

Performances d'une machine frigorifique munie d'un détendeur à éjecteur utilisant du HFO 1234yf

Latra BOUMARAF^{1,2*}, Philippe HABERSCHILL²

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

2 Centre de Thermique, UMR CNRS 5008, INSA –20, Avenue Albert Einstein

69621 Villeurbanne cedex, France

* (auteur correspondant : l_boumaraf@yahoo.fr ou latra.boumaraf@insa-lyon.fr)

Résumé - Dans le but d'augmenter l'efficacité énergétique des systèmes frigorifiques conventionnels, une machine frigorifique à compression dans laquelle la détente du fluide frigorigène est assurée par un éjecteur au lieu d'un détendeur thermostatique classique, est présentée. Pour déterminer les performances obtenues avec le nouveau fluide frigorigène HFO 1234yf, un modèle de simulation de l'écoulement diphasique du fluide frigorigène à travers l'éjecteur de type " mélange à section constante " est mis au point. Ce modèle de simulation de l'éjecteur est utilisé pour étudier les effets des conditions opératoires et des paramètres géométriques de l'éjecteur sur les performances de la machine dont le COP peut être augmenté de 42 % avec l'éjecteur.

Nomenclature

A aire de section de l'éjecteur, m^2

a vitesse locale du son, m/s

COP coefficient de performance

D diamètre, m

h enthalpie massique, J/kg

M nombre de Mach

\dot{m} débit massique du fluide frigorigène, kg/s

P pression, Pa

\dot{Q} puissance thermique, W

r taux de compression de l'éjecteur (P_{Diff}/P_E)

s entropie massique, $J/kg.K$

T température K ou $^{\circ}C$

U facteur d'entraînement de l'éjecteur

V vitesse du fluide, m/s

\dot{W} puissance mécanique du compresseur, W

x titre en vapeur du fluide

Symboles grecs

ρ masse volumique, kg/m^3

η rendement isentropique

Δ variation ou écart

Indices, Exposants

as aspiration

b base

C relatif au condenseur

$comp$ relatif au compresseur

CP convergent primaire

CS convergent secondaire

$Diff$ relatif au diffuseur

E relatif à l'évaporateur

e entrée d'un échangeur ou d'une section

F frigorifique

is processus isentropique

L liquide

mix relatif au mélange des deux jets

P fluide (ou tuyère) primaire

r refoulement

S fluide (ou tuyère) secondaire

s sortie d'un échangeur ou d'une section

t section de col de tuyère

V vapeur

0 état de stagnation du fluide

$1, \dots, 4$ emplacements dans le cycle de la machine

1. Introduction

Dans le cadre du développement durable, les efforts des chercheurs ont été concentrés d'une part, sur l'économie d'énergie des systèmes frigorifiques conventionnels à compression et d'autre part, sur le développement des technologies basées sur les fluides naturels tels que l'eau, l'ammoniac ou bien des fluides synthétiques plus respectueux de l'environnement tel que le nouveau fluide HFO 1234yf dont le potentiel de destruction de la couche d'ozone (ODP) est nul et celui du réchauffement global (GWP) est égal à 4 selon le panel intergou-

vemental sur le changement climatique (IIPCC); Le HFO 1234yf est destiné à remplacer le R134a (HFC, ODP=0 et GWP=1450) en Europe.

