

## Augmentation de l'efficacité d'une machine frigorifique à compression utilisant le fluide frigorigène R134a et son substitut HFO 1234yf

Latra BOUMARAF<sup>1\*</sup>, Philippe HABERSCHILL<sup>2</sup>, André LALLEMAND<sup>2</sup>

<sup>1</sup> LR3MI, Département de Mécanique, Université d'Annaba, BP 12, 23000 Annaba, Algérie

<sup>2</sup> Centre de Thermique, UMR CNRS 5008, INSA –20, Avenue Albert Einstein  
69621 Villeurbanne cedex, France

[l.boumaraf@yahoo.fr](mailto:l.boumaraf@yahoo.fr), [philippe.haberschill@insa-lyon.fr](mailto:philippe.haberschill@insa-lyon.fr), [andre-j.lallemant@orange.fr](mailto:andre-j.lallemant@orange.fr)

**Résumé :** Ce travail présente une analyse théorique du cycle de fonctionnement d'un nouveau système frigorifique à double évaporateur et muni d'un détendeur à éjecteur. Dans ce cycle, l'éjecteur est utilisé pour réduire la perte d'énergie due à la différence de pression entre le condenseur et l'évaporateur. Les fluides frigorigènes considérés sont le R134a et son substitut le HFO 1234yf. Pour les mêmes conditions de fonctionnement, l'étude montre que le R134a conduit à un COP et à des puissances frigorifiques produites au niveau des deux évaporateurs plus élevés que le HFO 1234yf et ce aussi bien dans le cas du nouveau système que dans le cas du système conventionnel à deux évaporateurs. L'étude montre aussi que le gain énergétique réalisé par l'introduction de l'éjecteur est un peu plus élevé dans le cas du HFO 1234yf, surtout à température de condensation élevée (par exemple, 14% pour le R134a contre 14,6% pour le HFO 1234yf, à 55°C). Par ailleurs, l'influence du niveau de la température de condensation sur les performances du système a aussi été étudiée.

**Mots clés :** Système frigorifique, éjecteur, frigorigène, R134a, HFO 1234yf, modélisation, COP

### 1. Introduction

La production de froid et le conditionnement d'air consomment 10 à 15% de l'énergie électrique disponible dans le monde. L'épuisement des ressources de combustibles fossiles et les différents protocoles de protection de l'environnement ont incité les chercheurs d'une part à développer des systèmes frigorifiques utilisant les rejets thermiques des processus industriels ou une source d'énergie gratuite telle que l'énergie solaire, et d'autre part à proposer des solutions pour augmenter l'efficacité énergétique des systèmes conventionnels à compression. Cet effort d'économie d'énergie fossile est accompagné par le remplacement des fluides frigorigènes synthétiques (CFCs, HCFCs et HFCs) nocifs pour l'environnement à court ou à moyen terme par des fluides naturels tels que le CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O et NH<sub>3</sub> ou bien par d'autres fluides synthétiques à faible impact environnemental tel que le nouveau fluide frigorigène HFO 1234yf qui devrait remplacer le R134a, spécialement dans le domaine de la climatisation automobile.

Un système frigorifique à compression de base est composé essentiellement d'un compresseur, d'un condenseur, d'un évaporateur et d'un détendeur. Lors du processus de détente, une partie importante de l'énergie cinétique due au passage de la haute pression à la basse pression est dissipée dans le fluide. A cet effet, parmi les solutions proposées, on retient celle exposée par Liu et al. [1] basée sur une idée proposée par Kornhauser [2] en 1990 qui consiste à remplacer le détendeur thermostatique de la machine frigorifique par un éjecteur afin de récupérer une partie de l'énergie cinétique du processus de détente pour augmenter la pression d'aspiration du compresseur, ce qui entraîne une diminution du travail consommé par ce dernier et par suite une augmentation du coefficient de performance de la machine frigorifique par rapport à celui de la machine de base. Dans une machine frigorifique à compression munie d'un détendeur à éjecteur, le fluide diphasique en sortie de l'éjecteur est séparé en liquide saturé et en vapeur saturante dans un séparateur liquide-vapeur disposé à l'aval de l'éjecteur. Ceci entraîne des difficultés dans le contrôle des conditions de fonctionnement du système réel en régime permanent. Dans ce travail, un nouveau système frigorifique à compression muni d'un détendeur à éjecteur inspiré d'un brevet de la compagnie Denso [3], dans lequel le séparateur liquide-vapeur est remplacé par un second évaporateur, est présenté. Dans un tel système, les frigorifiques sont produites à deux niveaux de températures différentes. Pour des conditions opératoires fixées, les performances énergétiques de ce système fonctionnant avec les fluides frigorigènes R134a (HFC, dont le potentiel de réchauffement global (GWP) est évalué à 1430) et son substitut potentiel, le nouveau fluide HFO 1234yf (GWP=4), sont comparées à celles du système conventionnel à deux évaporateurs et ce pour les mêmes puissances frigorifiques produites.

