

Analyse théorique d'un nouveau système hybride à deux éjecteurs

Hanene LANDOULSI^{1*}, Mouna ELAKHDAR¹, Lakdar KAIROAUNI¹, Ezzedine NEHDI¹

¹Unité de Recherche Energétique et Environnement
Ecole Nationale d'ingénieurs de Tunis– BP 37, Le Belvédère 1002, Tunis, Tunisie
Université Tunis El Manar, Tunis
[*landoulsi.hanene@hotmail.com](mailto:landoulsi.hanene@hotmail.com)

Résumé - Cette étude présente une analyse théorique d'un nouveau système énergétique. Le cycle proposé combine le cycle de Rankine et le cycle de réfrigération à éjecteur par l'ajout d'une turbine entre le générateur de vapeur et les deux éjecteurs. Le cycle combiné peut produire simultanément l'énergie électrique et le froid à deux niveaux de température différents avec une seule source de chaleur. L'éjecteur est étudié en régime de fonctionnement optimal. Le modèle de l'éjecteur est un modèle théorique, global et unidimensionnel. L'hypothèse du mélange à section constante est utilisée. Le modèle inclut les effets du frottement dans la chambre de mélange. Une simulation a été effectuée pour évaluer les performances du cycle en utilisant le R123, R141b et le R245fa comme fluides de travail. Le langage de programmation est le FORTRAN et les propriétés thermophysiques des fluides frigorigènes sont évaluées en utilisant la base de données REFPROP V 9.0. L'étude montre que le R141b donne les meilleures performances. L'influence des paramètres thermodynamiques sur les performances du système est étudiée. Les résultats montrent que la température du générateur, la nature de fluide et la géométrie de l'éjecteur ont une influence significative sur les performances du système.

Nomenclature

BB	Taux de détente de la turbine	W	Travail mécanique, kW
COP	Coefficient de performance	X	Position de la tuyère motrice par rapport au col du mélangeur, m
C _p	La chaleur spécifique du gaz à pression constante, kJ.kg ⁻¹ K ⁻¹	<i>Symboles grecs</i>	
D	Diamètre de la chambre de mélange, m	φ	Rapport de la section de la chambre de mélange et la section au col de la tuyère motrice = (D/d _x) ²
d	Diamètre de sortie de la partie divergente de la tuyère motrice, m	ξ	Le rapport moteur
d _D	Diamètre de sortie de la partie divergente de la tuyère secondaire, m	Δ	Relatif à la variation d'un paramètre
d _s	Diamètre au col de la tuyère motrice, m	H	Efficacité ou rendement
F	Coefficient de frottement à la paroi	Ω	Rapport de la section de sortie de la tuyère secondaire sur celle de la chambre de mélange Ω=(d _D /D) ²
h	Enthalpie, kJ.kg ⁻¹	ρ	Densité, kg.m ⁻³
k	Rapport des chaleurs massiques= C _p /C _v	η	Efficacité isentropique (%)
L	Longueur de la chambre de mélange, m	θ	Rapport de température génératrice entre le fluide moteur et le fluide secondaire
M	La vitesse adimensionnelle	<i>Indices et exposants</i>	
m	débit massique, kg.s ⁻¹	evap	évaporateur
p	Pression, Pa	ger	générateur
Q	Puissance calorifique, kW	turb	turbine
R _{ext}	Taux d'extraction	ext	extraction
r	Rapport de compression	D	diffuseur
s	Entropie, J.kg ⁻¹ K ⁻¹	cond	condenseur
T	Température, K		
U	Taux d'entraînement de l'éjecteur		
V	Vitesse, m.s ⁻¹		

Net	net	v	vapeur
l	liquide	'	Fluide primaire (ou fluide moteur)
p	pompe	"	Fluide secondaire (ou fluide aspiré)

