

Évaluation des performances d'un cycle frigorifique à éjection-absorption combinées

Latra BOUMARAF ^{a,*}, Philippe HABERSCHILL ^b

^a LR3MI, Département de Mécanique, Université d'Annaba, BP 12, 23000 Annaba, Algérie

^b Centre de Thermique, UMR CNRS 5008, INSA -20, Avenue Albert Einstein
69621 Villeurbanne cedex, France

* l_boumaraf@yahoo.fr, philippe.haberschill@insa-lyon.fr

Résumé : Dans le but d'optimiser les performances d'une machine frigorifique à éjection-absorption combinées utilisant les rejets thermiques ou l'énergie solaire, un modèle de simulation de son comportement basé sur ceux de ses différents composants a été mis au point. Il comprend notamment pour l'éjecteur, un modèle 1-D de type "mélange à section constante" développé en régime optimal de transition. Les propriétés thermodynamiques du frigorigène et de la solution liquide ont été calculées à l'aide du logiciel REFPROP[®]. Le couple de fluides testés est H₂O/NH₃. Pour des conditions de fonctionnement en climatisation, les résultats ont montré que le COP du système frigorifique hybride est supérieur à celui du système frigorifique à absorption de base. Des augmentations allant jusqu'à 25% ont été atteintes. Par ailleurs, les effets de la température et de la pression du générateur sur les performances de la machine frigorifique à cycle hybride ont aussi été examinés. Il en ressort l'existence d'une température et d'une pression optimales de fonctionnement du générateur permettant de conduire aux performances maximales du système frigorifique hybride.

Mots clés : cycle frigorifique; absorption; eau-ammoniac; éjecteur; cycle hybride; COP; simulation

1. Introduction

La recherche de meilleures conditions de vie et de confort a conduit l'être humain à une intensification de consommation de l'énergie fossile. Cette tendance a engendré des effets néfastes pour la planète tels que la destruction de la couche d'ozone, l'effet de serre, la désertification, la fonte des glaciers, etc. La prise de conscience mondiale de la nécessité de préserver l'environnement, a conduit les chercheurs et les industriels à développer des modes d'utilisation rationnelle et efficace de l'énergie fossile et à promouvoir le secteur des énergies renouvelables. Dans ce contexte, l'utilisation des machines à absorption liquide [1-2] pour la production du froid (réfrigération et conditionnement d'air) permet d'allier deux avantages, l'un lié à l'économie d'énergie grâce à l'utilisation des rejets thermiques industriels à basse ou moyenne température ou bien une source d'énergie gratuite telle que l'énergie solaire et l'autre lié à la protection de l'environnement grâce à la réduction des émissions de CO₂ dans l'atmosphère. De plus, ces systèmes utilisent des fluides frigorigènes naturels tels que l'eau (R718) ou l'ammoniac (R717). Cependant, l'inconvénient majeur de ce type de machine est la relative faiblesse de son Coefficient de Performance (*COP*) par rapport à celui des machines frigorifiques à compression mécanique de vapeur. Ceci constitue le principal obstacle à sa diffusion à grande échelle. De ce fait, l'utilisation d'un cycle frigorifique à éjection-absorption combinées permet une augmentation substantielle du *COP* par rapport au *COP* du cycle frigorifique à absorption à simple effet de base.

Dans le but d'évaluer et d'optimiser les performances de ce système, un modèle de simulation de son comportement basé sur ceux de ses différents composants a été mis au point. En particulier, il inclue un modèle de comportement de l'éjecteur de type mélange à section constante développé auparavant [3-5]. Le couple de fluides testé est H₂O/NH₃. Pour une puissance frigorifique de 10 kW et des températures du générateur, du condenseur et de l'évaporateur fixées, le facteur d'entraînement et les paramètres géométriques essentiels de l'éjecteur ainsi que le coefficient de performance du cycle de la machine frigorifique à cycle combiné sont calculés. Par ailleurs, les effets des niveaux de température et de pression du générateur ainsi que celui de la température du condenseur sur les performances du système frigorifique ont aussi été examinés.

2. Machine frigorifique à éjection-absorption combinées

Les schémas de la machine frigorifique à éjection-absorption combinées et de l'éjecteur sont donnés respectivement par les Figures 1 et 2.