Pour cela, un modèle global de simulation du cycle de fonctionnement du nouveau système frigorifique intégrant un modèle de simulation de l'écoulement du frigorigène à travers un éjecteur de type " mélange à section constante " mis au point auparavant, est utilisé [4]. Les caractéristiques thermodynamiques des fluides frigorigènes sont déterminées à l'aide du logiciel REFPROP®. Ainsi, pour des conditions de fonctionnement données, le modèle permet de déterminer notamment, le facteur d'entraînement de l'éjecteur, le coefficient de performance du nouveau système frigorifique et le gain énergétique par rapport au système frigorifique conventionnel à deux évaporateurs. Par ailleurs, l'influence de la température de condensation sur les performances de l'éjecteur et du système frigorifique a aussi été examinée.

## 2. Analyse du fonctionnement de la machine à double évaporateur et munie d'un détendeur à éjecteur

Une machine frigorifique à double évaporateur munie d'un détendeur à éjecteur (Fig.1) est composée d'un compresseur, d'un condenseur, d'un éjecteur, de deux évaporateurs et d'une vanne de détente. L'éjecteur (Fig.2) est composé d'une tuyère primaire (formée d'un convergent) et d'une tuyère secondaire (formée d'un convergent, d'une partie cylindrique et d'un diffuseur).

À la sortie du condenseur, une partie du frigorigène sous forme de liquide saturé à haute pression  $P_2$  (correspondant à la pression de saturation du condenseur) appelée fluide primaire (P) ou moteur, passe dans la tuyère primaire où elle se détend. L'autre partie du liquide appelée fluide secondaire (S), passe à travers un tube capillaire, où sa pression est réduite jusqu'à la basse pression  $P_{ev1}$  correspondant à la pression de saturation de l'évaporateur 1 disposé à l'amont de l'éjecteur. Le frigorigène alors diphasique, pénètre dans l'évaporateur 1 où il produit le premier effet frigorifique. La vapeur saturante sortant de l'évaporateur 1 est entraînée dans l'éjecteur par le jet moteur à grande vitesse en provenance de la tuyère primaire. Ensuite le fluide primaire et le fluide secondaire se mélangent dans la chambre de mélange. Le mélange diphasique ainsi obtenu est comprimé successivement par une éventuelle onde de choc droite qui peut prendre naissance au niveau de la chambre de mélange puis lors de son passage à travers le diffuseur. Le mélange diphasique est alors refoulé à la pression  $P_{ev2}$ , correspondant à la pression de saturation de l'évaporateur 2 disposé à l'aval de l'éjecteur. Le fluide frigorigène pénètre ensuite dans l'évaporateur 2 où il achève sa vaporisation en produisant le deuxième effet frigorifique. La vapeur ainsi obtenue à la pression intermédiaire  $P_{ev2}$  est aspirée par le compresseur où elle est comprimée jusqu'à la haute pression  $P_2$  avant de pénétrer dans le condenseur où elle cède de la chaleur à l'environnement en passant sous forme de liquide.

