$ ,  $P_{e,r} = 3.1$  bar,  $h_{e,r} = 3069.1$  kJ/kg et  $s_{e,r} = 7.6870$  kJ/kg/K. Un plus faible rendement de détente décalerait davantage le point d'entrée à la turbine vers la gauche, dans le sens des pressions croissantes, avec des potentiels décroissants de variation d'enthalpie. La limite à gauche (état de vapeur saturée) est définie par  $T_e = 300^\circ\text{C}$ ,  $P_{e,sat} = 85.8$  bar,  $h_{e,sat} = 2749.0$  kJ/kg et  $s_{e,sat} = 5.7045$  kJ/kg/K. La détente à partir du point de saturation est par ailleurs très dommageable au fonctionnement de la turbine.

La définition des points d'entrée et de sortie de la turbine permet de calculer la production de travail à la turbine et le rendement du cycle de conversion en rapportant le travail net généré à la consommation d'énergie thermique. Le raisonnement a été mené pour des températures d'entrée à la turbine variant entre  $100^\circ\text{C}$  et  $600^\circ\text{C}$ . Le rendement de la turbine a été fixé à 85%. Le point de sortie de la turbine est dans un premier temps resté inchangé, imposé par les conditions du médium de refroidissement et la contrainte d'un taux de condensation maximal de 5% sur la turbine. Une deuxième série de simulations a ensuite été effectuée dans le cas d'une turbine acceptant un titre de vapeur plus faible ( $x = 90\%$ ).

Il a d'abord été observé que la pression à laquelle la vapeur d'eau est introduite dans la turbine augmente de façon quasi parabolique à mesure que la chaleur est disponible à des températures de plus en plus élevées. À l'inverse, lorsque la température de la source est faible, la pression maximale d'admission à la turbine et le potentiel de chute de pression dans la turbine sont considérablement altérés. Aussi, le fait pour la turbine de supporter un taux de condensation de 10% a entraîné un glissement vers le haut de la courbe de la pression maximale d'admission par rapport au cas où le titre minimal acceptable est de 95%.

La variation de pression dans la turbine n'est cependant pas proportionnelle à la variation d'enthalpie et au potentiel de production de travail. La figure 2 montre en fait une diminution quasi-linéaire du potentiel de production de travail dans la turbine à mesure que la température à laquelle la source de chaleur est disponible diminue. Un taux de condensation plus élevé à la sortie de la turbine est synonyme d'une enthalpie spécifique plus faible en ce point et donc d'un potentiel plus important de production de travail au cours de la détente. Ceci explique le glissement vers le haut de la courbe correspondant au titre de vapeur de 90% par rapport au cas où le titre minimal toléré à l'échappement de la turbine est de 95%.