Plusieurs solutions ont été proposées par différents chercheurs pour augmenter l'efficacité énergétique des systèmes frigorifiques à compression [1-4]. Parmi celles-ci, on retient celle proposée par Kornhauser en 1990 qui consiste à remplacer le détendeur thermostatique de la machine par un éjecteur afin de récupérer une partie de l'énergie cinétique du processus de détente de la haute pression (HP) à la basse pression (BP) pour augmenter la pression d'aspiration du compresseur. Ceci 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 fonctionnant aux mêmes niveaux de températures des sources chaude et froide. Pour cela, un modèle de simulation de l'écoulement diphasique du HFO 1234yf à travers un éjecteur de type « mélange à section constante » basé sur des modèles de ses différents composants (tuyère primaire, chambre d'aspiration, chambre de mélange et diffuseur) est mis au point [5]. Pour des valeurs fixées des diamètres de la section du col de la tuyère primaire, de la chambre de mélange et celui de sortie du diffuseur et des rendements isentropiques des différents composants de l'éjecteur, ce modèle permet de déterminer la pression, le titre et le débit du fluide frigorigène à la sortie du diffuseur, le débit HP à l'entrée de l'éjecteur ainsi que son facteur d'entraînement à partir des conditions d'entrée et de la dépression créée à l'entrée de la chambre de mélange par la détente du fluide moteur. Le modèle de simulation du fonctionnement de l'éjecteur est utilisé pour étudier les effets des conditions opératoires (température ou pression de condensation et dépression créée à l'entrée de la chambre de mélange) et des paramètres géométriques de l'éjecteur sur les performances de ce dernier.

En intégrant le modèle de l'éjecteur dans un modèle global de simulation du cycle de la machine frigorifique munie d'un détendeur, son coefficient de performance est déterminé puis comparé à celui de la machine de base et ce pour les mêmes conditions de fonctionnement.

2. Machine frigorifique à compression munie d'un détendeur à éjecteur

La machine frigorifique conventionnelle de base est simple. Elle se compose des quatre éléments importants habituels : évaporateur, compresseur, condenseur et détendeur thermostatique. Afin de réduire les pertes exergetiques liées au processus de détente isenthalpique, un éjecteur (Figure 1) est introduit dans la machine de base à la place du détendeur thermostatique afin de récupérer partiellement l'énergie de détente pour augmenter la pression à l'aspiration du compresseur ce qui entraîne une diminution du travail consommé par ce dernier, augmentant ainsi le *COP* du système.

3. Analyse du fonctionnement de la machine frigorifique munie d'un détendeur à éjecteur

Le système modifié (Figure 2) comprend en dehors du compresseur, du condenseur et de l'évaporateur, l'éjecteur proprement dit, une bouteille séparatrice liquide-vapeur et une vanne de détente. Le cycle de fonctionnement est le suivant (Figure 3) :

La vapeur saturante du HFO 1234yf de la bouteille est aspirée par le compresseur à la pression P_4 (état 4V). Elle est comprimée jusqu'à la pression P_5 passant ainsi à l'état surchauffé. Cette vapeur est désurchauffée puis condensée, à pression constante dans le condenseur. A la sortie, le condensât (éventuellement sous refroidi) est dans l'état (6). Ce point correspond à l'état du jet moteur (P) qui pénètre dans la tuyère primaire de l'éjecteur (Figure 1) avec les caractéristiques de stagnation T_{P0} et P_{P0} . Le HFO 1234yf subit une détente

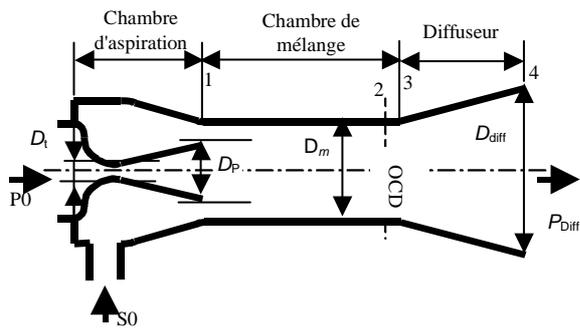


Figure 1. Schéma de principe de l'éjecteur type « mélange à section constante »