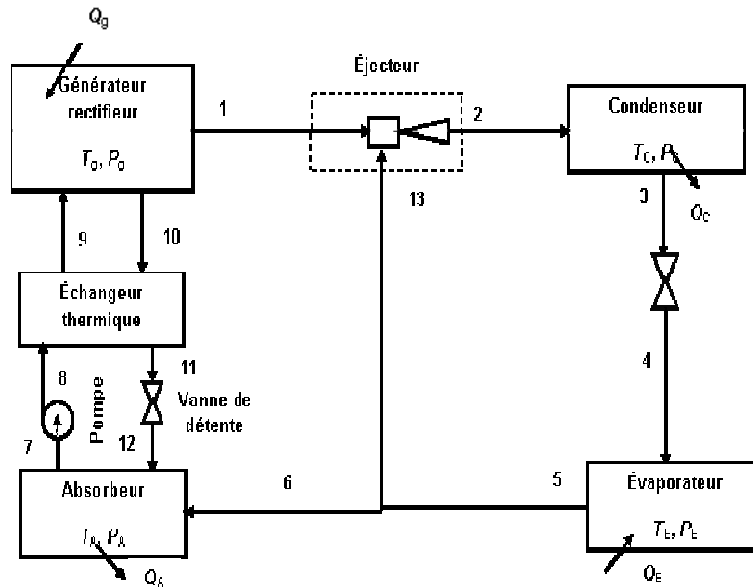


Figure 1 : Schéma de la machine frigorifique à éjection-absorption combinées

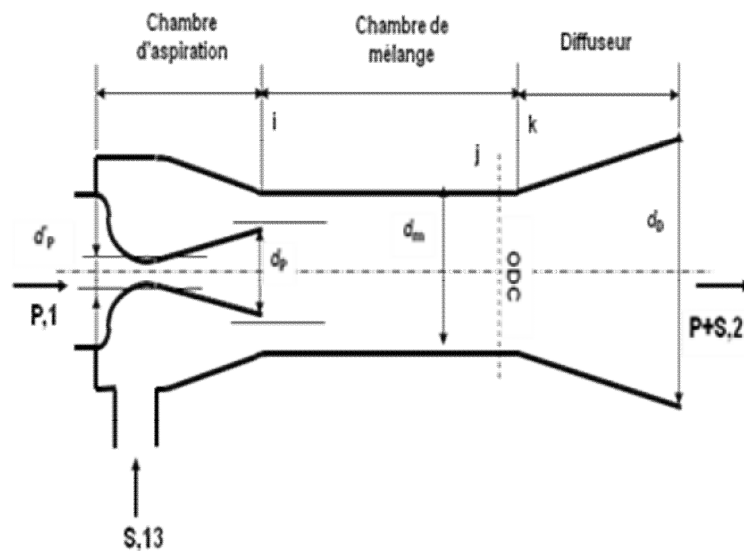


Figure 2 : Configuration de l'éjecteur

Le cycle d'une machine frigorifique à éjection-absorption combinées est obtenu par l'intégration d'un éjecteur dans une machine frigorifique à absorption liquide de base comme le montre la Figure 1.

Conformément à cette Figure, le principe de fonctionnement de la machine frigorifique à éjection-absorption combinées est le suivant :

La solution H_2O/NH_3 riche en frigorigène NH_3 est chauffée par l'apport d'énergie thermique au générateur Q_g , pour produire de la vapeur NH_3 (supposée pure) à haute température et haute pression (état 1). Cette vapeur appelée fluide primaire ou moteur (**P**) se détend dans la tuyère primaire de l'éjecteur (Figure 2). A la sortie, le fluide primaire à grande vitesse entraîne la vapeur NH_3 appelée fluide secondaire (**S**) provenant de l'évaporateur dans l'état 13. Ensuite, les flux primaire et secondaire se mélangent dans la chambre de mélange. Une première augmentation de pression due à la formation d'une onde de choc a lieu dans la chambre de mélange suivie d'une seconde due à la compression dans le diffuseur. A la sortie de ce dernier, le mélange sous forme de vapeur surchauffée (état 2) traverse un condenseur où il passe sous forme liquide (état 3). La chaleur de condensation Q_c est rejetée vers le milieu environnant. Le condensat (état 3), subit d'abord une réduction de pression jusqu'à celle de l'état 4 au passage d'un détendeur avant de pénétrer dans l'évaporateur pour produire