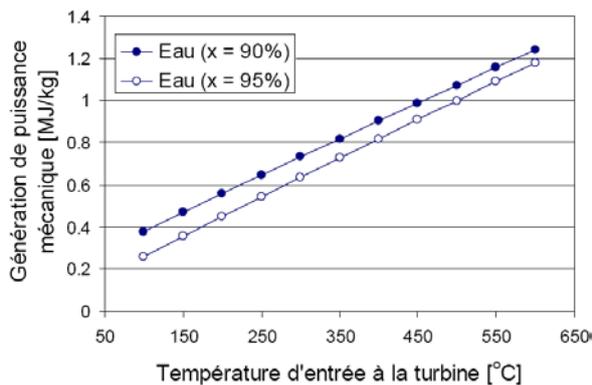


Figure 2 : Potentiel de production de travail en fonction de la température

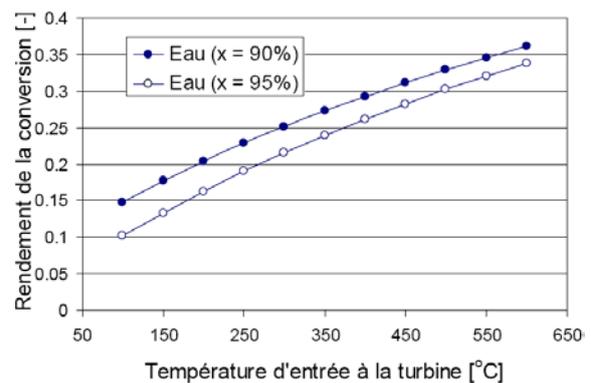


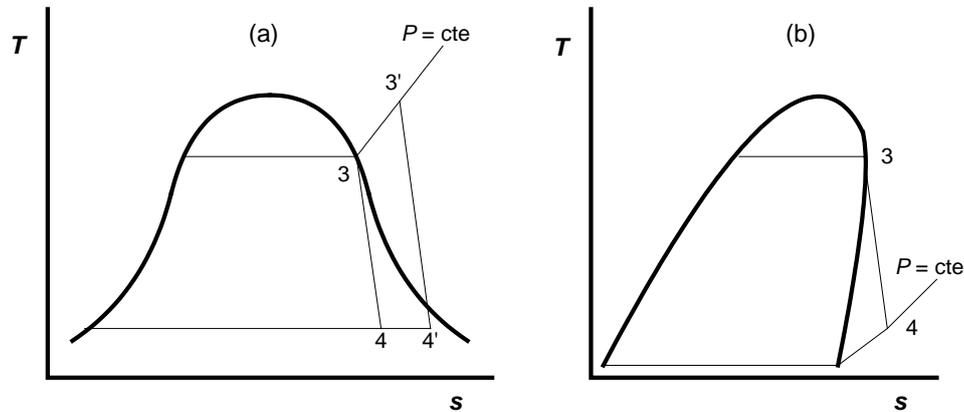
Figure 3 : Rendement de la conversion de la chaleur en travail en fonction de la température

En accord avec la figure 2, la figure 3 illustre une diminution significative du rendement de la conversion de la chaleur en travail à mesure que la température à laquelle la chaleur est disponible diminue. À haute température, on approche des valeurs classiques des rendements de centrales thermiques industrielles, alors que le rendement de la conversion atteint à peine 21% lorsque la température maximale possible à l'admission de la turbine est de 300°C. On note que le meilleur rendement relatif avec la turbine supportant un taux de condensation élevée est cohérent avec une déperdition moins importante de chaleur latente au condenseur.

### 3. Fluides moteurs alternatifs pour cycle de conversion de type Rankine

Les résultats illustrés par les figures 2 et 3 constituent une motivation pour la recherche de technologies alternatives ou, comme ici, de fluides moteurs alternatifs tout en conservant le principe du cycle de Rankine pour la conversion de la chaleur à basse température en travail en mécanique. Pour pallier la faible tension de vapeur de l'eau, la recherche s'est orientée vers les fluides à tension de vapeur élevée comme l'ammoniac qui est un fluide abondant et aux propriétés bien connues [4]. Par exemple, une source de chaleur à 150°C est suffisante pour produire de la vapeur d'ammoniac à plus de 100 bar. Le propane et le propadiène constituent d'autres exemples. La découverte des fluides synthétiques a propulsé la science de la réfrigération avec des fluides comme le R142b et le R11 qui présentent aussi des tensions de vapeur plus élevées que celle de l'eau [5]. Certains alcools légers comme l'éthanol et le méthanol peuvent aussi être cités avec des pressions de saturation respectives de 3.5 bar et 2.2 bar à 100°C. Cependant, si ces fluides paraissent avantageux par rapport à l'eau en termes de pression d'admission à la turbine, cet avantage devient un inconvénient lorsque la pression de sortie de la turbine est considérée. En effet, un fluide moteur à tension de vapeur élevée sortirait aussi de la turbine à une pression relativement élevée et la chute de pression et la variation d'enthalpie dans la turbine seront finalement limitées. Ceci conduirait aussi à une installation entièrement pressurisée, *i.e.* des coûts élevés de matériaux et une importante consommation de puissance pour la pressurisation.

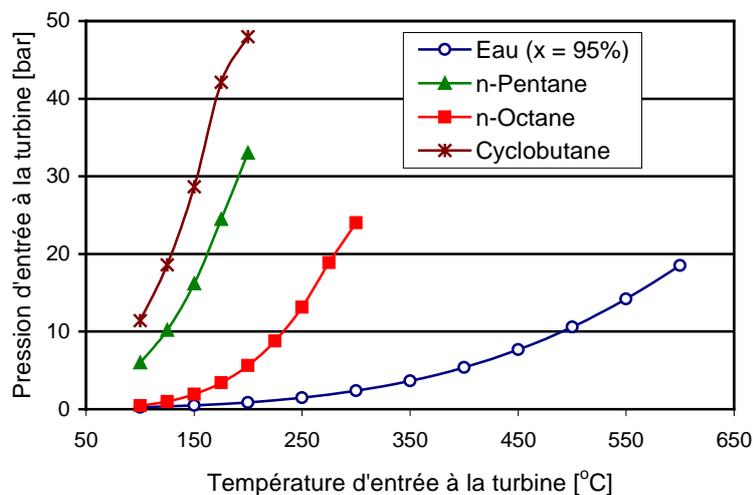
Par ailleurs, l'ammoniac appartient à la même famille de fluides dits mouillants que l'eau [5], avec une courbe de saturation en forme de gaussienne sur le diagramme  $T-s$  (Figure 4a). L'utilisation de ces fluides limite les variations de pression et d'enthalpie au cours de la détente afin d'éviter une condensation précoce et importante dans la turbine. Pour prévenir la condensation dans la turbine, la pratique courante consiste à surchauffer la vapeur (segment 3-3' sur la figure 4a), ce qui constitue une dépense d'énergie supplémentaire à la chaudière.