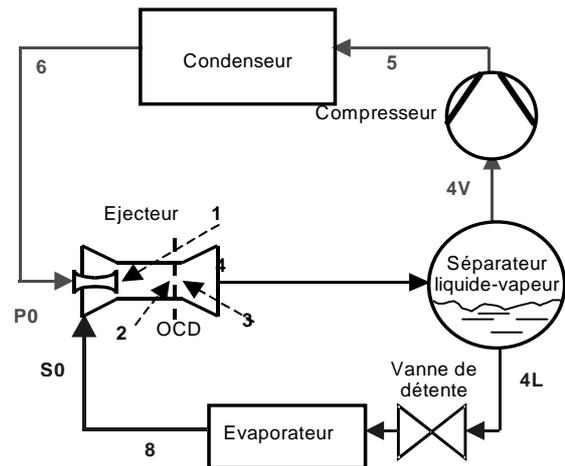


Figure 2. Schéma de la machine frigorifique munie d'un détendeur à éjecteur

dans cette tuyère. A la sortie (plan 1), le fluide primaire, à vitesse supersonique, entraîne le fluide secondaire (S) provenant de l'évaporateur avec la température et la pression de l'état de stagnation (T_{S0} , P_{S0}) supposées confondues avec celles de l'état (8). Les flux primaire P1 et secondaire S1 avec les caractéristiques du plan 1 se mélangent ensuite dans la chambre de mélange. Une première augmentation de pression, due à la formation d'une onde de choc droite (ODC, plan 2), a lieu dans la partie cylindrique de la chambre de mélange suivie d'une seconde due à la compression dans le diffuseur. A la sortie de l'éjecteur, le mélange est à l'état diphasique (4). La vapeur saturante dans l'état (4V) est aspirée par le compresseur alors que le liquide saturé dans l'état (4L) traverse un détendeur avant de pénétrer dans l'évaporateur pour produire l'effet frigorifique escompté.

4. Modèle

Le modèle est basé sur les principes fondamentaux de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. En outre, le flux primaire est supposé atteindre la vitesse sonique au col de la tuyère primaire et les rendements isentropiques du convergent de la tuyère primaire, de la chambre d'aspiration et celui de la tuyère primaire en totalité sont fixés. Le coefficient de frottement de la chambre de mélange est pris égal à l'unité. Par ailleurs, les caractéristiques thermodynamiques du HFO 1234yf sont évaluées à l'aide du logiciel REFPROP[®]. La Figure 4 met en évidence les entrées et sorties du modèle global comprenant le modèle de l'éjecteur intégré dans celui du cycle de fonctionnement de la machine frigorifique. Les diverses relations utilisées font l'objet du tableau 1. Pour des valeurs fixées des diamètres de la section du col de la tuyère primaire, de la chambre de mélange et celui de sortie du diffuseur, le modèle de l'éjecteur permet de déterminer la pression, le titre et le débit du frigorigène à la sortie du diffuseur ainsi que le facteur d'entraînement de l'éjecteur à partir des conditions d'entrée des flux moteur et secondaire et de la pression d'aspiration de la chambre de mélange. Ce modèle de simulation est utilisé ensuite pour étudier les effets des conditions opératoires (température ou pression de condensation et dépression créée à l'entrée de la chambre de mixage) et des paramètres géométriques de l'éjecteur sur les performances de ce dernier. Par la suite, le modèle de l'éjecteur est intégré dans celui global de la machine en fonctionnement stationnaire. Ainsi, le facteur d'entraînement U de l'éjecteur et le titre du réfrigérant en sortie du diffuseur doivent satisfaire l'équation de conservation de la masse du système global (équation (23)).

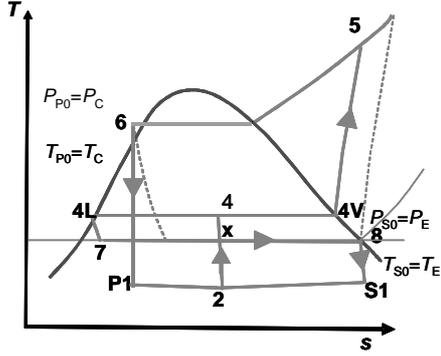


Figure 3. Cycle de fonctionnement de la machine frigorifique munie d'un détendeur à éjecteur

