

# Étude des caractéristiques de performance d'un système frigorifique à double évaporateur

## Investigation of performance characteristics of a double evaporator refrigeration system

Latra Boumaraf<sup>1,\*</sup>, Philippe Haberschill<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Département de génie mécanique, Université Badji Mokhtar d'Annaba, Algérie, boumaraf.latra@univ-annaba.dz

<sup>2</sup> Univ Lyon, INSA Lyon, CNRS, CETHIL, UMR5008, 69621 Villeurbanne, France

**RÉSUMÉ.** Dans le but d'étudier les caractéristiques de performance d'un système frigorifique à double évaporateur utilisant un éjecteur comme détendeur (DEERS), un modèle mathématique de son fonctionnement basé sur la théorie unidimensionnelle de l'éjecteur et incluant l'effet de frottement de la chambre de mélange, est établi et simulé par le logiciel EES. Pour des températures de réfrigération et de congélation compatibles avec des applications en réfrigération domestique, le code de calcul obtenu est utilisé pour étudier l'influence de la perte de charge de la chambre d'aspiration  $\Delta P$ , et celle de la nature du frigorigène sur les caractéristiques de performance du DEERS équipé d'un séparateur liquide-vapeur et utilisant des fluides respectueux de l'environnement. Les résultats de la simulation montrent que la chute de pression,  $\Delta P$ , a une grande influence sur les performances du DEERS. Pour tous les fluides testés, à l'exception du taux d'entraînement de l'éjecteur,  $U$ , toutes les autres caractéristiques du système diminuent à mesure que  $\Delta P$  augmente. Selon ces résultats, c'est le R717 qui conduit aux meilleures performances ( $COP_{imp} = 29,2\%$  ;  $CR_{red} = 27,9\%$ , et  $VCC_{imp} = 38,6\%$ ). Les résultats montrent également que l'amélioration  $COP_{imp}$  diminue avec la température de condensation,  $T_C$  et atteint un minimum. En revanche, l'amélioration du  $VCC_{imp}$  et la réduction du rapport de compression  $CR_{red}$  ne sont pas affectées par le changement de  $T_C$ . De plus,  $COP_{imp}$ ,  $VCC_{imp}$  et  $CR_{red}$  augmentent lorsque la température de réfrigération,  $T_{ev1}$ , augmente et la température de congélation,  $T_{ev2}$ , diminue.

**ABSTRACT.** To investigate the performance characteristics of a Double Evaporator Ejector Refrigeration System, a mathematical model based on one-dimensional ejector theory and including the friction effect of the mixing chamber, is established and simulated by the software EES. For refrigeration and freezing temperatures compatible with household refrigeration applications, the resulting code is used to investigate the influence of suction chamber pressure drop  $\Delta P$ , and the nature of the refrigerant on the performance characteristics of DEERS equipped with a liquid-vapor separator and using environmentally friendly fluids. The simulation results show that the pressure drop,  $\Delta P$ , has an important influence on the performance of DEERS. For all the fluids tested, apart from the ejector entrainment ratio,  $U$ , all the other performance characteristics of the system decrease as  $\Delta P$  increases. According to these results, it is R717 which leads to the best performance ( $COP_{imp} = 29.2\%$ ,  $CR_{red} = 27.9\%$ , and  $VCC_{imp} = 38.6\%$ ). The results also show that  $COP_{imp}$  decreases when the condensing temperature,  $T_C$  increases and reaches a minimum. However,  $VCC_{imp}$  and  $CR_{red}$  are not affected by the change in  $T_C$ . In addition,  $COP_{imp}$ ,  $VCC_{imp}$  and  $CR_{red}$  increase when the refrigeration temperature,  $T_{ev1}$ , increases and the freezing temperature,  $T_{ev2}$ , decreases.

**MOTS-CLÉS.** Double évaporateur, éjecteur, pertes de charge à l'aspiration, analyse énergétique, amélioration des performances, frigorigènes respectueux de l'environnement.

**KEYWORDS.** Double-evaporator, ejector, suction pressure drop, energy analysis, performance improvement, environmentally friendly refrigerants.

## 1. Introduction

L'industrie du froid joue un rôle essentiel dans l'alimentation et le confort des êtres humains; l'Institut international du Froid (IIF) estime que 15 à 20 % de l'électricité produite dans le monde est utilisée pour la production du froid [ABD 09]. Bien que les systèmes frigorifiques facilitent la vie humaine, ils soulèvent également d'importantes préoccupations environnementales et énergétiques. Aujourd'hui, de nombreux chercheurs se concentrent sur la recherche de systèmes frigorifiques plus efficaces et de fluides de travail plus respectueux de l'environnement. Des efforts importants ont été déployés pour améliorer les technologies des systèmes à compression de vapeur, notamment en modifiant les cycles conventionnels, en utilisant des frigorigènes plus efficaces, en développant de meilleurs compresseurs et en optimisant les configurations des cycles [PAR 09].

La solution la plus simple est obtenue par l'intégration d'un échangeur de chaleur interne (IHX) pour assurer le sous-refroidissement. La configuration typique de l'IHX est telle qu'avant de pénétrer dans le compresseur, la vapeur est surchauffée en absorbant la chaleur du frigorigène sortant du condenseur. Plusieurs études ont fait état de l'effet bénéfique d'un IHX sur le coefficient de performance, *COP* et la capacité frigorifique volumique, *VCC* d'un système frigorifique à compression de vapeur [DES 11, MOT 16].

Une autre solution prometteuse est le système frigorifique à éjecteur [ELB 08, ELB 15], où ce dernier a été introduit pour récupérer la perte d'énergie liée au processus de détente isenthalpique dans un système frigorifique conventionnel à compression de vapeur. Bien que les cycles à éjecteur utilisant des fluides de travail à basse pression aient reçu moins d'attention de la part des chercheurs que ceux transcritiques au CO<sub>2</sub> en raison d'un potentiel de récupération de travail plus faible, ils peuvent néanmoins apporter des améliorations notables au *COP* du système conventionnel de base. En effet, différents auteurs (Kornhauser [KOR 90], Disawas et Wongwises [DIS 04], Besagni et al. [BES 16]) s'accordent à dire que l'utilisation de l'éjecteur comme dispositif de détente conduit à une augmentation du *COP* du système frigorifique standard utilisant des fluides frigorigènes à basse pression. Toutefois, cette amélioration est fortement influencée par les conditions de fonctionnement, la géométrie de l'éjecteur et les propriétés du fluide de travail [CHA 07, HOU 17].