l'effet frigorifique escompté Q_E . A la sortie de ce dernier, une partie de NH_3 sous forme vapeur (état 5) est entraînée par l'éjecteur (état 13) et le reste (état 6) est absorbé par la solution H_2O/NH_3 pauvre en frigorigène NH_3 provenant du générateur (état 10) via l'échangeur thermique de solution (état 11) et un organe de détente (état 12) pour former la solution riche (état 7). La quantité de chaleur produite par ce processus d'absorption Q_A est rejetée au milieu environnant. Enfin, la solution riche (état 7) est pompée par une pompe de circulation (état 8) vers le générateur (état 9) via l'échangeur thermique de solution où elle récupère la chaleur sensible de la solution pauvre se dirigeant vers l'absorbeur, ce qui complète le cycle de la machine frigorifique à éjection-absorption combinées.

3. Modélisation

3.1. Hypothèses

Le but de la modélisation est de déterminer les caractéristiques thermodynamiques du fluide frigorigène et de la solution liquide H_2O/NH_3 ainsi que la concentration de cette dernière en NH_3 et ce aux différents sommets du cycle de la machine frigorifique à éjection-absorption combinées. Pour cela, les hypothèses suivantes sont émises:

- la solution liquide H_2O/NH_3 en sortie du générateur et de l'absorbeur est considérée à l'état saturé;
- la vapeur en sortie du générateur est supposée sous forme de NH_3 pur;
- la température de l'absorbeur est égale à celle du condenseur et sa pression égale à celle de l'évaporateur;
- la vapeur en sortie de l'évaporateur ainsi que le liquide en sortie du condenseur sont saturés;
- les détentes dans les détendeurs sont considérées comme isenthalpiques;
- l'échangeur thermique de la solution possède une efficacité thermique de 80% et la pompe un rendement mécanique de 50%;

Par ailleurs, pour déterminer l'état du frigorigène à l'entrée du condenseur, il est nécessaire de modéliser l'éjecteur. Les hypothèses adoptées pour l'étude de l'éjecteur sont notamment:

- le comportement de la vapeur NH_3 en écoulement dans l'éjecteur est considéré comme celui du gaz parfait;
- les vitesses du fluide primaire à l'entrée de l'éjecteur et du mélange en sortie du diffuseur sont supposées égales à une valeur arbitraire de 1 m/s (ceci permet un dimensionnement complet de l'éjecteur); celle du jet secondaire à l'entrée de l'éjecteur est négligée;
- le jet moteur atteint la vitesse sonique au col de la tuyère primaire;
- la pression au plan i est supposée uniforme et égale à celle correspondant à la formation d'un col sonique du jet secondaire à l'entrée de la chambre de mélange (régime de transition);
- l'onde de choc droite a lieu dans le tube cylindrique de la tuyère secondaire;
- la tuyère primaire et le diffuseur ont des efficacités isentropiques données (respectivement $\eta_p=0,95$, et $\eta_D=0,85$) et les pertes par frottement dans la chambre de mélange sont négligées.

3.2. Modèles mathématiques

Les modèles de performance de chacun des composants de la machine frigorifique à éjection-absorption combinées sont basés sur les principes de conservation de la masse et de l'énergie :

-L'absorbeur :

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{12} \quad (1)$$

$$\dot{m}_7 x_7 = \dot{m}_6 x_6 + \dot{m}_{12} x_{12} \quad (2)$$

$$\dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_6 h_6 - \dot{Q}_A + \dot{m}_{12} h_{12} \quad (3)$$

-La pompe :

$$\dot{W}_P = \frac{\dot{m}_7 v_7 (P_8 - P_7)}{\eta_P} \quad (4)$$

$$\dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_8 h_8 - \dot{W}_P \quad \text{avec } \dot{m}_8 = \dot{m}_7 \quad (5)$$

-L'échangeur thermique de solution :

$$\varepsilon = \frac{(T_{10} - T_{11})}{(T_{10} - T_8)} \quad (6)$$

$$\dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_8h_8 = \dot{m}_{11}h_{11} + \dot{m}_9h_9 \quad (7)$$

-Le générateur :

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} + \dot{m}_1 \text{ avec } \dot{m}_9 = \dot{m}_7 \quad (8)$$

$$\dot{m}_9x_9 = \dot{m}_{10}x_{10} + \dot{m}_1x_1 \quad (9)$$

$$\dot{m}_9h_9 + \dot{Q}_g = \dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_1h_1 \quad (10)$$

-Le détenteur de la solution H₂O/NH₃ :