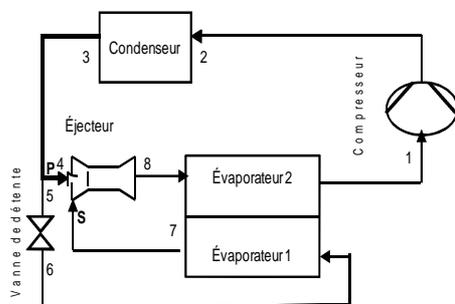


Figure 1 : Machine frigorifique à double évaporateur munie d'un détendeur à éjecteur

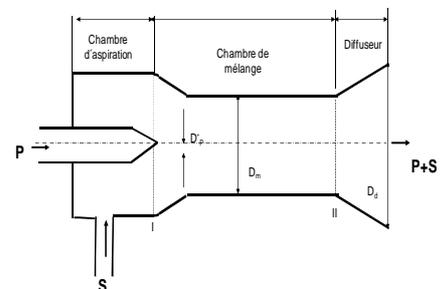


Figure 2 : Schéma descriptif de l'éjecteur

## 3. Modèle mathématique

Pour déterminer le cycle de fonctionnement de la machine à double évaporateur munie d'un détendeur à éjecteur, nous considérons les hypothèses suivantes:

- la vapeur en sortie des deux évaporateurs et le liquide en sortie du condenseur sont saturés;
- le compresseur a un rendement isentropique donné ( $\eta_{comp}=0,75$ );

Pour que le cycle soit totalement défini, il est nécessaire de modéliser l'éjecteur afin de déterminer l'état du frigorigène à l'entrée de l'évaporateur 2. Les hypothèses adoptées pour l'étude de l'éjecteur sont notamment:

- les énergies cinétiques des fluides primaire et secondaire à l'entrée de l'éjecteur ainsi que celle du mélange à la sortie du diffuseur sont négligeables;
- Le jet moteur atteint la vitesse sonique au col de la tuyère primaire qui est aussi sa section de sortie;
- le mélange a lieu à section constante dans la partie cylindrique de la tuyère secondaire et les caractéristiques thermodynamiques et les vitesses des jets moteur et secondaire restent inchangées entre le plan (I) et l'entrée du col de la tuyère secondaire;

▪ la tuyère motrice, la chambre d'aspiration de la tuyère secondaire et le diffuseur ont des efficacités isentropiques données (respectivement  $\eta_p=0,95$ ,  $\eta_s=0,95$  et  $\eta_d=0,8$ ) et les pertes par frottement dans la chambre de mélange sont négligées.

### 3.1. Modèle de la tuyère primaire

En utilisant la pression  $P_{pe}$  et la température  $T_{pe}$  du liquide saturé à l'entrée de la tuyère primaire (correspondant à l'état 4) et l'efficacité isentropique  $\eta_p$  de cette dernière, ce modèle permet de prédire la pression  $P_p^*$  et la vitesse  $V_p^*$  au col de la tuyère motrice qui représente aussi sa section de sortie. En effet, l'efficacité isentropique de la tuyère est définie par:

$$\eta_p = \frac{h_{p_i} - h_p^*}{h_{p_i} - h_{p, is}^*} \quad (1)$$

Où  $h_{pe}$  et  $h_p^*$  sont respectivement les enthalpies du fluide à l'entrée et à la sortie de la tuyère motrice et  $h_{p, is}^*$  est l'enthalpie du fluide en sortie de la tuyère en supposant un processus de détente isentropique de la pression d'entrée  $P_{pe}$  (égale à la haute pression  $P_2$ ) à la pression au col  $P_p^*$ . L'enthalpie réelle au col de la tuyère  $h_p^*$  peut alors être déterminée pour une efficacité isentropique de la tuyère  $\eta_p$  donnée. En conséquence, la vitesse correspondante  $V_p^*$  peut être évaluée à partir de l'équation de conservation de l'énergie entre l'entrée et la sortie de la tuyère comme suit:

$$h_{pe} = h_p^* + \frac{V_p^{*2}}{2} \quad (2)$$

Connaissant le titre de la vapeur  $x_p^*$  (calculé à partir de  $P_p^*$  et  $h_p^*$ ), la vitesse du son au col de la tuyère motrice  $a_p^*$  peut être calculée à l'aide de la formule de Attou et Seynhaeve [5]:

$$a_p^* = \left\{ \left( \frac{v_{L-v}(h_v - h_L)}{((v_v - v_L)(\partial h_{L-v}/\partial P)_{sat} - v_{L-v}) - ((\partial v_{L-v}/\partial P)_{sat}(h_v - h_L))} \right)^{1/2} \right\}_p^* \quad (3)$$