Le système de réfrigération multi-températures avec évaporateurs parallèles doit fournir différentes pressions d'évaporation par des processus d'étranglement, qui génèrent une grande quantité de perte d'énergie. Ainsi, un potentiel d'amélioration considérable pourrait être apporté par le cycle frigorifique à évaporateurs parallèles et utilisant un éjecteur comme détendeur.

Plusieurs configurations du système de réfrigération multi ou double évaporateur ont été étudiées. Ainsi, Tomasek et Radermacher [TOM 95] ont proposé un cycle hybride de compression-éjection pour la réfrigération domestique afin de réduire les pertes causées par la grande différence de pression entre les évaporateurs de réfrigération et de congélation. Le cycle hybride permet d'augmenter jusqu'à 12,4% le *COP* par rapport à celui d'un cycle réfrigérateur-congélateur domestique standard. Plus tard, Oshitani et al. [OSH 05] ont proposé en 2005 le cycle d'éjecteur Condenser Outlet Split (COS) pour mettre en œuvre deux températures d'évaporation différentes. Les performances du cycle éjecteur COS utilisant les fluides frigorigènes à basse pression R134a et R1234yf, ont été théoriquement étudiées par Boumaraf et al. [BOU 14]. Les résultats montrent que le cycle COS entraîne une augmentation du *COP* par rapport à un système de réfrigération classique à double évaporateur et que ces augmentations sont plus importantes dans le cas du R1234yf, notamment à haute température de condensation. Ceci a été confirmé par les travaux expérimentaux menés par Lawrence et Elbel [LAW 14] sur deux configurations : cycle à éjecteur diphasique standard et cycle à éjecteur COS, considérant les mêmes fluides frigorigènes. Leurs résultats montrent que l'éjecteur a provoqué une augmentation du *COP* dans les deux cas, cependant, le cycle à éjecteur COS a conduit à des améliorations plus importantes de 12 % et 8 % respectivement pour le R1234yf et le R134a; alors que dans le cas du cycle à éjecteur diphasique standard, les améliorations du *COP* sont respectivement de 6 % et 5 % pour les mêmes frigorigènes.

Dans cette étude, les caractéristiques de performance d'un système frigorifique à double évaporateur et utilisant un éjecteur comme détendeur noté DEERS, appliqué à la réfrigération domestique ont été analysées et évaluées en termes de paramètre de conception de l'éjecteur (perte de charge de la chambre d'aspiration), de la nature du fluide de travail et des températures de fonctionnement du système. A cet effet, un modèle de simulation du cycle de fonctionnement du DEERS basé sur la théorie unidimensionnelle de l'éjecteur, incluant notamment l'effet de frottement au niveau de la chambre de mélange à section constante, a été développé et résolu à l'aide du logiciel EES (Engineering Equation Solver).

Pour des températures de réfrigération et de congélation compatibles avec les applications en réfrigération domestique, le code de calcul obtenu a été utilisé pour étudier l'influence de la perte de

charge de la chambre d'aspiration  $\Delta P$ , la nature du frigorigène sur les caractéristiques de performance de l'éjecteur, à savoir le taux d'entraînement  $U$  et le rapport de compression  $PLR$  (Pressure Lift Ratio), et ceux du système frigorifique, à savoir le  $COP$ , la capacité frigorifique volumétrique  $VCC$  et le rapport de compression  $CR$ . Ces caractéristiques sont ensuite comparées à celles du système de base pour les mêmes puissances de réfrigération et de congélation.

Les fluides considérés dans ce travail sont : le R134a (fluide de référence) et les fluides frigorigènes à faible impact écologique : R1234yf, R1234ze, R600, R600a, R290, R1270 et R717. De plus, les effets des températures de condensation, de la réfrigération et de la congélation ont également été examinés.

## 2. Analyse du fonctionnement du système

Le schéma de principe du DEERS et celui de son cycle de fonctionnement dans le diagramme  $P, h$  sont représentés respectivement sur les figures 1(a) et 1(b). Le système comprend un compresseur, un éjecteur, un condenseur, un séparateur liquide-vapeur, un évaporateur à haute température (réfrigération), un évaporateur à basse température (congélation) et deux dispositifs conventionnels de détente. La configuration de l'éjecteur utilisé est illustrée sur la figure 2.

Le frigorigène sous forme de vapeur surchauffée à basse température et basse pression dans l'état du point (1) est comprimé à la pression du condenseur avec un rendement isentropique  $\eta_{comp}$ . Le fluide frigorigène, alors dans l'état du point (2) quitte le compresseur en direction du condenseur où il se condense à l'état du point (3) en rejetant de la chaleur à l'environnement. A l'issue, le frigorigène en sortie du condenseur sous forme liquide, pénètre dans l'évaporateur à haute température via la vanne de détente 1 située entre points (3) and (4) du cycle du système. Ensuite, le fluide diphasique quittant l'évaporateur de réfrigération dans l'état (5), pénètre dans le séparateur liquide-vapeur où il est séparé en flux de vapeur saturante et liquide saturé. Ainsi, alors que la vapeur dans l'état du point (6) s'écoule dans la tuyère primaire de l'éjecteur, le liquide saturé dans l'état du point (7) parvient au niveau du détendeur conventionnel 2 où sa pression est réduite jusqu'à la pression de l'évaporateur à basse température du point (8). Le fluide diphasique obtenu s'écoule alors à travers l'évaporateur de congélation où il achève sa vaporisation dans l'état du point (9), en produisant l'effet frigorifique escompté par absorption de la chaleur du milieu à réfrigérer.

