



**HAL**  
open science

# Comparaison des performances optimales d'un éjecteur dimensionné selon les modèles à pression constante et à section constante

Latra Boumaraf, André Lallemand

► **To cite this version:**

Latra Boumaraf, André Lallemand. Comparaison des performances optimales d'un éjecteur dimensionné selon les modèles à pression constante et à section constante. JITH 2007, Aug 2007, Albi, France. 5p. hal-00164637

**HAL Id: hal-00164637**

**<https://hal.science/hal-00164637>**

Submitted on 29 Aug 2007

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

# COMPARAISON DES PERFORMANCES OPTIMALES D'UN ÉJECTEUR DIMENSIONNÉ SELON LES MODÈLES A PRESSION CONSTANTE ET A SECTION CONSTANTE

Latra BOUMARAF<sup>1</sup>, André LALLEMAND<sup>2</sup>

<sup>1</sup> 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) ; [andre.lallemant@insa-lyon.fr](mailto:andre.lallemant@insa-lyon.fr)

**Résumé :** Les performances d'une machine tritherme à éjecto-compresseur sont intimement liées à celles de son éjecteur. Ces dernières dépendent en particulier du type de mélange des jets primaire et secondaire : à pression constante ou à section constante. Pour cela, des éjecteurs ont été dimensionnés en régime optimal selon ces deux hypothèses avec les fluides R142b et R600a et ce pour une puissance frigorifique de 10 kW. Les résultats montrent qu'avec un même fluide frigorigène, les valeurs du facteur d'entraînement et du paramètre géométrique  $\Phi$  sont plus élevées dans le cas du modèle à pression constante et que le R142b conduit aux meilleures performances dans les deux cas. L'effet de la température du bouilleur a aussi été analysé. Les évolutions des performances optimales d'éjecteurs de différentes géométries en fonction des températures du bouilleur et de l'évaporateur sont étudiées.

**Mots clés :** machine ; tritherme ; éjecteur ; modèle ; réfrigérant

## 1. INTRODUCTION

Du fait du coût de l'énergie de plus en plus élevé et de la diminution de ses sources, les machines trithermes utilisant les rejets thermiques à basse ou moyenne température ou une source d'énergie gratuite (solaire) sont redevenues ces dernières années un sujet d'études intéressant. Pour les machines trithermes à éjecto-compresseur, les performances sont proportionnelles à celles de l'éjecteur [1], [2], [3] définies par son facteur d'entraînement  $U = \dot{m}_s / \dot{m}_p$  (égal au rapport du fluide entraîné à celui du fluide moteur). Ces performances sont optimales en régime de transition caractérisé par la formation d'un col sonique à l'entrée de la chambre de mélange [4], [5].

Dans le but de dimensionner un éjecteur en régime optimal, un modèle de fonctionnement monodimensionnel basé sur les principes de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie est proposé. Selon l'hypothèse de mélange des jets primaire et secondaire, soit à section constante (Figure 1(a)), soit à pression constante (Figure 1(b)), le modèle est dit « à section constante » ou « à pression constante ». Ces deux modèles sont appliqués aux fluides frigorigènes R142b et R600a pour déterminer le facteur d'entraînement optimal et les paramètres géométriques correspondants  $\Phi$  et  $\phi$  ainsi que la section du col de la tuyère primaire  $A_p^*$  et ce pour une puissance frigorifique de 10 kW. L'effet de la température du bouilleur est aussi analysé. Enfin, l'évolution des performances optimales d'éjecteurs à géométries fixées en fonction de différentes températures du bouilleur et de l'évaporateur sont étudiées pour les éjecteurs notés EJ1 et EJ2 (dans le cas du R142b) et EJ3 et EJ4 (dans le cas du R600a) dimensionnés selon le modèle à section constante et pour les éjecteurs notés EJ1' et EJ2' (R142b) et EJ3' et EJ4' (R600a) dimensionnés selon le modèle à pression constante.