Dans la prochaine étape, la valeur de cette vitesse du son est comparée à celle de la vitesse du fluide au col  $V_p^*$ , calculée à partir de l'équation (2) et la valeur de la pression  $P_p^*$  est alors ajustée en conséquence jusqu'à convergence des deux valeurs. Pour une section de col de la tuyère  $A_p^*$ , fixée, le débit massique du fluide primaire  $\dot{m}_p$  est donné par:

$$\dot{m}_p = \rho_p^* V_p^* A_p^* \quad (4)$$

### 3.2. Modèle de la chambre d'aspiration

Le cas de la chambre d'aspiration est traité de la même manière que la tuyère primaire. Pour une valeur fixée du facteur d'entraînement  $U$ , le débit secondaire  $\dot{m}_s$  est calculé par :

$$\dot{m}_s = U \dot{m}_p \quad (5)$$

La pression en sortie de la chambre d'aspiration  $P_{ss}$  étant initialisée, l'enthalpie correspondante  $h_{ss}$  est calculée en utilisant un processus de détente isentropique et le rendement isentropique de la chambre d'aspiration  $\eta_s$ . La vitesse du fluide  $V_{ss}$  est alors déterminée à partir de l'équation de conservation de l'énergie. Pour une section de sortie de la chambre d'aspiration  $A_{ss}$  ( $A_{ss}=A_m-A_p^*$ ) donnée, le débit secondaire est calculé avec les caractéristiques du frigorigène en sortie, à l'aide d'une équation similaire à l'équation (4) et sa valeur est comparée à celle obtenue à partir de l'équation (5) et la valeur de la pression  $P_{ss}$  est ajustée en conséquence jusqu'à ce que les deux valeurs coïncident.

### 3.3. Modèle de la chambre de mélange

La pression  $P_m$ , l'enthalpie  $h_m$  et la vitesse  $V_m$  du mélange de masse volumique  $\rho_m$ , sont calculées à partir des équations de bilans de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie du processus :

$$\dot{m}_p + \dot{m}_s = \rho_m V_m A_m \quad (6)$$

$$P_p^* A_p^* + \dot{m}_p V_p^* + P_{ss} (A_m - A_p^*) + \dot{m}_s V_{ss} = P_m A_m + (\dot{m}_p + \dot{m}_s) V_m \quad (7)$$

$$\dot{m}_p \left( h_p^* + \frac{V_p^{*2}}{2} \right) + \dot{m}_s \left( h_{ss} + \frac{V_{ss}^2}{2} \right) = (\dot{m}_p + \dot{m}_s) \left( h_m + \frac{V_m^2}{2} \right) \quad (8)$$

### 3.4. Modèle du diffuseur

La pression à la sortie du diffuseur étant imposée (égale à la pression de saturation du second évaporateur  $P_{ev2}$ ), l'enthalpie du frigorigène à la sortie du diffuseur  $h_{ds}$  est déterminée à partir de sa pression  $P_m$  et de son enthalpie  $h_m$ , à l'entrée et du rendement isentropique  $\eta_d$  du diffuseur comme suit:

$$\eta_d = \frac{h_{ds, is} - h_m}{h_{ds} - h_m} \quad (9)$$

Où  $h_{ds, is}$  est l'enthalpie du frigorigène en sortie du diffuseur calculée en considérant le processus de compression de  $P_m$  à  $P_{ev2}$  comme isentropique.

Par ailleurs, l'enthalpie  $h_{ds}$  peut aussi être calculée à partir de l'équation de conservation de l'énergie totale aux bornes de l'éjecteur:

$$h_{pe} + U h_{se} = (1 + U) h_{ds} \quad (10)$$

Les valeurs de l'enthalpie  $h_{ds}$  calculées à partir des équations (9) et (10) sont alors comparées et la valeur du facteur d'entraînement  $U$  est ajustée et le calcul est repris à partir de la chambre d'aspiration jusqu'à coïncidence des deux valeurs.