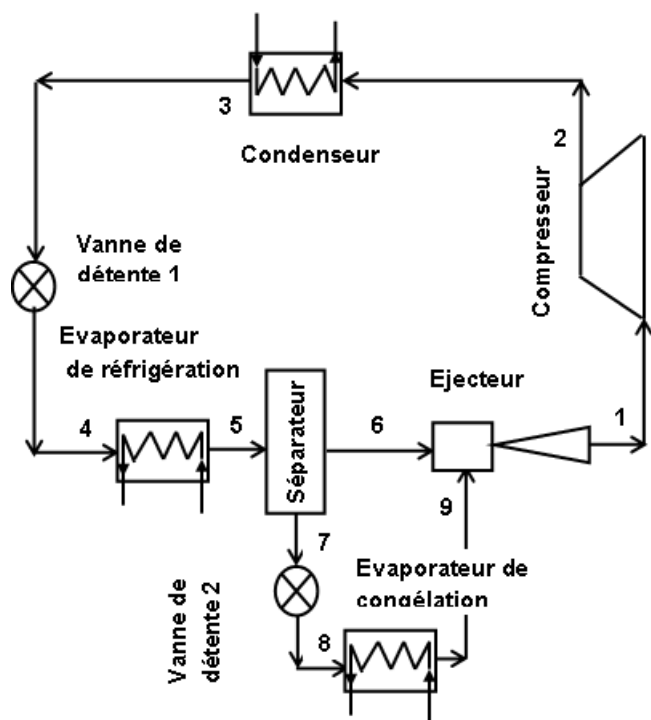


Figure 1(a). Schéma de principe du DEERS

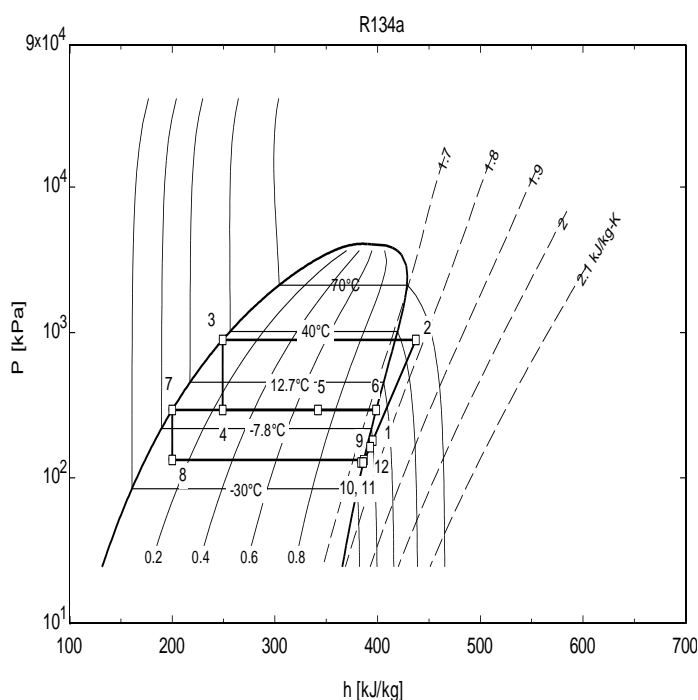
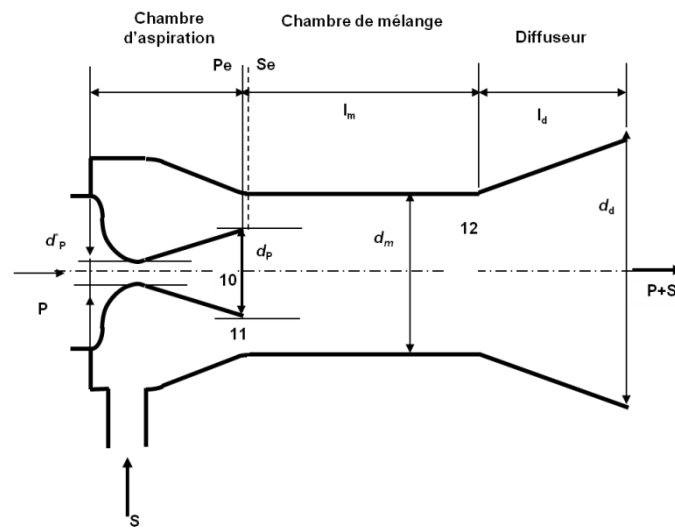
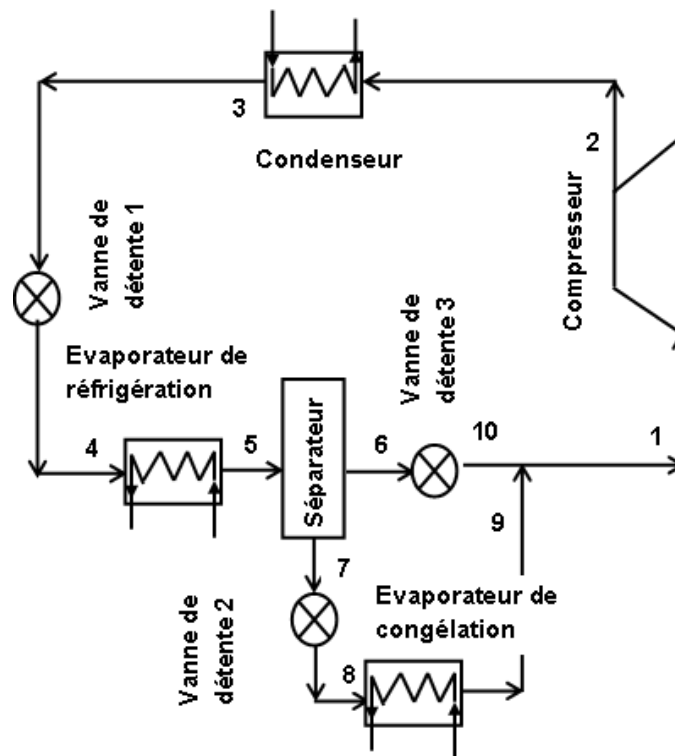