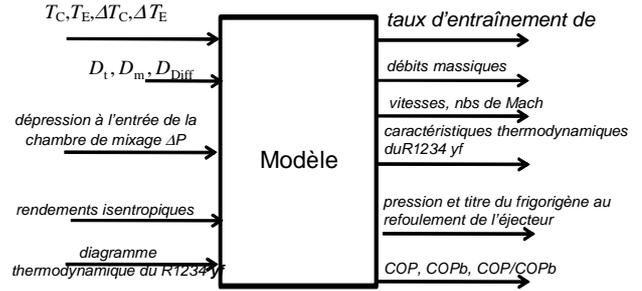


Figure 4. Entrées - sorties du modèle

| Observations | Equations | N° | Observations | Equations | N° |
|---|--|----|---------------------------------------|--|----|
| isentropique | $s_s = s_e$ | 1 | | $P_C = P_{sat}(T_C), P_E = P_{sat}(T_E)$ | 2 |
| extrait du logiciel REFPROP® | $s = f(T, P)$ | 3 | extrait du logiciel REFPROP® | $h = f(P, T)$ | 4 |
| | $h = f(P, s)$ | 5 | | $\rho = f(h, P)$ | 6 |
| | $s = f(P, h)$ | 7 | | $x = f(h, P)$ | 8 |
| | | | | | |
| rendement isentropique de détente $\eta_{is} = \frac{h_e - h_s}{h_e - h_{s,is}}$ | | 9 | rendement isentropique de compression | $\eta_{is} = \frac{h_{s,is} - h_e}{h_s - h_e}$ | 10 |
| | | | rendement isentropique du compresseur | $\eta_{comp,is} = 1.003 - 0.121 \frac{P_r}{P_{as}}$ | 11 |
| équation de Zeuner | $V = \sqrt{2(h_e - h_s)}$ | 12 | vitesse du son | $a = \left(\frac{v_{L-V}(h_V - h_L)}{(v_V - v_L) \left(\left(\frac{\partial h_{L-V}}{\partial P} \right)_{sat} - v_{L-V} \right) - \left(\frac{\partial v_{L-V}}{\partial P} \right)_{sat} (h_V - h_L)} \right)^{1/2}$ (Attou et al. [6]) | 13 |
| nombre de Mach | $M = V/a$ | 14 | Taux d'entraînement | $U = \dot{m}_S / \dot{m}_P$ | 15 |
| bilan de masse | | | | $\dot{m}_{mix} = \dot{m}_P + \dot{m}_S = \rho_e A_e V_e = \rho_s A_s V_s$ | 16 |
| bilan de quantité de mouvement | | | | $V_{mix} (\dot{m}_P + \dot{m}_S) + A_{mix} (P_s - P_e) = V_{P1} \dot{m}_P + \dot{m}_S V_{S1}$ | 17 |
| bilan d'énergie | | | | $h_2 \dot{m}_2 + \frac{1}{2} \dot{m}_2 V_2^2 = h_{P1} \dot{m}_P + \frac{1}{2} \dot{m}_P V_{P1}^2 + h_{S1} \dot{m}_S + \frac{1}{2} \dot{m}_S V_{S1}^2$ | 18 |
| bilan de quantité de mouvement | | | | $\dot{m} V_e + P_e A_e = \dot{m} V_s + P_s A_s$ | 19 |
| bilan d'énergie | | | | $h_e + \frac{1}{2} V_e^2 = h_s + \frac{1}{2} V_s^2$ | 20 |
| Facteur de recouvrement Du diffuseur | $Ct = \frac{P_{Diff} - P_{mix}}{1/2 \rho_{mix} V_{mix}^2}$ | 21 | | $Ct = 0.85 \rho_{mix} \left[1 - \left(\frac{A_{mix}}{A_{Diff}} \right)^2 \right] \left[\frac{x_{mix}^2}{\rho_{V,mix}} + \frac{(1-x_{mix})^2}{\rho_{L,mix}} \right]$ (Owen et al. [7]) | 22 |
| Coefficient de performance | $x_{Diff} = \frac{1}{U + 1}$ | 23 | | $COP = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{W}}$ | 24 |
| | | | | $COP_b = \frac{\dot{Q}_{F,b}}{\dot{W}_b}$ | 25 |