1. Introduction

Dans le monde actuel, la mondialisation dans son évolution rapide des populations accroît les demandes en énergie de façon exponentielle. La nouvelle conquête du 21ème siècle est donc de continuer à répondre aux besoins tout en optimisant au mieux tous les systèmes existants et en découvrir de nouveaux plus propres. Il est donc important de prendre en compte les ressources énergétiques locales et d'exploiter les grandes quantités de chaleur perdues dans la production d'électricité. Les pertes de chaleur dans la production électrique peuvent être utilisées à une autre fin par utilisation de la cogénération. En particulier, les systèmes combinés de production d'énergie électrique et du froid qui combinent le cycle de Rankine et le cycle de réfrigération a été étudié par plusieurs travaux.

Goswami et al. [1] ont utilisé un mélange binaire pour produire de l'énergie électrique et du froid. Ce cycle est une combinaison du cycle de Rankine et du cycle de refroidissement par absorption. Un cycle combiné utilisant le R245fa comme fluide de travail a été étudiée par Zheng et al. [2]. Le cycle proposé combine les cycles de puissance et de réfrigération basé sur le cycle Kalina. Les résultats des simulations ont montré que ce cycle a une bonne efficacité énergétique. Wang et al. [3] ont proposé une version modifiée du cycle combiné proposé par Dai et al. [4]. Le cycle proposé combine le cycle ORC et le cycle de réfrigération à éjecteur. Le fluide utilisé était le R123. Une analyse exergetique et paramétrique a été réalisée pour étudier les effets des paramètres thermodynamiques sur la performance et les pertes exergetique dans chaque composant.

Notre travail s'intègre dans le même cadre. Cette étude présente une analyse thermodynamique d'un nouveau cycle combiné. Le cycle proposé combine le cycle de Rankine et le cycle de réfrigération à éjecteur par l'ajout d'une turbine entre le générateur de vapeur et les deux éjecteurs. Le cycle combiné peut produire simultanément l'énergie électrique et le froid à deux niveaux de température différents avec une seule source de chaleur. L'éjecteur est étudié en régime de fonctionnement optimal. Le modèle de l'éjecteur unidimensionnel basé sur les principes de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de la conservation de l'énergie. L'hypothèse du mélange dans une chambre de mélange à section constante est adoptée. Le programme est écrit en FORTRAN et les propriétés thermophysiques des réfrigérants sont évaluées à l'aide de la base de données REFPROP V 9.0 [5]. Les résultats sont trouvés pour différentes conditions de fonctionnement.

2. Description du système combiné

Le schéma de principe et le diagramme p-h du nouveau système combiné à deux éjecteurs sont représentés respectivement sur les figures 1 et 2.

$$Q_{evap1} = m_1''(h_9 - h_8) \quad (1)$$

Avec: $m_1'' = m_7 = m_8 = m_9$, $p_{evap1} = f(T_{evap1})_v$ et $T_{evap1} = T_9$

$$Q_{evap2} = m_2''(h_{14} - h_{15}) \quad (2)$$

Avec: $m_2'' = m_{14} = m_{15} = m_{16}$, $p_{evap2} = f(T_{evap2})_v$ et $T_{evap2} = T_{14}$

3.2. Générateur de vapeur

Le quantité de chaleur échangé au niveau du générateur de vapeur est donnée par la relation suivante:

$$Q_{ger} = m_2(h_2 - h_1) \quad (3)$$

3.3. Le condenseur

En supposant que le fluide frigorigène à la sortie du condenseur (Etat 5) est un liquide saturé, nous avons:

$$p_{cond} = f(T_{cond})_l \text{ avec } T_{cond} = T_5$$

La quantité de chaleur cédée au niveau du condenseur est donné par l'expression suivante:

$$Q_{cond} = m_6(h_{10} - h_5) \quad (4)$$

3.4. Les pompes

En supposant que la compression au niveau des trois pompes est isentropique, nous avons :