Figure 1(b). Diagramme  $P, h$  du cycle du DEERS



**Figure 2.** Configuration de l'éjecteur

En s'écoulant à travers le convergent-divergent de la tuyère primaire de l'éjecteur, le fluide moteur dans l'état du point (6), se détend et accélère jusqu'à atteindre une vitesse supersonique, état du point (10) (figure 2). Ainsi, une zone de faible pression est créée à la sortie de la tuyère primaire. Ceci provoque l'entraînement par le fluide moteur du fluide secondaire en provenance de l'évaporateur de congélation dans l'état du point (9), vers un état de vitesse plus élevée, point (11). Par la suite, les flux primaire et secondaire se mélangent dans la chambre de mélange à section constante, état du point (12). Le mélange obtenu traverse ensuite le diffuseur où sa vitesse chute jusqu'à devenir presque nulle alors que sa pression augmente. Ceci entraîne une augmentation de la pression d'aspiration du compresseur par rapport au système standard (figure 3) et par conséquent une diminution de son rapport de pression, réduisant ainsi le travail mécanique du compresseur. Cela provoque une augmentation de la pression d'aspiration du compresseur et, par conséquent, une diminution de son rapport de pression, réduisant ainsi le travail mécanique du compresseur.



**Figure 3.** Schéma de principe du système de base

### 3. Modélisation

#### 3.1. Équations du modèle

Les équations du modèle mathématique sont obtenues au moyen des bilans de masse, de quantité de mouvement et d'énergie effectués à travers les volumes de contrôle respectifs du système. Les principales d'entre elles sont données ci-dessous.

Pour une pression  $P_6$  et une température  $T_6$  de stagnation à l'entrée de l'éjecteur, données, le débit moteur  $\dot{m}_p$  peut être calculé à partir des relations d'un écoulement isentropique et de la loi de conservation de l'énergie et ce pour une valeur donnée de la section du col de la tuyère primaire  $A_p^*$  :

$$\dot{m}_p = \rho_p^* \sqrt{2\eta_p (h_6 - h_p^*)_{is}} A_p^* \quad [1]$$

La perte de charge dans la chambre d'aspiration étant égale à  $\Delta P$ , la pression du fluide secondaire au début du mélange est alors déterminée. On suppose que le processus de mélange commence à cette pression uniforme  $P_{pe} = P_{se}$  (voir Fig. 2). Ainsi, les vitesses et les aires des sections droites des jets, primaire et secondaire dans ce plan sont déterminées pour une valeur fixe du paramètre géométrique  $\Phi$ .

Par conséquent, le débit massique du fluide secondaire  $\dot{m}_s$  et le taux d'entraînement de l'éjecteur  $U$  peuvent être calculés :

$$\dot{m}_s = \rho_{se} \sqrt{2\eta_s (h_9 - h_{se})_{is}} A_{se} \quad [2]$$

$$U = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad [3]$$

La pression  $P_m$ , la vitesse  $V_m$  et l'enthalpie  $h_m$  du mélange des flux, primaire et secondaire peuvent être déterminées à l'aide des équations de conservation de la masse et de l'énergie ainsi que de l'équation du bilan de la quantité de mouvement :

$$\dot{m} = \dot{m}_p + \dot{m}_s = \rho_m V_m A_m \quad [4]$$

$$V_m = \frac{\dot{m}_p V_{pe} + \dot{m}_s V_{se} + (P_{se} - P_m) A_m}{(\dot{m}_p + \dot{m}_s) \left( 1 + 0,5 f_m \frac{l_m}{d_m} \right)} \quad [5]$$

$$h_m = \frac{\dot{m}_p (h_{pe} + 0,5 V_{pe}^2) + \dot{m}_s (h_{se} + 0,5 V_{se}^2)}{(\dot{m}_p + \dot{m}_s)} \quad [6]$$

La longueur de la chambre de mélange à section constante est suppose égale à  $3d_m$  [16] et le facteur de frottement  $f_m$  dans cette zone est obtenu à partir de la corrélation suivante [17] :

$$f_m = C Re^{-n} \quad [7]$$

$C$  et  $n$  sont des coefficients dépendant de la valeur du nombre de Reynolds.

La pression  $P_1$  et l'enthalpie  $h_1$  du flux de mélange quittant le diffuseur sont déterminées à l'aide du processus isentropique équivalent et la loi de conservation de l'énergie :

$$h_1 = \frac{h_6 + U h_9}{1 + U} \quad [8]$$

$$\eta_d = \frac{h_{1is} - h_{di}}{h_1 - h_{di}} \quad [9]$$

Les propriétés thermodynamiques du frigorigène au refoulement du compresseur sont calculées à partir de celles du point 1 en sortie de l'éjecteur et en utilisant le processus d'écoulement isentropique et le rendement du compresseur, évalué à l'aide de la corrélation empirique suivante :

$$\eta_{comp} = 0,874 - 0,0135 CR \quad [10]$$

Finalement, le titre du fluide diphasique  $x_5$  en sortie de l'évaporateur 1 doit être égal au rapport  $1/(1+U)$  pour satisfaire le principe de conservation de la masse.