### 3.5. Performances du système

Le coefficient de performance (COP) de la machine frigorifique à double évaporateur munie d'un détendeur à éjecteur et le gain énergétique ( $G$ ) par rapport au système frigorifique conventionnel à deux évaporateurs sont donnés respectivement par:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ev1} + \dot{Q}_{ev2}}{\dot{W}} \quad (11)$$

$$G(\%) = \frac{COP - COP_{conv}}{COP_{conv}} \times 100 \quad (12)$$

## 4. Résultats et discussion

Pour des paramètres géométriques de l'éjecteur  $D_p^* = 1,4\text{mm}$ ,  $D_m = 5,5\text{mm}$  et des températures des évaporateurs 1 et 2 fixées respectivement à  $T_{ev1} = -5^\circ\text{C}$  et  $T_{ev2} = 0^\circ\text{C}$ , le modèle mathématique précédent est utilisé pour examiner l'influence de la température de condensation  $T_3$  sur le taux d'entraînement  $U$  de l'éjecteur et sur le COP de la machine frigorifique à double évaporateur munie d'un détendeur à éjecteur et ce dans les cas des fluides R134a et de son substitut HFO 1234yf. Les conditions opératoires étant fixées, le COP de cette machine est ensuite comparé à celui de la machine frigorifique conventionnelle à deux évaporateurs pour les mêmes puissances frigorifiques produites à l'évaporateur 1,  $\dot{Q}_{ev1}$  et à l'évaporateur 2,  $\dot{Q}_{ev2}$  et ce pour les deux fluides.

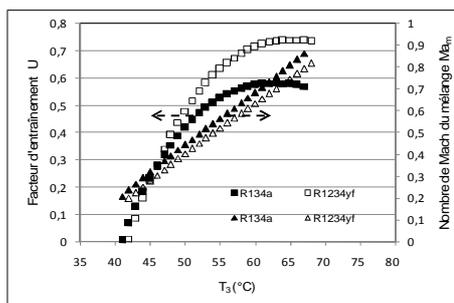


Figure 3 : Variation du taux d'entraînement  $U$  avec  $T_3$

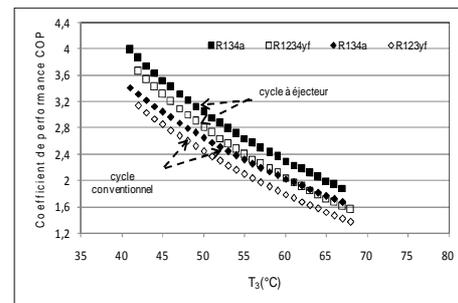


Figure 4 : Variation des COPs des cycles à éjecteur et conventionnel avec  $T_3$

Pour les deux fluides frigorigènes et pour une géométrie de l'éjecteur fixée, les résultats de la figure 3 montrent qu'il existe une plage de  $T_3$  correspondant au fonctionnement de ce dernier. Cette plage présente une valeur optimale de  $T_3$  pour laquelle  $U$  a une valeur maximale et ce pour un mélange des jets primaire et secondaire qui reste subsonique dans la chambre de mixage. Ces résultats montrent aussi que le HFO 1234yf conduit à des valeurs du taux d'entraînement plus élevées que le R134a. Cependant la figure 4 montre que le COP du cycle de la machine frigorifique à double évaporateur munie d'un détendeur à éjecteur et celui de la machine conventionnelle à deux évaporateurs sont meilleurs dans le cas du R134a. Ceci est confirmé par les résultats de la figure 5 qui montrent que les puissances produites au niveau des deux évaporateurs sont plus élevées dans le cas du R134a. Toutefois, le gain énergétique réalisé par l'introduction de l'éjecteur est meilleur dans le cas du HFO 1234yf (figure 6) surtout dans le cas d'un fonctionnement à température de condensation élevée (14% pour le R134a contre 14,6% pour le HFO 1234yf, à  $55^\circ\text{C}$ ).