## 2. DIMENSIONNEMENT D'UN EJECTEUR EN REGIME OPTIMAL

### 2.1. Hypothèses et équations des modèles

Les équations du modèle de fonctionnement de l'éjecteur sont basées sur les principes de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie appliqués à des volumes de contrôle judicieusement choisis. En outre, l'hypothèse du gaz parfait avec un rapport de capacités thermiques constant est adoptée. Les pertes lors de la détente du fluide primaire et du fluide secondaire ainsi que lors de la compression du mélange dans le diffuseur sont prises en compte à l'aide de rendements isentropiques.

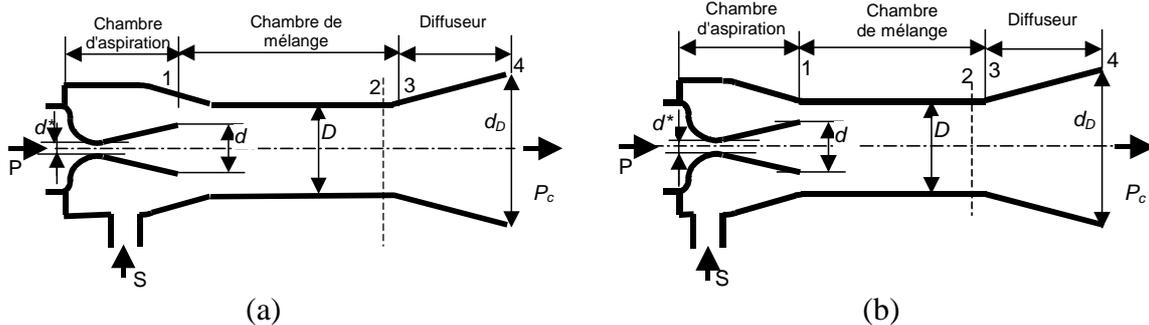


Figure 1 : Modèle d'un éjecteur : a) à pression constante ; b) à section constante

La vitesse  $V$  et le débit massique  $\dot{m}$  d'un fluide en écoulement dans un convergent-divergent peuvent être déterminés à une section quelconque  $A$  par :

$$V = \sqrt{2\eta(h_0 - h)_{is}} \quad (1)$$

$$\dot{m} = \rho A \sqrt{2\eta(h_0 - h)_{is}} \quad (2)$$

Le débit du fluide primaire  $\dot{m}_P$  peut être calculé au col de la tuyère primaire de section  $A_P^*$  :

$$\dot{m}_P = \frac{P_B A_P^*}{\sqrt{T_{P0}}} \times \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{(\gamma+1)/(\gamma-1)}} \sqrt{\eta_P} \quad (3)$$

En régime critique, le jet secondaire atteint une vitesse sonique à l'entrée de la chambre de mélange (plan 1) et son débit massique  $\dot{m}_S$  est déterminé alors au col de section  $A_{S1}$  par :

$$\dot{m}_S = \frac{P_E A_{S1}}{\sqrt{T_{S0}}} \times \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{(\gamma+1)/(\gamma-1)}} \sqrt{\eta_S} \quad (4)$$

Par application des équations de conservation de la masse, du moment et de l'énergie entre la section à l'entrée de la chambre de mélange (plan 1) et celle en amont de l'onde de choc (plan 2), la vitesse  $V_2$ , la température  $T_2$  et la pression  $P_2$  (dans le cas du modèle à section constante) ou la section  $A_2$  (dans le cas du modèle à pression constante) sont calculées par :

$$V_2 = \frac{V_{P1} + UV_{S1}}{1+U} + \frac{P_{P1}A_{P1} + P_{S1}A_{S1} - P_2A_2}{(1+U)\dot{m}_P} \quad (5)$$

$$\left( C_P T_{P1} + \frac{V_{P1}^2}{2} \right) + U \left( C_P T_{S1} + \frac{V_{S1}^2}{2} \right) = (1+U) \left( C_P T_2 + \frac{V_2^2}{2} \right) \quad (6)$$

$$\dot{m} = \dot{m}_P + \dot{m}_S = \frac{P_2}{RT_2} A_2 V_2 \quad (7)$$

Le nombre de Mach  $M_2$  du mélange est obtenu par :