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{11}, x_{12} = x_{11} \quad (11)$$

$$h_{12} = h_{11} \quad (12)$$

-Le condenseur :

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2, x_3 = x_2 \quad (13)$$

$$\dot{m}_3h_3 = \dot{m}_2h_2 - \dot{Q}_C \quad (14)$$

-Le détenteur du frigorigène NH₃:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_3, x_4 = x_3 \quad (15)$$

$$h_4 = h_3 \quad (16)$$

-L'évaporateur:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_4, x_5 = x_4 \quad (17)$$

$$\dot{m}_5h_5 = \dot{m}_4h_4 + \dot{Q}_E \quad (18)$$

-L'éjecteur:

$$U = \frac{\dot{m}_S}{\dot{m}_P} = \frac{\dot{m}_{13}}{\dot{m}_1} \quad (19)$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_{13} + \dot{m}_1 \quad (20)$$

$$\dot{m}_2h_2 = \dot{m}_1h_1 + \dot{m}_{13}h_{13} \quad (21)$$

Le principal paramètre géométrique Φ est défini par :

$$\Phi = \frac{A_m}{A_p^*} = \left(\frac{d_m}{d_p^*} \right)^2 \quad (22)$$

De plus amples détails sur le modèle de l'éjecteur sont donnés dans les références [3-4]

3.3. Performance du cycle frigorifique à éjection-absorption combinées

Le Coefficient de Performance (*COP*) du système frigorifique à éjection-absorption combinées est donné par :

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_g + \dot{W}_P} \quad (23)$$

4. Procédure de calcul

Un modèle global de simulation du cycle de fonctionnement de la machine frigorifique à éjection-absorption combinées basé sur les équations précédentes et incluant un modèle de l'éjecteur de type "mélange à section constante" développé précédemment, a été mis au point. Il permet pour une puissance frigorifique et des températures du générateur, du condenseur et de l'évaporateur ainsi que la pression au générateur fixées, de

déterminer les performances du système frigorifique hybride (COP), de l'éjecteur (facteur d'entraînement U) ainsi que la géométrie de ce dernier notamment son paramètre géométrique principal Φ et ce en régime de transition optimal. Les propriétés thermodynamiques du fluide frigorigène et de la solution liquide H_2O/NH_3 ainsi que la concentration de cette dernière en NH_3 ont été déterminées à l'aide du logiciel REFPROP® [6].

5. Résultats et discussion

La puissance frigorifique de la machine hybride étant de 10 kW et la température à l'évaporateur, T_E , étant fixée à 5 °C, la surchauffe à l'évaporateur ΔT_E et le sous refroidissement au condenseur ΔT_C sont supposés égaux à 0 K, l'étude des performances du système frigorifique est effectuée pour une température au générateur, T_g , variant de 80 à 170 °C et une pression, P_g de ce dernier, variant de 1,7 à 4 MPa et ce pour une température au condenseur, T_C , égale à 25 et 30 °C.

Sur la Figure 3 sont représentées les variations du COP de la machine frigorifique à éjection-absorption combinées ainsi que celles du COP de la machine frigorifique à absorption à simple effet en fonction de la température du générateur. Les résultats de modélisation montrent l'existence dans les deux cas d'une température optimale du générateur qui augmente avec la température du condenseur et dont le niveau est plus élevé dans le cas de la machine hybride. Comme prévu, le COP du système frigorifique à éjection-absorption est supérieur à celui du système à absorption de base. En effet, des augmentations de 25 % à $T_C=25$ °C et de 7 % à $T_C=30$ °C sont obtenues. A première vue, l'augmentation du COP à T_C élevée paraît modeste, cependant le système frigorifique hybride possède un degré de liberté supplémentaire. En effet, alors que la pression du générateur dans une machine frigorifique à absorption de base est égale à celle du condenseur, elle est une variable indépendante dans la machine frigorifique à cycle combiné sur laquelle il est possible d'agir pour optimiser le fonctionnement du système. Ceci est illustré par les courbes de la Figure 4 qui montrent qu'à pression P_g constante, il existe une valeur de T_g optimale conduisant à une valeur maximale du COP du système frigorifique hybride. Elles montrent aussi que cette dernière augmente avec la pression du générateur. A T_C et T_E fixées, la Figure 5 montre les variations du COP du système frigorifique à cycle combiné en fonction de la pression du générateur pour différentes valeurs de la température de ce dernier. Notamment, cette Figure met en évidence l'existence à T_g fixée, d'une pression optimale de fonctionnement du générateur permettant d'aboutir à une valeur maximale du COP , laquelle est d'autant plus élevée que la température du générateur est plus élevée.