### 3.2. Caractéristiques de performance du système

Les performances de l'éjecteur sont déterminées par les rapports, d'entraînement  $U$  et de compression  $PLR$ . Afin d'apprécier l'effet de l'incorporation de l'éjecteur sur le système frigorifique, les caractéristiques de performance du DEERS à savoir, le  $COP$  (éqn. (11)), le  $VCC$  (éqn. (12)), et le rapport de compression  $CR (=P_2/P_1)$ , sont calculées puis comparées à celles du système de base (voir Fig. 3) et ce pour les mêmes puissances frigorifiques du réfrigérateur et du congélateur.

$$COP = \frac{[(h_6 - h_4) + U(h_7 - h_4) + U(h_9 - h_8)]}{[(1+U)(h_2 - h_1)]} \quad [11]$$

$$VCC = \frac{[(h_6 - h_4) + U(h_7 - h_4) + U(h_9 - h_8)]}{[(1+U)v_1]} \quad [12]$$

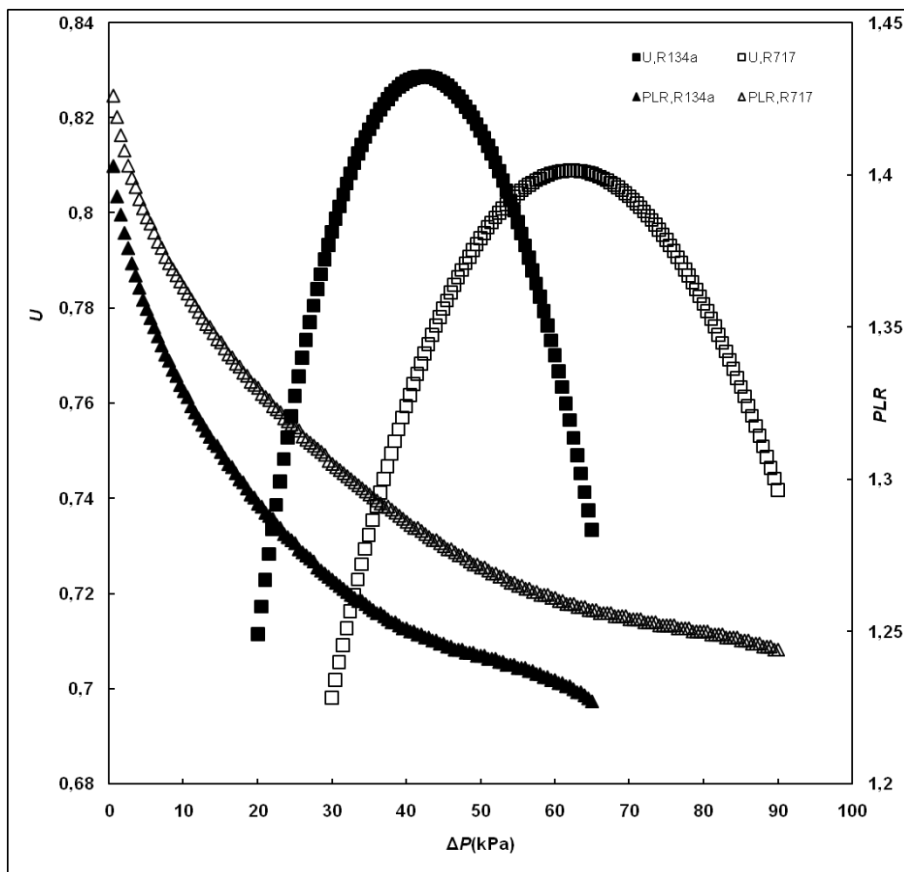
Le modèle mathématique obtenu est résolu à l'aide du logiciel EES (Engineering Equation Solver) et les propriétés thermodynamiques et de transport des frigorigènes sont déterminées à l'aide de la librairie du même logiciel.

## 4. Resultats et discussion

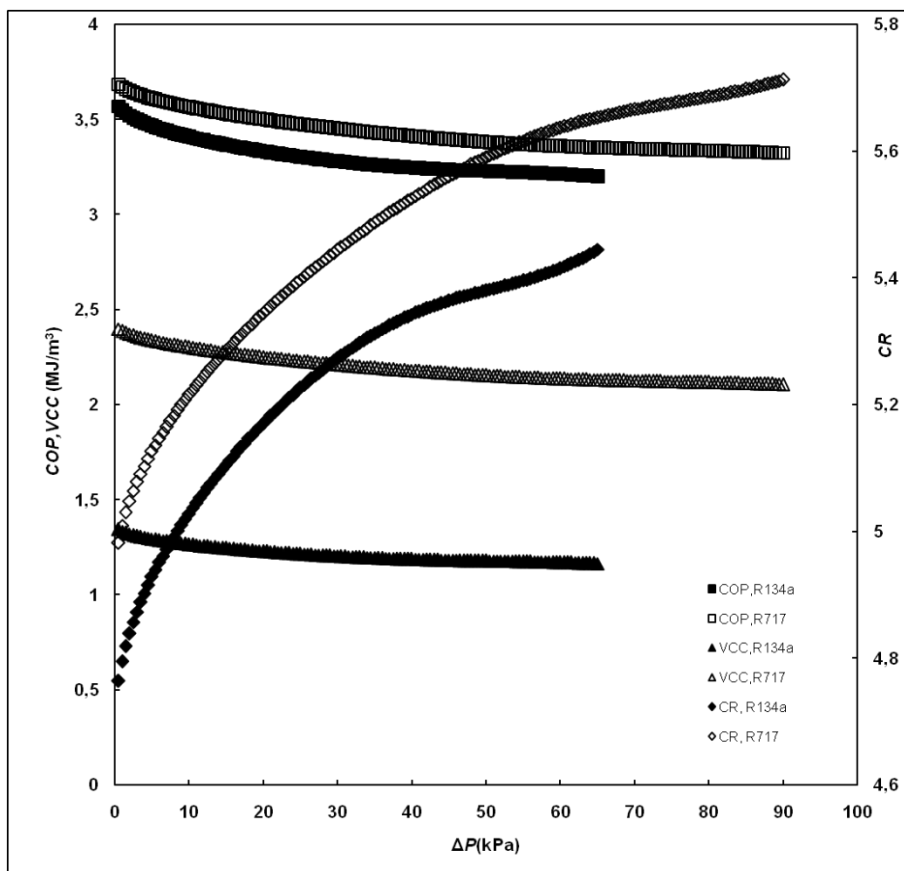
Pour des paramètres géométriques de l'éjecteur fixés à :  $d_p^* = 1,5$  mm et  $\Phi = 3$ , et des efficacités isentropiques des différents composants de ce dernier supposées égales à :  $\eta_p = 0,9$  ;  $\eta_s = 0,95$  et  $\eta_d = 0,85$ , les effets de la perte de charge de la chambre d'aspiration de l'éjecteur,  $\Delta P$ , et de la nature du fluide frigorigène sur les caractéristiques de performance du DEERS ont été étudiés pour des températures de fonctionnement de référence fixées à :  $T_C = 35$  °C,  $T_{ev1} = 0$  °C et  $T_{ev2} = -20$  °C. Les frigorigènes considérés dans cette étude sont : R134a (fluide de référence), R1234yf, R1234ze, R717, R600a, R600, R290, et le R1270.