Tableau 1. Equations utilisées dans le modèle (indices e et s : entrée et sortie d'une section d'étude)

5. Résultats

Pour une température de condensation de 45 °C et d'évaporation égale à 0 °C, un sous refroidissement au condenseur et une surchauffe à l'évaporateur nuls, Les Figures 5, 6 et 7 montrent respectivement l'influence de la dépression ΔP créée à l'entrée de la chambre de mélange par la détente du jet moteur et celle des paramètres géométriques D_m et D_{Diff}/D_m sur

le facteur d'entraînement de l'éjecteur U , la pression P_{Diff} et le titre du mélange x_{Diff} à la sortie du diffuseur. On note la nette dépendance des performances de l'éjecteur notamment U et P_{Diff} (dont les évolutions sont contradictoires) en fonction de ΔP , D_m et la courbe $U=f(\Delta P)$ (Figure 5) semble atteindre un optimum. Par ailleurs, la Figure 7 montre qu'au delà d'une valeur égale à 2, une augmentation du rapport D_{Diff}/D_m n'a pas d'intérêt pour le recouvrement du diffuseur. Pour la même température d'évaporation (0°C) et une géométrie de l'éjecteur fixée, la Figure 8 met en évidence la forte diminution de U (et donc l'augmentation de P_{Diff}) avec l'augmentation de la pression (ou la température). Toutes ces simulations du fonctionnement de l'éjecteur ont été effectuées pour trois séries de rendements isentropiques (1), (2) et (3)*. Pour un éjecteur ayant pour paramètres géométriques : $D_t=1,6$, $D_m=5$ mm et $D_{Diff}/D_m=2$ et pour une température d'évaporation égale à 0°C , la Figure (9) montre l'influence de la température de condensation sur le facteur d'entraînement U , le titre du mélange à la sortie du diffuseur x_{Diff} et le taux de compression r , de l'éjecteur implanté dans la machine frigorifique et ce pour des rendements $\eta_{CP,is} = 0,85, \eta_{CS,is} = 0,85$ et $\eta_P = 0,8$. On constate que U passe de 0,689 à 0,575 et r passe de 1,083 à 1,193 pendant que T_C passe de 40 à 55 $^\circ\text{C}$. Pour les mêmes conditions de fonctionnement, la Figure (10) montre les variations du COP de la machine frigorifique munie d'un détendeur à éjecteur, de la machine de base COP_b et du gain énergétique COP/COP_b en fonction de la température de condensation. On note une amélioration importante du coefficient de performance du système. La comparaison de ce COP avec celui de la machine de base met aussi en évidence le très net intérêt du remplacement partiel du détendeur par l'éjecteur. Cette amélioration est d'autant plus élevée que la température de condensation est plus élevée. En effet, elle est de 14 % à 40 $^\circ\text{C}$ et 42 % à 55 $^\circ\text{C}$.

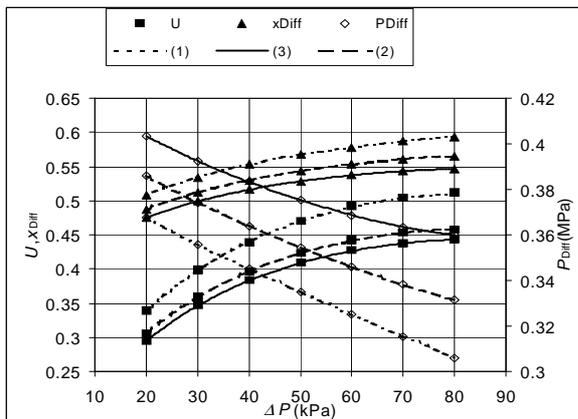


Figure 5. Effet de la dépression ΔP ($t_c=45^\circ\text{C}$, $t_E=0^\circ\text{C}$, $D_t=1,6$ mm, $D_m=4$ mm, $D_{Diff}/D_m=2$)