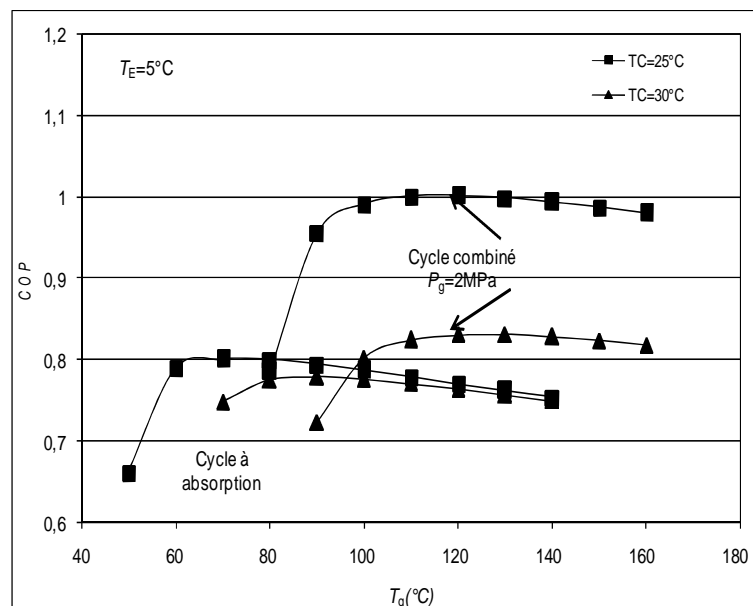


Figure 3 : Comparaison des COP s du cycle frigorifique combiné à éjection-absorption et du cycle frigorifique à absorption de base en fonction de T_g ($T_E=5$ °C, $T_C=25$; 30 °C et $P_g=2$ MPa)

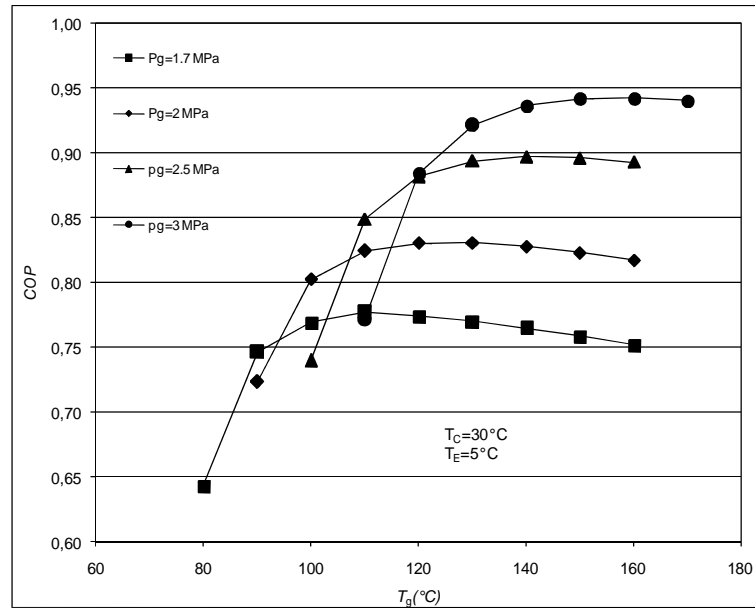


Figure 4 : Variation du COP de la machine frigorifique à éjection-absorption combinées en fonction de T_g ($T_E=5^\circ\text{C}$, $T_C=30^\circ\text{C}$ et $P_g=1,7; 2; 2,5; 3$ MPa)