$$M_2 = V_2 / \sqrt{\gamma R T_2} \quad (8)$$

Le nombre de Mach  $M_3$  du fluide après passage de l'onde de choc et le rapport de compression correspondant  $P_3/P_2$  sont exprimés par :

$$M_3 = \sqrt{\frac{1 + [(\gamma - 1)/2] M_2^2}{\gamma M_2^2 - [(\gamma - 1)/2]}} \quad (9)$$

$$\frac{P_3}{P_2} = 1 + \frac{2\gamma}{\gamma + 1} (M_2^2 - 1) \quad (10)$$

La température  $T_4$  et la pression  $P_4$  du fluide comprimé à la sortie du diffuseur sont obtenues à partir des équations :

$$h_4 = \frac{h_{p0} + U h_{s0}}{1 + U} \quad (11)$$

$$\eta_D = \frac{h_3 - h_{4is}}{h_3 - h_4} \quad (12)$$

En négligeant les pertes thermiques au niveau de l'évaporateur, la puissance frigorifique  $\dot{Q}_E$  est donnée par :

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_S \Delta h_E \quad (13)$$

## 2.2. Procédures de calcul des deux modèles

Le flux secondaire est supposé atteindre la vitesse sonique à l'entrée de la chambre de mélange (plan 1) dans les cas des deux modèles. La pression au plan 1 ( $P_1$ ) est supposée uniforme et égale à celle correspondant au col sonique du jet secondaire à cet endroit. De plus, ces modèles utilisent des surchauffes en sortie de l'évaporateur  $\Delta T_E = 5$  K (cas du R142b),  $\Delta T_E = 3$  K (cas du R600a) et en sortie du bouilleur  $\Delta T_B = 3$  K dans les deux cas. Ces valeurs de surchauffe permettent de réaliser des détentes sèches dans les tuyères primaire et secondaire. Pour des températures de changement de phase au bouilleur  $T_B$ , au condenseur  $T_C$  et à l'évaporateur  $T_E$  fixées, le débit secondaire est déterminé pour une puissance frigorifique de 10 kW (Eq. (13)) la section  $A_{S1}$  du col du fluide entraîné peut être déduite alors de l'équation (4). Pour une valeur supposée du débit primaire,  $A_P^*$  et  $A_{P1}$  sont calculées à l'aide des équations (3) et (2) et par conséquent  $A_1$  ( $A_1 = A_{P1} + A_{S1}$ ). La résolution des équations de mélange entre les plans (1) et (2) permet de calculer la vitesse  $V_2$ , la température  $T_2$  et la pression  $P_2$  dans le cas du modèle à section constante (puisque  $A_2 = A_1$ ) ou bien la section  $A_2$  dans le cas du modèle à pression constante (puisque  $P_2 = P_1$ ). Ensuite, la résolution des équations (9-12) permet d'aboutir à une valeur  $P_4$  de la pression du mélange en sortie du diffuseur, laquelle va être ajustée à l'aide de la valeur du débit primaire jusqu'à égalité avec celle régnant dans le condenseur.

Sur les figures 2 et 3 sont représentées les valeurs comparatives de  $U^*$ ,  $\phi$  ( $\phi = A_{P1}/A_P^*$ ) et  $\Phi$  ( $\Phi = A_2/A_P^*$ ) calculées à l'aide des modèles à section constante et à pression constante pour différentes valeurs de  $T_B$  (compatibles avec une source chaude à basse ou moyenne température),  $T_C = 45$  °C,  $T_E = 0$  °C et ce pour les deux réfrigérants R142b et R600a.