### 4.1. Influence de $\Delta P$ sur les caractéristiques de performance du DEERS

Pour tous les fluides testés, les résultats montrent qu'hormis le taux d'entraînement de l'éjecteur,  $U$ , toutes les autres caractéristiques de performance du DEERS diminuent lorsque la perte de charge dans la chambre d'aspiration de l'éjecteur,  $\Delta P$ , augmente. Les figures 4 et 5 montrent les variations de ces caractéristiques en fonction de  $\Delta P$  dans le cas du fluide de référence R134a et du fluide R717 conduisant aux meilleures performances DEERS. On peut noter sur la Fig. 4 que  $U$ , atteint une valeur optimale en fonction de  $\Delta P$  tandis que le  $PLR$  de l'éjecteur diminue avec  $\Delta P$ , ce qui diminue la pression d'aspiration du compresseur et augmente ainsi le taux de compression,  $CR$  (Fig. 5). La figure 5 montre également que le  $COP$  et le  $VCC$  du DEERS diminuent avec  $\Delta P$ .



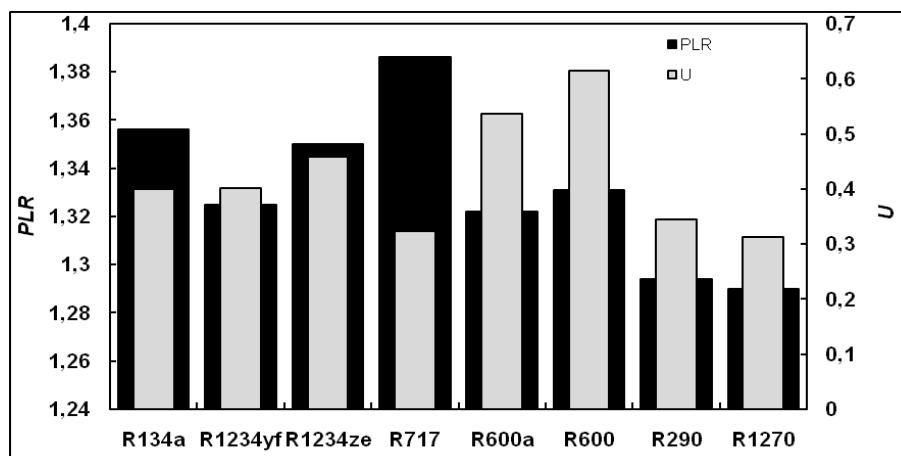
**Figure 4.** Evolutions de  $U$  et du  $PLR$  de l'éjecteur en fonction de  $\Delta P$



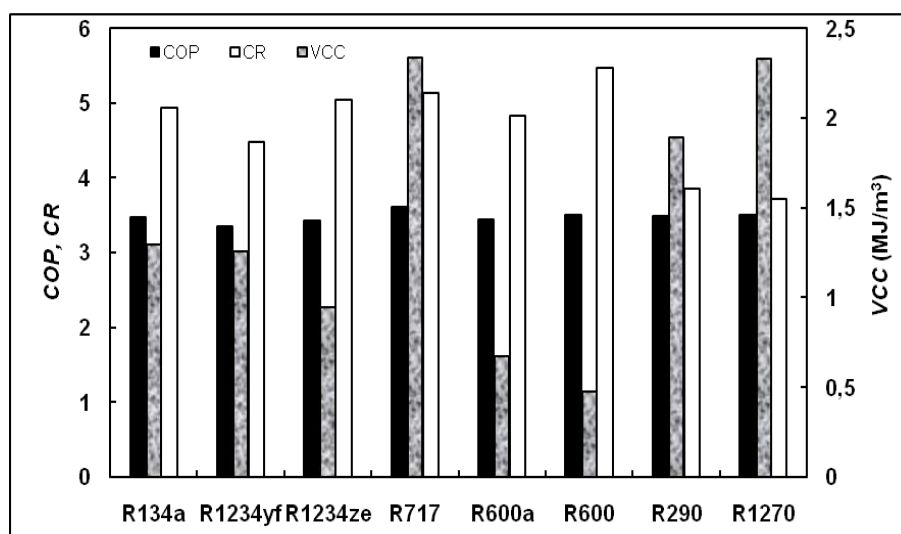
**Figure 5.** Evolutions du  $COP$ ,  $VCC$  et  $CR$  du DEERS en fonction de  $\Delta P$

## 4.2. Influence de la nature du frigorigène sur les caractéristiques de performance du DEERS

Les figures 6 et 7 montrent que les performances du DEERS dépendent de la nature du fluide et que l'utilisation d'un éjecteur comme dispositif de détente améliore les performances du système. Les améliorations du  $COP$  et du  $VCC$  ainsi que la réduction du  $CR$  du DEERS par rapport au système de base sont présentées sur la figure 8. D'après ces résultats, c'est le R717 qui conduit à la meilleure valeur du  $COP_{imp}$  (29,2 %), suivi du R134a (26,1 %) puis du R1270 (25,2 %), du R1234ze (25,1 %) et du R1234yf (25,0 %).