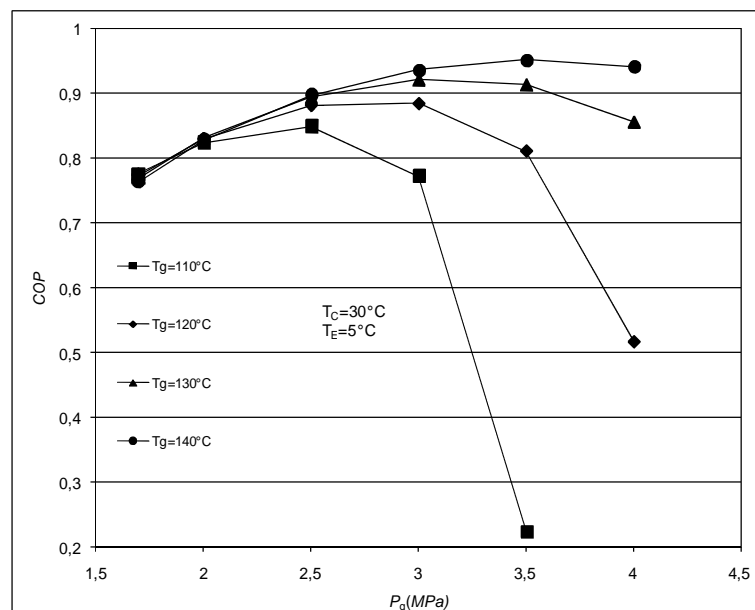


Figure 5 : Variation du COP de la machine frigorifique à éjection-absorption combinées en fonction de P_g ($T_E=5^\circ\text{C}$, $T_C=30^\circ\text{C}$ et $T_g=110; 120; 130; 140^\circ\text{C}$)

L'analyse des résultats de la simulation a aussi montré que le facteur d'entraînement de l'éjecteur U est très peu affecté par l'augmentation de la température du générateur et ce lorsque T_E , T_C et P_g sont maintenus constants (Figure 6). Par contre, il augmente fortement avec la pression du générateur et ce à T_E , T_C et T_g fixées (Figure 7). Ceci peut être expliqué par l'augmentation du rapport moteur de l'éjecteur (égal à P_g/P_C) lorsque P_g augmente; le rapport de compression (égal à P_C/P_E) étant maintenu constant dans ce cas.

A T_E et T_C fixées, les variations du paramètre géométrique principal de l'éjecteur, Φ en fonction de T_g pour différentes valeurs de P_g et en fonction de P_g pour différentes valeurs de T_g sont données par les Figures 8 et 9 respectivement. Ces résultats montrent que les évolutions de Φ en fonction de T_g et de P_g sont analogues à celles de U . Ce qui implique que la géométrie de l'éjecteur n'est pas affectée par un changement de la température du générateur. Par contre un changement de sa pression de fonctionnement nécessite un redimensionnement adéquat de l'éjecteur.

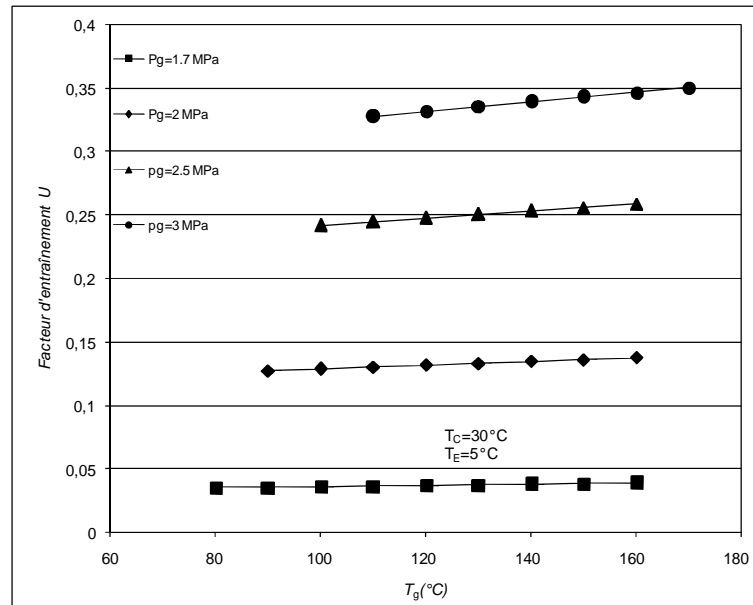


Figure 6 : Variation du facteur d'entraînement U de l'éjecteur en fonction de T_g ($T_E=5\text{ °C}$, $T_C=30\text{ °C}$ et $P_g=1,7; 2; 2,5; 3\text{ MPa}$)