$$s_1 = s_{12} \quad , \quad s_6 = s_5 \quad \text{et} \quad s_{19} = s_{18}$$

Le travail de compression au niveau de chaque pompe est donné par:

$$W_{p1} = m_2(h_1 - h_{12}) \quad (5)$$

$$W_{p2} = m_{10}(h_6 - h_5) \quad (6)$$

$$W_{p3} = m_{19}(h_{19} - h_{18}) \quad (7)$$

3.5. La turbine

Le travail de détente au niveau de la turbine est donné par l'expression suivante:

$$W_{turb} = m_2(h_2 - h_3) + (m_2 - m_1')(h_3 - h_{13}) + (m_2 - m_1' - m_2')(h_{13} - h_{10}) \quad (8)$$

$$\text{avec: } m_2 = m_1' + m_2' + m_{10}$$

3.6. Les détenteurs

Au niveau des deux détenteurs nous avons :

$$h_7 = h_8 \quad \text{et} \quad h_{15} = h_{16}$$

3.7. Les chambres de mélange

En supposant que le liquide sortant des deux chambres de mélange est saturé et en appliquant l'équation de conservation de l'énergie, on a :

$$m_4 h_4 + m_{19} h_{19} = (m_4 + m_{19}) h_{11} \quad (9)$$

$$m_{20} h_{20} + m_6 h_9 = (m_{20} + m_6) h_{17} \quad (10)$$

$$\text{Avec : } m_4 = m_1' + m_1'' \text{ et } m_{20} = m_2' + m_2''$$

3.8. Les éjecteurs

L'application de la conservation d'énergie au niveau de chaque éjecteur donne :

$$m'_1 h_3 + m''_1 h_9 = (m'_1 + m''_1) h_4 \quad (11)$$

$$m'_2 h_{13} + m''_2 h_{14} = (m'_2 + m''_2) h_{20} \quad (12)$$

$$\text{Avec: } s_2 = s_3 \text{ et } s_2 = s_{13}$$

Les deux taux d'extraction de la turbine sont définis comme suit:

$$R_{ext1} = \frac{m'_1}{m_2} \quad \text{et} \quad R_{ext2} = \frac{m'_2}{m_2}$$

4. Modélisation de l'éjecteur

Les hypothèses adoptées pour l'étude de l'éjecteur sont les suivantes:

- Ecoulement monodimensionnel et permanent.
- Les constantes thermodynamiques : k , C_p , R des deux fluides sont égales dans toutes les sections de l'éjecteur.
- Le fluide est considéré comme un gaz parfait.
- À la sortie de la chambre de mélange, les deux fluides sont complètement mélangés.
- La section de sortie de la tuyère motrice coïncide avec la section d'entrée de la chambre de mélange ($X \neq 0$).
- Transformations isentropiques.

La modélisation de l'éjecteur dans le régime optimal de fonctionnement [6] nous permet d'écrire le système d'équations suivant:

$$\left[1 + U\theta^{1/2} \right] [f_1(M_3) + xM_3] = f_1(M'_2) + U\theta^{1/2} f_1(M''_2) \quad (13a)$$

$$f_2(k, M_4) = \frac{f_2(k, M_3)}{\eta_D \Omega} \quad (13b)$$

$$f_2(k, M_4) = f_3(k, M_4) \xi \frac{U\theta^{1/2} + 1}{\phi \Omega} \quad (13c)$$

$$U\theta^{1/2} = \frac{1}{\Gamma} \left[\phi - \frac{1}{f_2(k, M'_2)} \right] f_2(k, M''_2) \quad (13d)$$

$$\Gamma = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{k/k-1} \frac{1}{f_3(k, M'_2)} \quad (13e)$$

$$\text{Avec: } \Gamma = \frac{P'_0}{P''_0}, \xi = \frac{P'_0}{P_4} \text{ et } r = \frac{P_4}{P''_0} \text{ or } r = \frac{\Gamma}{\xi}$$

Le but de la modélisation de l'éjecteur est de trouver la pression à la sortie de l'éjecteur ainsi de calculer le taux d'entraînement.