**Figure 6.** Influence de la nature du fluide sur le taux d'entraînement  $U$  et le taux de compression  $PLR$  de l'éjecteur ( $\Delta P=5$  kPa)



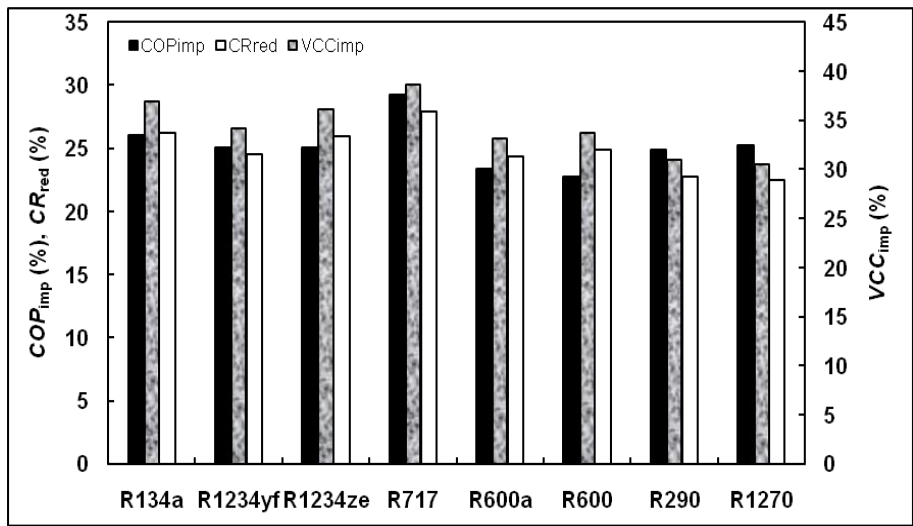
**Figure 7.** Influence de la nature du fluide sur le  $COP$ ,  $VCC$  et  $CR$  du DEERS ( $\Delta P=5$  kPa)

## 4.3. Influence des températures de fonctionnement sur les caractéristiques de performance du DEERS

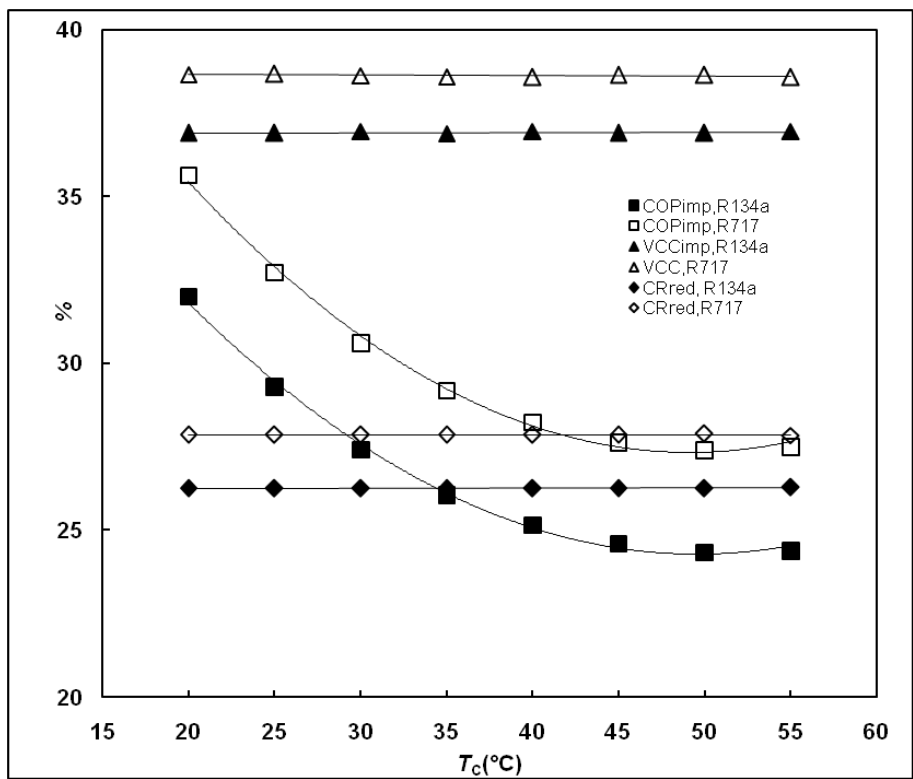
La figure 9 montre que quel que soit le fluide de travail, le  $COP_{imp}$  du DEERS par rapport au système de base, diminue et atteint un minimum lorsque la température de condensation  $T_C$  augmente. Cependant, les valeurs du  $VCC_{imp}$  et du  $CR_{red}$  atteintes dans le système DEERS ne sont pas affectées par les variations de  $T_C$ .

Les résultats de la simulation montrent également que les caractéristiques de performance du DEERS augmentent lorsque la température de réfrigération,  $T_{ev1}$  augmente et la température de congélation,  $T_{ev2}$  diminue (Figures 10 et 11).