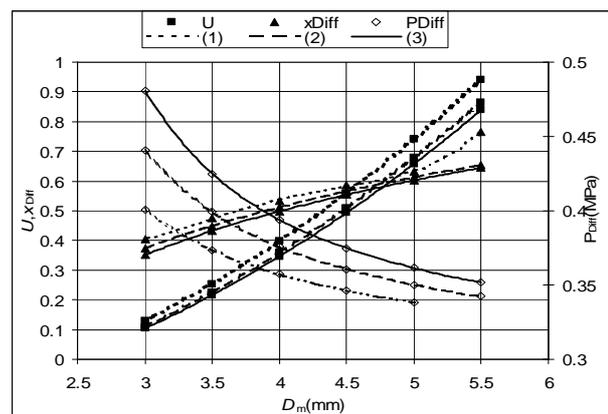


Figure 6. Effet du diamètre D_m ($t_c=45^\circ\text{C}$, $t_E=0^\circ\text{C}$, $\Delta P=30$ kPa, $D_t=1,6$ mm, $D_{Diff}/D_m=2$)

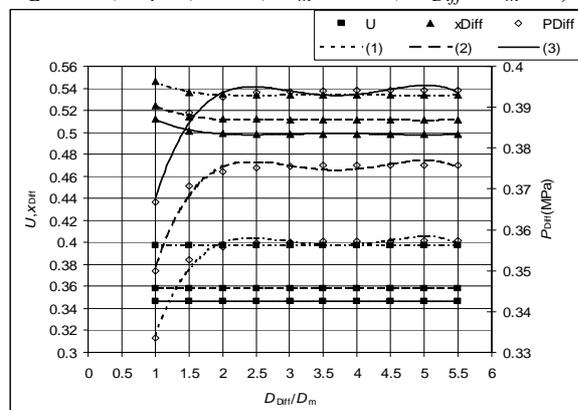


Figure 7. Effet du rapport D_{Diff}/D_m ($t_c=45^\circ\text{C}$, $t_E=0^\circ\text{C}$, $\Delta P=30$ kPa, $D_t=1,6$ mm, $D_m=4$ mm)

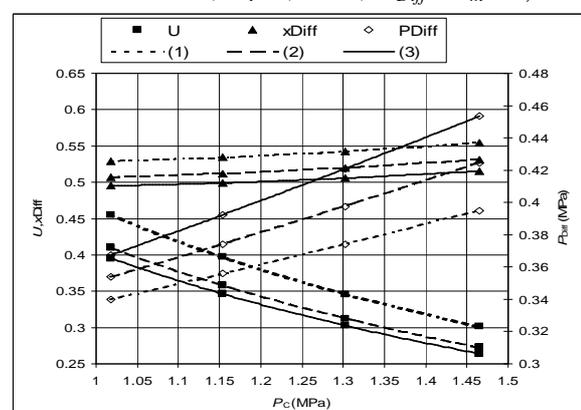


Figure 8. Effet de la pression P_c ($t_E=0^\circ\text{C}$, $\Delta P=30$ kPa, $D_t=1,6$ mm, $D_m=4$ mm, $D_{Diff}/D_m=2$)