5. Performances du cycle combiné

Dans cette étude, le coefficient de performance (COP) est adopté pour l'évaluation des performances du cycle. Il est défini comme étant le rapport de l'énergie électrique avec le froid produit et l'énergie totale consommée:

$$\text{COP} = \frac{W_{\text{Net}} + Q_{\text{evap1}} + Q_{\text{evap2}}}{Q_{\text{ger}}} \quad (14)$$

$$\text{Avec: } W_{\text{Net}} = W_{\text{turb}} - (W_{p1} + W_{p2} + W_{p3}) \quad (15)$$

Pour les taux d'entraînement des deux éjecteurs , U_1 et U_2 , ils sont définis comme étant le rapport des débits primaire et secondaire.

$$U_1 = \frac{m_1''}{m_1'} \quad (16)$$

$$U_2 = \frac{m_2''}{m_2'} \quad (17)$$

Les conditions de fonctionnement adoptées pour la simulation du cycle combiné sont données par le tableau 1.

Paramètres	Valeurs
Température de l'évaporateur 1: T_{evap1}	-5 °C
Température de l'évaporateur 2: T_{evap2}	-15 °C
Température du condenseur: T_{cond}	20 °C
Température du générateur : T_{ger}	150 °C
Taux d'extraction 1: R_{ext1}	0,2
Taux d'extraction 2 : R_{ext2}	0,5
Premier taux de détente de la turbine: $BB_1=p_2/p_3$	3,5
Deuxième taux de détente de la turbine: $BB_2=p_2/p_{13}$	2
Géométrie du premier éjecteur : Φ_1	5,76
Géométrie du deuxième éjecteur : Φ_2	10.5
Capacité de réfrigération 1 : Q_{evap1}	50 kW
Rendement isentropique de la Turbine	0,9
Rendement isentropique de chaque pompe	0,8

Tableau 1: *Conditions de fonctionnement pour la simulation du cycle combiné*

6. Résultats et discussion

A partir de ces données et en utilisant les équations établies précédemment, un programme a été développé. Les propriétés thermodynamiques des réfrigérants sont évaluées en utilisant la base de données REFPROP V 9.0[5] et le programme de calcul est écrit avec le langage Fortran. Plusieurs réfrigérants comme les R123, R141b et R245fa sont appliquées au modèle de calcul pour la simulation du nouveau système. Dans cette étude, nous avons examiné l'influence de la nature du fluide, des températures des sources et de la géométrie de l'éjecteur sur les performances du notre système.

6.1. Influence de la nature fluide sur les performances du système

Les figures 4 (a) et 4 (b) montrent l'effet de la nature du fluide sur les performances du cycle hybride. On constate que les performances du nouveau système varie d'un réfrigérant à un autre et que le R141b donne le meilleur coefficient de performance.

Plusieurs études tel que Huang et al. [8] indiquent que R141b est un bon fluide de travail pour un éjecteur. Le R141b dispose d'une ligne de vapeur saturée de pente positive dans le

diagramme thermodynamique T-s. Cela ne va pas produire une condensation de la vapeur lors d'une détente isentropique à l'éjecteur ce qui réduit les pertes.