**Figure 4 :** Diagrammes  $T-s$  de fluides (a) mouillants et (b) séchants

Par opposition aux fluides mouillants, les fluides dits séchants ne risquent pas de condenser dans la turbine et ne requièrent pas de surchauffe au générateur de vapeur (Figure 4b). Les fluides séchants ont par suite été suggérés comme fluides de substitution à l'eau, et au sein de la famille des fluides séchants, un avantage pour les hydrocarbures a été évoqué par de nombreux auteurs [5, 6, 7]. Un échantillon d'hydrocarbures a par suite été considéré dans cet article et une comparaison des performances par rapport à celles du cycle de Rankine conventionnel à eau est présentée dans ce qui suit.

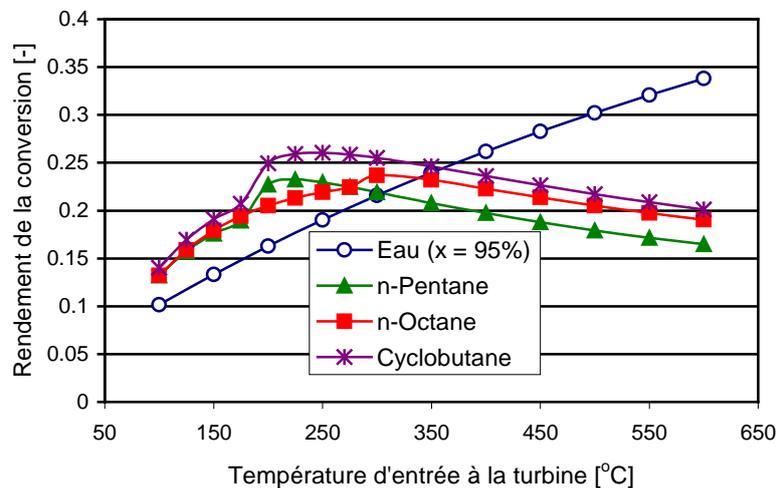
Les potentiels de variation de pression dans une turbine à vapeur ont d'abord été examinés pour l'eau, le n-pentane, le n-octane et le cyclobutane pour la même gamme de température de source de chaleur considérée plus haut. Le n-pentane et le n-octane sont séchants tandis que le cyclobutane est faiblement mouillant. Les pressions ont été maintenues en deçà de leur valeur critique dans tous les cas présentés.



**Figure 5 :** Pressions maximales d'admission à la turbine en fonction de la température de la source de chaleur pour des cycles de Rankine à base de différents fluides moteurs

Aux faibles températures, la figure 5 montre que les pressions d'admission à la turbine pour les trois hydrocarbures sont supérieures à celle de l'eau et elles augmentent avec la température à laquelle la chaleur est disponible. Pour les mêmes conditions de source de chaleur, de source froide et les mêmes contraintes sur la turbine, les hydrocarbures présentent ainsi de plus importants potentiels de chute de pression que la vapeur d'eau. Ceci est souvent une indication d'un fort potentiel de conversion de la chaleur en travail.

Sur la figure 6 sont représentés les rendements des cycles de conversion de la chaleur en travail par l'intermédiaire de cycles de Rankine utilisant les quatre substances de la figure 5. Les points d'entrée à la turbine sont ceux représentés sur la figure 5. La pression de sortie de la turbine est compatible avec une condensation à 30°C. Le rendement isentropique de détente est fixé à 85%. Il est observé que le cycle à base n-pentane est meilleur par rapport aux cycles à base de n-octane et d'eau sur l'intervalle de 175 à 275°C, avant que le n-octane ne prenne l'avantage. Le cycle à base de cyclobutane est le meilleur de tous sur l'intervalle de 100 à 350°C avec par exemple un rendement de 36% supérieur à celui du cycle à eau à 250°C. De toutes les substances considérées, l'eau est le meilleur fluide moteur pour les températures supérieures à environ 350°C, et ceci est conforme à nos attentes.



**Figure 6 :** Rendement de la conversion de la chaleur en énergie mécanique en fonction de la température du fluide moteur à la sortie de la chaudière

Il est important de noter que les croisements entre les courbes de rendement des cycles utilisant les différentes substances considérées sur la figure 6 confirment qu'il n'existe pas de fluide moteur idéal universel, et que la sélection du fluide moteur est un exercice complexe et fortement lié aux propriétés thermodynamiques et thermiques exactes de la source de chaleur. Pour compléter la discussion, il convient de souligner que cette figure illustre la qualité de la conversion de la chaleur reçue en énergie mécanique et ne donne pas l'information quant à la capacité propre de chacun des fluides considérés à extraire de la chaleur à partir de la ressource disponible.