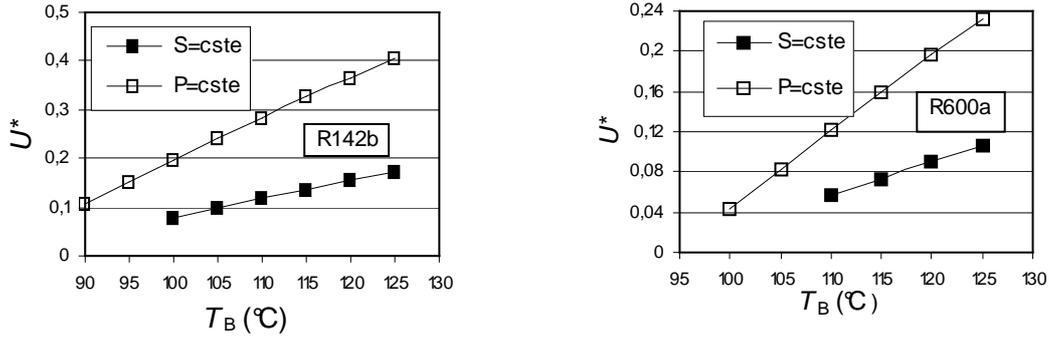


Figure 2 : Facteur d'entraînement optimal  $U^*$  ( $T_C=45^\circ\text{C}$  et  $T_E=0^\circ\text{C}$ )

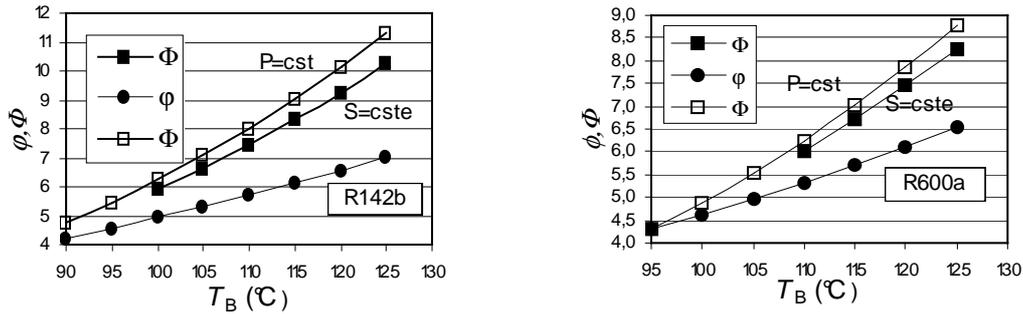


Figure 3 : Paramètres géométriques  $\varphi$  et  $\Phi$  en régime critique ( $T_C=45^\circ\text{C}$  et  $T_E=0^\circ\text{C}$ )

### 3. EVOLUTION DES PERFORMANCES A GEOMETRIE FIXEE

Dans une seconde phase de ce calcul, les équations précédentes sont appliquées à la recherche des différents points de fonctionnement correspondant au mode critique de deux ensembles d'éjecteurs dimensionnés à  $T_B = 120^\circ\text{C}$  et  $T_B = 110^\circ\text{C}$ ,  $T_C$  et  $T_E$  étant maintenues respectivement à 45 et  $0^\circ\text{C}$  dans les deux cas. Ces éjecteurs sont notés EJ1 et EJ2 (dans le cas du R142b) et EJ3 et EJ4 (dans le cas du R600a) quand ils sont dimensionnés selon le modèle à section constante et sont notés EJ1' et EJ2' (R142b) et EJ3' et EJ4' (R600a) quand ils sont dimensionnés selon le modèle à pression constante. Pour différentes valeurs de  $T_B$  et  $T_E$ , la figure 3 montre la variation du facteur d'entraînement optimal  $U^*$  de ces différents éjecteurs en fonction du rapport de la pression critique  $P_C^*$  à la pression de l'évaporateur.