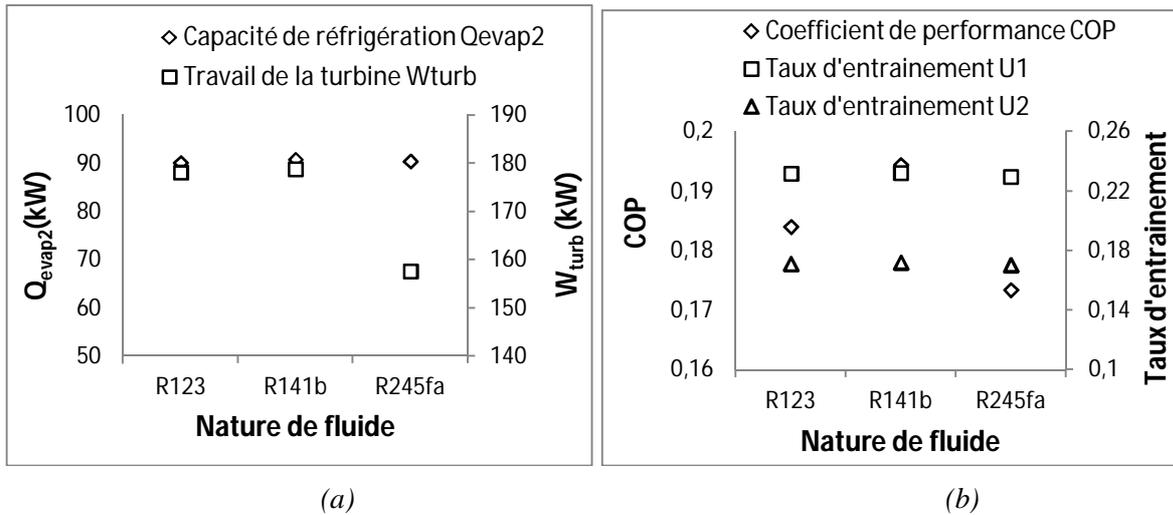


Figure 4: L'effet de la nature du fluide sur les performances du système

6.2. Influence de la température de la température du générateur sur les performances du système

La figure 5 montre l'influence de la température du générateur sur le coefficient de performance COP, la puissance de la turbine, la capacité de réfrigération Q_{Evap2} et les deux taux d'entraînement U_1 et U_2 .

La figure 5 (a) montre qu'une augmentation de la température du générateur augmente la puissance de la turbine et diminue la capacité de réfrigération du deuxième évaporateur. En raison des effets combinés de la puissance de la turbine et de la capacité de réfrigération sur les performances du cycle combiné, on constate que le coefficient de performance et les taux d'entraînement des deux éjecteurs diminuent avec l'augmentation de la température du générateur, Figure 5 (b).

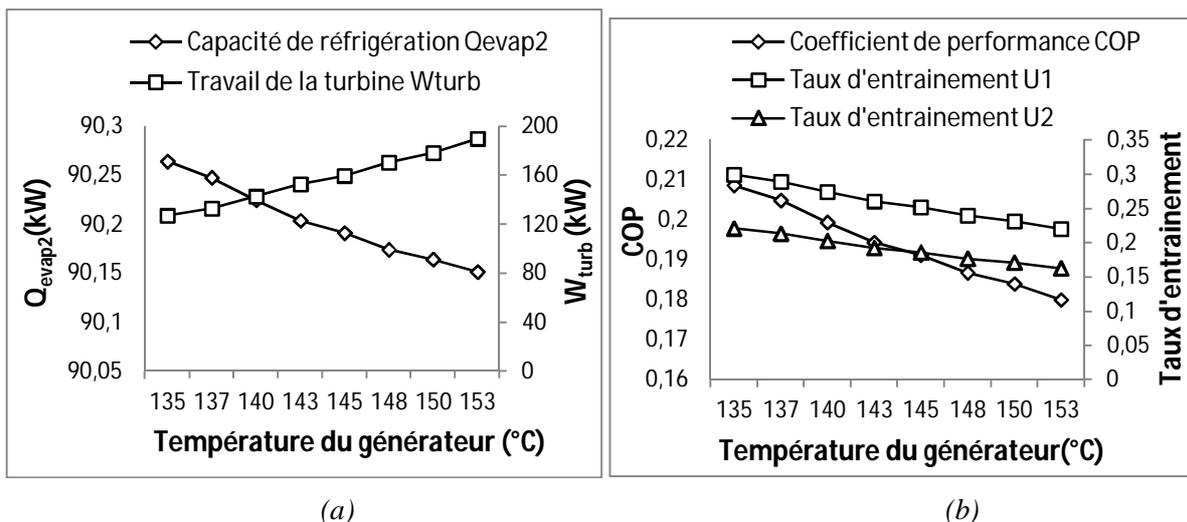


Figure 5: L'effet de la température du générateur sur les performances du système

6.3. Influence de la géométrie de l'éjecteur sur les performances du système

Le rapport de section ϕ est le paramètre géométrique le plus influent [7].