Un autre résultat important observé lors de cette étude est que l'utilisation de substances séchantes comme fluides moteurs dans des cycles de conversion de type Rankine conduit à des sorties de turbine à l'état de vapeur surchauffée *i.e.* avec une chaleur sensible résiduelle importante selon les cas. Par exemple, lorsque le n-pentane entre dans la turbine à 500°C et 33 bar et est détendu jusqu'à 0,8 bar correspondant à une température de condensation de 30°C, il est produit environ 260 kJ/kg de travail mécanique, soit un rendement de conversion de 18%, avant que la vapeur basse pression ne quitte la turbine à 360°C, c'est-à-dire bien au-

delà de sa température de condensation (Point 4 sur la figure 4b). La chaleur sensible résiduelle peut être utilisée pour augmenter la production de travail par l'intermédiaire d'un cycle de Rankine plus sophistiqué (incluant par exemple un préchauffage du liquide haute pression avant d'arriver au générateur de vapeur) [8] ou des cycles moteurs en cascade (en utilisant la vapeur basse pression à la sortie de la turbine comme source de chaleur à l'usage d'un deuxième cycle de puissance, etc.). La chaleur sensible résiduelle à l'échappement de la turbine peut aussi être utilisée pour la production de chaleur et/ou de froid (cogénération) [9].

#### 4. Conclusion

La dégradation des performances du cycle de Rankine conventionnel à eau lorsque l'énergie thermique première provient par exemple d'effluents industriels à faible température a été mise en évidence. Les causes identifiées de la perte de performance du cycle à eau se résument à sa faible tension de vapeur et surtout à son caractère mouillant qui concurremment limitent la variation de pression, la variation d'enthalpie et la production de travail à la turbine. Par suite, l'utilisation de fluides moteurs à plus fortes tensions de vapeur et, mieux encore, celle de fluides moteurs séchants a été suggérée car permettant d'améliorer sensiblement la rentabilité des cycles de conversion. Quelques fluides séchants, ici des hydrocarbures, ont été considérés et comparés à l'eau en termes de potentiel de chute de pression dans la turbine, de potentiel de production de travail et de rendement de conversion de la chaleur en travail. Tous ont démontré de meilleures aptitudes que l'eau lorsque la température de la source de chaleur est inférieure à 400°C. Un croisement des courbes de performance a aussi été observé suggérant que la sélection du fluide moteur le plus approprié est un exercice difficile, fonction forte de la température exacte de la source chaude. Un dernier avantage a été mis en évidence pour les fluides séchants et consiste en la possibilité d'utiliser la chaleur sensible résiduelle transportée par la vapeur basse pression à l'échappement de la turbine pour une production supplémentaire de puissance ou pour une production simultanée de travail et de chaleur.

#### Références

- [1] Y.A. Çengel et M.A. Boles, *Thermodynamics: An Engineering Approach*, 6<sup>ème</sup> éd., McGraw-Hill New York (2008), 1018 p.
- [2] T.C. Hung, Waste Heat Recovery of Organic Rankine Cycle Using Dry Fluids, *Energy Conversion and Management*, 42 (2001), 539–553.
- [3] R. Labrecque et K. Goni Boulama, Get Most Out of Waste Heat, *Chemical Engineering*, 113-10 (2006), 40–43.
- [4] A.I. Kalina et H.M. Liebovitz, Kalina Cycle Promises Improved Efficiency, *Modern Power Systems (MPS) Review*, 7-1 (1987), 19–23.
- [5] B. Saleh, G. Koglbauer, M. Wendland et J. Fischer, Working Fluids for Low-Temperature Organic Rankine Cycles, *Energy*, 32 (2007), 1210–1221.
- [6] K. Goni Boulama, Cycles de conversion de la chaleur industrielle résiduelle en énergie électrique : Théorie, technologie et analyse de sensibilité, *Rapport technique Hydro-Québec, LTE-RT-2007-0124* (Shawinigan, QC, 2007) 37 p.
- [7] K.Z. Iqbal, H.H. West et K.E. Starling, Hydrocarbon Working Fluid and Operating Conditions Selection for the Conventional Geothermal Binary Cycle, *Proceedings of the 13<sup>th</sup> Intersociety Energy Conversion Engineering Conference* (San Diego, CA, 1978), 2, 1114–1120.
- [8] P.J. Mago, L.M. Chamra, K. Srinivasan et C. Somayaji, An Examination of Regenerative Organic Rankine Cycles Using Dry Fluids, *Applied Thermal Energy*, 28 (2008), 998–1007.
- [9] D.C. Erickson, G. Anand et I. Kyung, Heat Activated Dual-Function Absorption Cycle, *ASHRAE Transactions*, 110-1 (2004), 515–525.