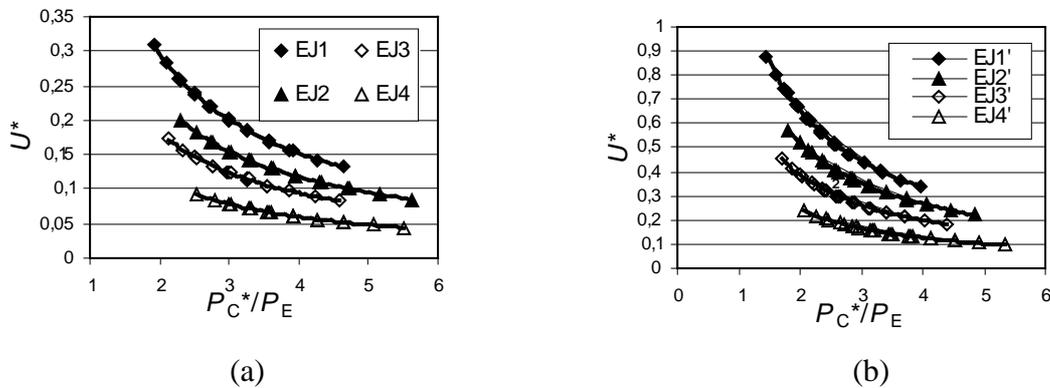


Figure 4 : Facteur d'entraînement optimal : a) modèle à section constante ; b) modèle à pression constante

On constate que toutes ces courbes peuvent être représentées par une équation du type :

$$U^* = a(R^*/P_E)^{-b} \quad (14)$$

avec  $a$  et  $b$  fonctions de la géométrie de l'éjecteur et de la nature du fluide.

## 4. CONCLUSION

Pour les mêmes températures du bouilleur, du condenseur et de l'évaporateur et une puissance frigorifique fixée à 10 kW, le dimensionnement en régime critique (optimal) de l'éjecteur met en évidence des valeurs du facteur d'entraînement et du paramètre géométrique  $\Phi$  nettement plus élevées dans le cas du modèle à pression constante par rapport à celles obtenues à section constante. En outre, ces caractéristiques à géométrie adaptée augmentent avec la température du bouilleur. Par ailleurs, on remarque que le R142b conduit aux meilleures performances dans tous les cas.

### Nomenclature

$A$	aire de section de l'éjecteur, $m^2$	$\rho$	masse volumique, $kg/m^3$
$C_p$	capacité thermique à pression constante, $J/kg K$	$\eta$	rendement isentropique.
$D$	diamètre, $m$	$\gamma$	rapport des capacités calorifiques spécifiques
$d$	diamètre, $m$		
$h$	enthalpie, $J/kg$		
$\dot{m}$	débit massique, $kg/s$		
$P$	pression, $N/m^2$		
$\dot{Q}$	puissance thermique, $W$		
$R$	constante du gaz, $J/kg K$		
$T$	température, $K$ ou $^\circ C$		
$U$	facteur d'entraînement de l'éjecteur		
$V$	vitesse du fluide, $m/s$		
	Symboles grecs		
$\Phi$	paramètre géométrique de l'éjecteur		
$\phi$	paramètre géométrique de l'éjecteur		
		Indices, Exposants	
		0	état de stagnation du fluide
		1, 2, 3, 4	emplacements dans l'éjecteur (voir figure 1)
		B	relatif au bouilleur
		C	relatif au condenseur
		D	relatif au diffuseur
		E	relatif à l'évaporateur
		P	relatif au fluide primaire
		S	relatif au fluide secondaire
		*	relatif au régime critique ou à une section de col de tuyère
		is	isentropique

### Références

- [1] L. Boumaraf et A. Lallemand, Performance of a jet cooling system using refrigerants mixtures, *International Journal of Refrigeration*, 22, pp 580-589, 1999.
- [2] R. Dorantès et A. Lallemand, Prediction of performance of a jet cooling system operating with pure refrigerants or non-azeotropic mixtures, *International Journal of Refrigeration*, 18, pp 21-30, 1995.
- [3] A. Lallemand, R. Dorantès et J. Staader, Performances d'une machine de réfrigération à éjecteur à deux fluides de masses molaires différentes, *19<sup>th</sup> International Congress Refrigeration*, La Haye- Pays bas, 20-25 Août 1995.
- [4] L.T Lu, Etudes théorique et expérimentale de la production de froid par machine tritherme à éjecteur de fluide frigorigène, *Thèse de doctorat*, INP, Grenoble, France, 1986.
- [5] L. Boumaraf et A. Lallemand, Optimal design of an ejector in air conditioning system operating with various refrigerants, *Second International Conference on Applied thermodynamics*, Istanbul -Turquie, 18-20 Mai 2005.