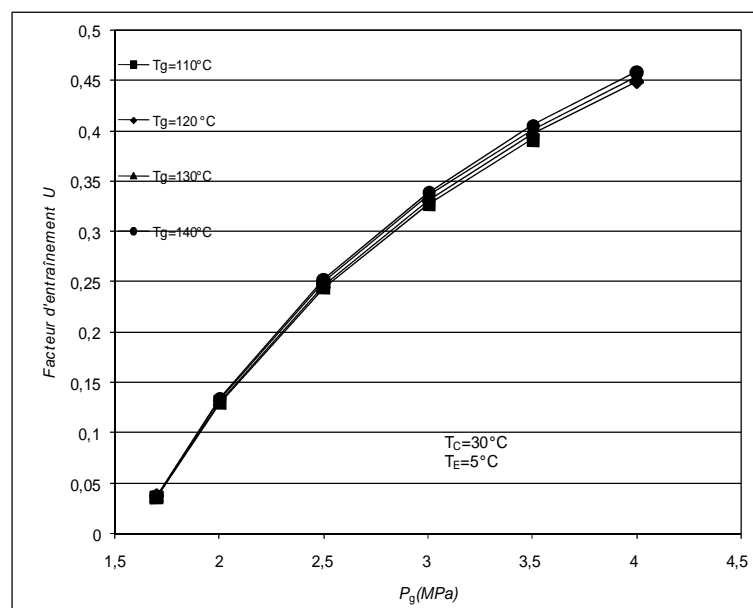


Figure 7 : Variation du facteur d'entraînement U de l'éjecteur en fonction de P_g ($T_E=5\text{ °C}$, $T_C=30\text{ °C}$ et $T_g=110; 120; 130; 140\text{ °C}$)

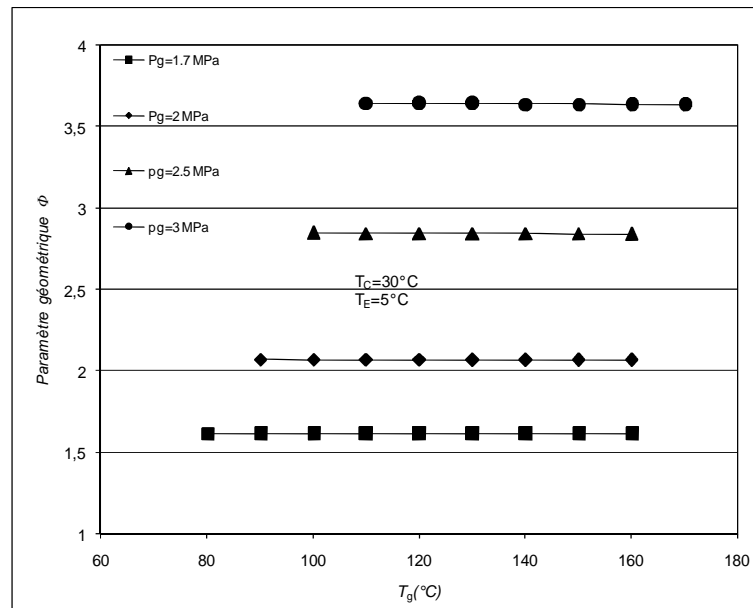


Figure 8 : Variation du paramètre géométrique principal Φ de l'éjecteur en fonction de T_g ($T_E=5$ °C, $T_C=30$ °C et $P_g=1,7; 2; 2,5; 3$ MPa)

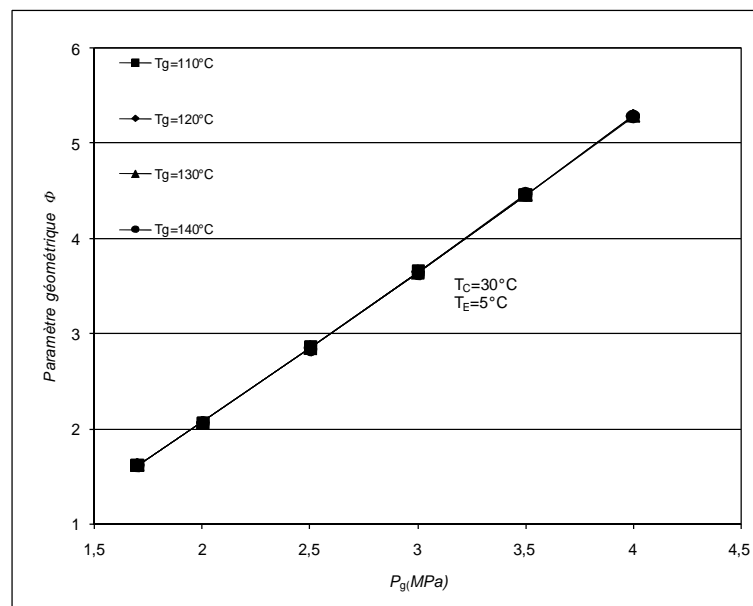


Figure 9 : Variation du paramètre géométrique principal Φ de l'éjecteur en fonction de P_g ($T_E=5$ °C, $T_C=30$ °C et $T_g=110; 120; 130; 140$ °C)