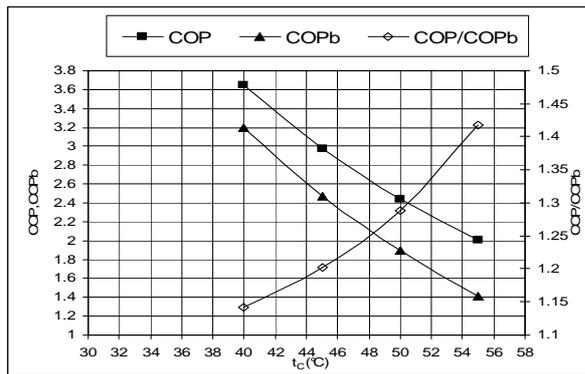


Figure 9. Effet de t_c sur les performances de l'éjecteur placé dans la machine ($t_E=0$ °C, $D_i=1,6$ mm, $D_m=5$ mm, $D_{Diff}/D_m=2$)

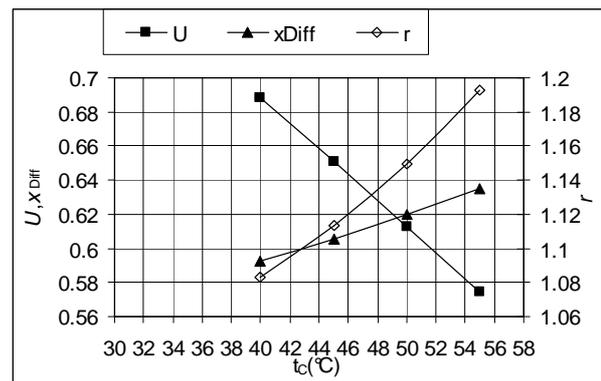


Figure 10. Performances de la machine munie d'un détendeur à éjecteur en fonction de t_c ($t_E=0$ °C, $D_i=1,6$ mm, $D_m=5$ mm, $D_{Diff}/D_m=2$)

6. Conclusion

Le modèle proposé permet la simulation du fonctionnement d'un éjecteur à implanter dans une machine frigorifique conventionnelle à compression afin d'en améliorer les performances. Il permet d'étudier en particulier, l'influence de la dépression créée à l'entrée de la chambre de mélange par la détente du fluide moteur ainsi que celle des principaux paramètres géométriques sur les performances de l'éjecteur caractérisées essentiellement par le facteur d'entraînement et le taux de compression de ce dernier. Il donne également des informations intéressantes sur la nature de l'écoulement (nombre de Mach, titre du fluide diphasique, etc.) et permet de chiffrer l'avantage de cette machine sur une machine plus classique. On note ainsi que, pour des températures d'évaporation et de condensation égales respectivement à 0 et 55 °C, l'emploi d'un éjecteur permettrait d'améliorer le COP de 42 % .

7. Références bibliographiques

- [1] Kornhauser, A.A.. The use of an ejector as a refrigerant expander. Proceedings of the 1990 USNC/IIR-Purdue refrigeration conference, Purdue university, West Lafayette, IN, USA; 1990, p. 10-19
- [2] Disawas, S.; Wongwises, S. Experimental investigation on the performance of the refrigeration cycle using a two_phase ejector as an expansion device. *Int J Refrig*, 2004, vol. 27(6), p. 587-599.
- [3] Wongwises, S.; Disawas, S. Performance of the two-phase ejector expansion refrigeration cycle. *Int J Heat Mass Transfer*, 2005, vol. 48, p. 4282-4286.
- [4] Chaiwongsa, P.; Wongwises, S. Experimental study on R-134a refrigeration system using a two-phase ejector as an expansion valve. *Appl Thermal Eng*, 2008, vol. 28, p. 467-477.
- [5] Boumaraf, L. ; Lallemand, A. Comparaison des performances optimales d'un éjecteur dimensionné selon les modèles a pression constante et a section constante. Actes des 13^{ème} Journées Internationales de Thermique, Albi, France, 2007, vol. 1, p.371-375.
- [6] Attou, A.; Seynhaeve, J.M.. 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*, 1999, vol. 12, p. 335-345.
- [7] Owen, I. ; Abdul-Ghani, A. ; Amini, A.M.. Diffusing A Homogenized Two-Phase Flow, *International Journal of Multiphase Flow*, 1992, vol. 18, p. 531-540.