Pour une géométrie du premier éjecteur allant de 3,5 à 6, la figure 6 montre que le coefficient de performance et le taux d'entraînement dépendent essentiellement du rapport ϕ . En effet, toute augmentation de ϕ entraîne une augmentation du COP et du taux d'entraînement.

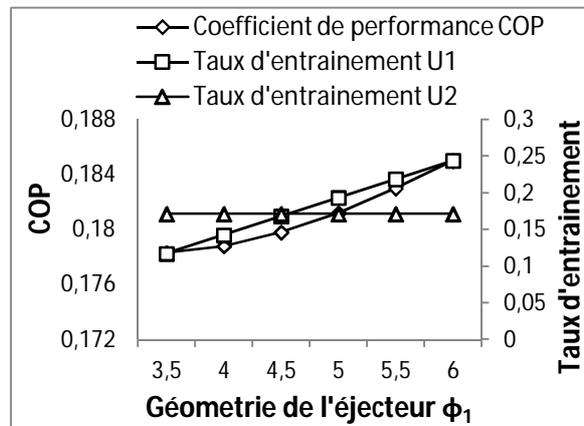


Figure 6 : L'effet de la géométrie de l'éjecteur sur les performances du système

7. Conclusion

Un nouveau cycle combiné de puissance et de réfrigération à deux éjecteurs est proposé. Ce système hybride combine le cycle de Rankine et le cycle de réfrigération à éjecteur afin de produire simultanément l'énergie électrique et le froid. L'influence de la nature du fluide, de la température du générateur et du paramètre géométrique ϕ sur les performances du nouveau cycle a été étudiée. Les résultats obtenus montrent que, pour les mêmes températures de fonctionnement du système, le R141b donne le meilleur coefficient de performance. L'amélioration du coefficient de performance COP de ce nouveau cycle dépend essentiellement des taux d'entraînement U1 et U2 et du paramètre géométrique ϕ de l'éjecteur.

Références

- [1] D. YOGI Goswami, Solar Thermal Power Technology: Present Status and Ideas for the Future, *Energy Sources*, 20:2 (1998), 137-145.
- [2] Zheng B, Weng YW, A combined power and ejector refrigeration cycle for low temperature heat sources, *Sol Energy*, 84 (2010), 779-84.
- [3] Wang J, Dai Y, Sun Z, A theoretical study on a novel combined power and ejector refrigeration cycle, *International Journal of Refrigeration*, 32 (2009), 1186-94.
- [4] Dai Y, Wang J, Gao L, Exergy analysis, parametric analysis and optimization for a novel combined power and ejector refrigeration cycle, *ApplThermEng*, 29 (2009), 1983-90.
- [5] REFPROP. Thermodynamic Properties of Refrigerant Mixtures, Version 8 National Institute of Standards and Technology, (2002).
- [6] E. Le Grives, J. Fabri, Divers régimes de mélange de deux flux d'enthalpie d'arrêt différentes, *Astronautica acta*, vol 14(1969), 203-213.
- [7] Elakhdar, M., Nehdi, E., Kairouani, L., Tounsi, N. Simulation of an ejector used in refrigeration systems. *International Journal of refrigeration*, 34 (2011), 1657-1667
- [8] Huang, B.J., Chang, J.M., Empirical correlation for ejector design, *International Journal of Refrigeration*, 22,(1999), 379.