Conclusion

Pour une puissance frigorifique et des conditions opératoires données, le modèle présenté dans ce travail permet de prédire le COP d'une machine frigorifique à éjection-absorption combinées, le facteur d'entraînement de l'éjecteur et les paramètres géométriques principaux de ce dernier. Comme cela est classique pour les éjecteurs, ce dimensionnement est fait pour le cas du fonctionnement optimum, caractérisé par des écoulements soniques aux cols primaire et secondaire. Dans ce cas le facteur d'entraînement de l'éjecteur est maximal.

Pour des conditions de fonctionnement en climatisation, les résultats ont montré que le COP du système frigorifique hybride est supérieur à celui du système frigorifique à absorption de base. Des augmentations allant jusqu'à 25% ont été atteintes. L'influence de la température du générateur sur les performances du système a été examinée. Il en ressort que tout comme pour la machine frigorifique à absorption à simple effet, il existe une

température optimale du générateur conduisant à une valeur maximale du COP du système frigorifique à cycle combiné. Cependant, le niveau de cette température est plus élevé que celui de la machine de base.

Par ailleurs, contrairement à la machine à absorption de base, la machine frigorifique hybride fonctionne à 3 niveaux de pression dont celle du générateur qui constitue une variable indépendante du système sur laquelle il est possible d'agir pour optimiser le fonctionnement de ce dernier. L'effet de cette pression sur les performances du système a été étudié. Les résultats ont montré qu'il existe aussi une pression optimale de fonctionnement du générateur.

En conséquence, le fonctionnement du générateur aux pressions et températures optimales et un dimensionnement judicieux de l'éjecteur permettent d'augmenter d'une façon significative les performances de la machine frigorifique à éjection-absorption combinées.

Nomenclature

A	Aire de section de l'éjecteur, m^2	Φ	Paramètre géométrique de L'éjecteur
COP	Coefficient de Performance	η	Rendement isentropique
d	Diamètre, m	η_P	Rendement mécanique de la pompe
h	Enthalpie massique, J/kg	ΔT	Surchauffe ou Sous refroidissement
\dot{m}	Débit massique, kg/s		
ODC	Onde de choc	Indices	
P	Pression, Pa	A	Absorbeur
Q	Énergie thermique, J	C	Condenseur
\dot{Q}	Puissance thermique, W	D	Diffuseur
T	Température, $^{\circ}C$	E	Evaporateur
U	Facteur d'entraînement de l'éjecteur	g	Générateur
v	Volume massique, m^3/kg	m	Mélange
\dot{W}	Puissance mécanique, W	P	Fluide (ou tuyère) primaire
x	Concentration massique en NH_3	S	Fluide (ou tuyère) secondaire
		*	Section de col de tuyère
Symboles grecs		i, j, k	Emplacements dans l'éjecteur
		1, ..., 13	Emplacements dans le cycle
ε	Efficacité de l'échangeur de solution		

Références

- [1] H. Perez-Blanco, Absorption heat pump performance for different types of solution, *International Journal of Refrigeration*, Volume 7(2), Pages 115-122, 1984.
- [2] P. Srihirin, S. Aphornratana et S. Chungpaibulpatana, A review of absorption refrigeration technologies, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 5, Pages 343-372, 2001.
- [3] L. Boumaraf et A. Lallemand, Modeling of an ejector refrigerating system operating in dimensioning and off-dimensioning conditions with the working fluids R142b and R600a, *Applied Thermal Engineering*, Volume 29, Pages 265-274, 2009.
- [4] L. Boumaraf et A. Lallemand, Comparaison des performances optimales d'un éjecteur dimensionné selon les modèles à pression constante et à section constante, *13ème Journées Internationales de Thermique (JITH)*, Albi-France, Volume 1, Pages 371-375, 28-30 août 2007.
- [5] L. Boumaraf, P. Haberschill et A. Lallemand, Investigation of a novel ejector expansion refrigeration system using the working fluid R134a and its potential substitute R1234yf, *International Journal of Refrigeration*, Volume 45, Pages 148-159, 2014.
- [6] NIST Standard Reference Database 23, Version 7.0.