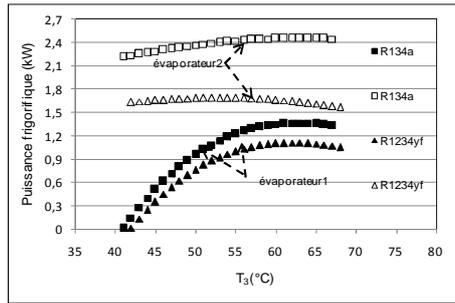


Figure 5 : Variation des puissances frigorifiques avec  $T_3$

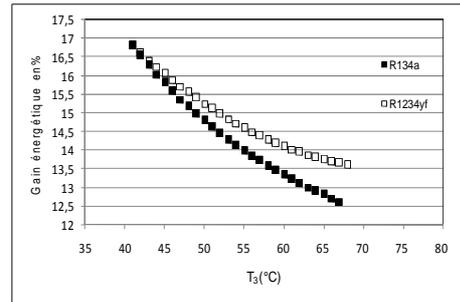


Figure 6 : Variation du gain énergétique avec  $T_3$

## Conclusion

Le modèle présenté dans ce travail permet, pour des températures d'évaporation données, de calculer notamment le taux d'entraînement de l'éjecteur et le coefficient de performance du système frigorifique à double évaporateur et munie d'un détendeur à éjecteur. Les résultats montrent que ce système frigorifique permet d'avoir des valeurs de COP meilleures que celles du COP du système frigorifique conventionnel à deux évaporateurs. Pour les mêmes conditions de fonctionnement, l'étude montre que le R134a conduit à de meilleures performances du système. Néanmoins, l'étude montre aussi que le gain énergétique réalisé par l'introduction de l'éjecteur est un peu plus élevé dans le cas du HFO 1234yf, surtout à température de condensation élevée.

## Nomenclature

A	aire de section, $m^2$
a	vitesse du son, $m/s$
COP	coefficient de performance
D	diamètre, $m$
G	gain énergétique
h	enthalpie, $J/kg$
$\dot{m}$	débit massique du frigorigène, $kg/m^3$
Ma	nombre de Mach
P	pression, $N/m^2$
$\dot{Q}$	puissance frigorifique, $kW$
s	entropie, $J/kg.K$
T	température, $K$ ou $°C$
U	facteur d'entraînement de l'éjecteur
V	vitesse du frigorigène, $m/s$
v	volume massique, $m^3/kg$
$\dot{W}$	puissance du compresseur, $kW$
x	titre de la vapeur

## Symboles grecs

$\eta$	rendement isentropique
$\rho$	masse volumique, $kg/m^3$

## Exposant, Indice

comp	compresseur
conv	conventionnel
d	diffuseur
e	entrée
is	isentropique
L	liquide
m	mélange
P	primaire
S	secondaire
s	sortie
sat	état saturé
v	vapeur
*	col de la tuyère primaire

## Références

- [1] J.P. Liu, J.P. Chen et Z.J. Chen, Thermodynamic analysis on transcritical R744 vapor-compression/ejection hybrid refrigeration cycle, *Preliminary proceedings of the fifth IIR-Gustav Lorentzen conference on natural working fluids at Guangzhou*, Guangzhou, China, Pages 184-188, 2002.
- [2] A.A. Kornhauser, The use of an ejector as a refrigerant expander, *Proceedings of the 1990 USNC/IIR-Purdue refrigeration conference*, Purdue university, West Lafayette, IN, USA, Pages 10-19, 1990.
- [3] M. Saito et al., Ejector type refrigeration cycle, *US Patent 7,520,142 B2*, 21 avril 2009
- [4] 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. *Appl. Thermal. Eng.*, Volume 29, pages 265-274, 2009.
- [5] A. Attou et J.M. Seynhaeve, Steady-State Critical Two-Phase Flashing Flow with Possible Multiple Choking Phenomenon, Part 1: Physical Modelling and Numerical Procedure, *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, Volume 12, pages 335-345, 1999.