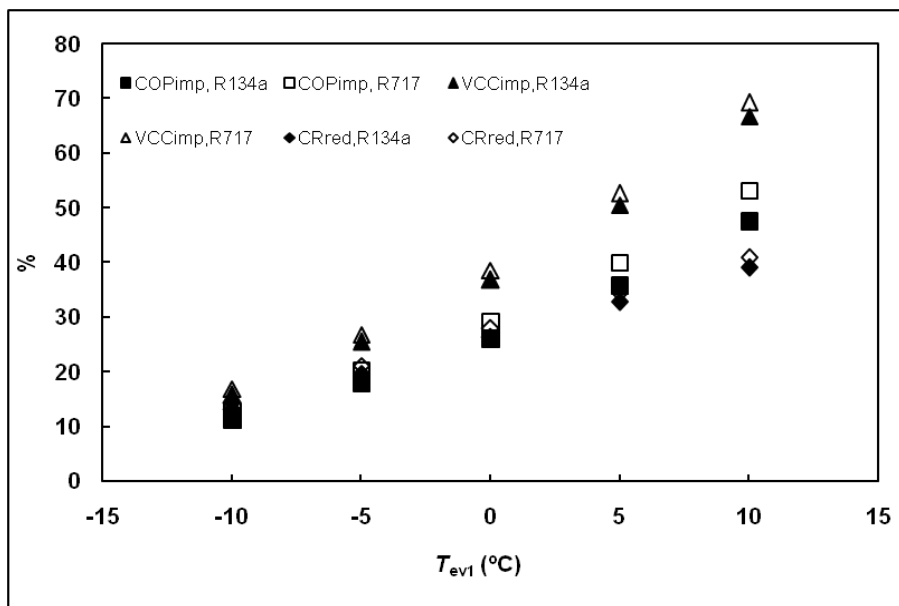




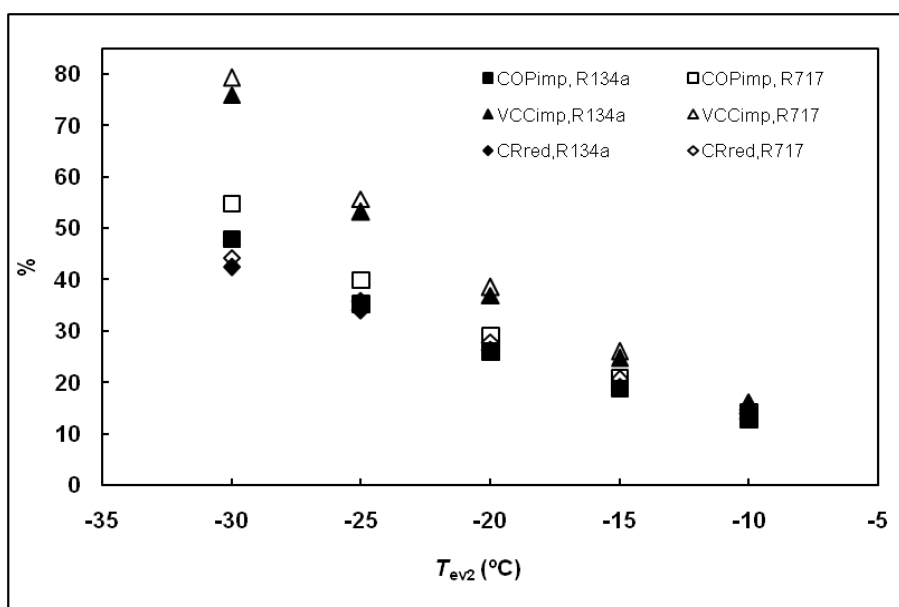
**Figure 8.** Influence de la nature du fluide sur le  $COP_{imp}$ ,  $VCC_{imp}$ , et  $CR_{red}$  ( $\Delta P=5$  kPa)



**Figure 9.** Influence de  $T_c$  sur le  $COP_{imp}$ ,  $VCC_{imp}$ , et  $CR_{red}$  ( $\Delta P=5$  kPa)



**Figure 10.** Influence de  $T_{ev1}$  sur  $COP_{imp}$ ,  $VCC_{imp}$ , et  $CR_{red}$  ( $\Delta P=5$  kPa)



**Figure 11.** Influence de  $T_{ev2}$  sur  $COP_{imp}$ ,  $VCC_{imp}$ , et  $CR_{red}$  ( $\Delta P=5$  kPa)

## 5. Conclusion

Dans le but d'étudier les caractéristiques de performance d'un système frigorifique à double évaporateur utilisant un éjecteur comme détendeur (DEERS), un modèle mathématique basé sur la théorie unidimensionnelle de l'éjecteur et incluant l'effet de frottement dans la chambre de mélange, a été développé et simulé par le logiciel EES. L'analyse des résultats de la simulation permet de tirer les conclusions suivantes :

- La perte de pression de la chambre d'aspiration de l'éjecteur,  $\Delta P$ , a une influence importante sur les caractéristiques de performance du DEERS. Pour tous les fluides testés, hormis le taux d'entraînement de l'éjecteur, toutes les autres caractéristiques de performance du système diminuent lorsque  $\Delta P$  augmente ;

- Les améliorations du  $COP$  et du  $VCC$  ainsi que la réduction du rapport de compression  $CR$  du DEERS par rapport au système frigorifique de base dépendent de la nature du fluide. C'est le R717 qui conduit aux meilleures valeurs ( $COP_{imp} = 29,2$  %,  $CR_{red} = 27,9$  %, et  $VCC_{imp} = 38,6$  %) ;

– À des températures de réfrigération et de congélation fixées, le  $COP_{imp}$  diminue et atteint un minimum à mesure que  $T_C$  augmente. Cependant,  $CR_{red}$  et  $VCC_{imp}$  ne sont pas affectés par les variations de  $TC$  ;

– A température de condensation fixée,  $COP_{imp}$ ,  $CR_{red}$  et  $VCC_{imp}$  augmentent lorsque la température de réfrigération,  $T_{ev1}$  augmente et la température de congélation,  $T_{ev2}$  diminue.

Ce travail se poursuit par l'examen de l'influence des paramètres géométriques de l'éjecteur, en particulier, le rapport de l'aire de la section de la chambre de mélange à celle du col de la tuyère primaire ainsi que le diamètre de ce dernier sur les caractéristiques de performance du DEERS.

Par ailleurs, les effets de  $\Delta P$ , de la nature du fluide, des températures opératoires et des paramètres géométriques de l'éjecteur sur la distribution de la puissance frigorifique entre le réfrigérateur et le congélateur vont aussi être étudiés.

Eventuellement, d'autres configurations du système frigorifique à deux niveaux de température d'évaporation pourraient aussi être examinées.

## 6. Bibliographie

- [ABD 09] ABDULATEEF J. M., SOPIAN K., ALGHOUL M. A., and SULAIMAN M. Y., « Review on solar driven ejector refrigeration technologies », *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 13, N° 6-7, p. 1338-1349, Aug.-Sep., 2009. DOI: [10.1016/j.rser.2008.08.012](https://doi.org/10.1016/j.rser.2008.08.012).
- [BES 16] BESAGNI G., MEREU R., and INZOLI F., « Ejector refrigeration: a comprehensive review », *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 53, p. 373-407, 2016. DOI: [10.1016/j.rser.2015.08.059](https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.08.059).
- [BOU 14] BOUMARAF L., HABERSCHILL P., and LALLEMAND A., « Investigation of a novel ejector expansion refrigeration system using the working fluid R134a and its potential substitute R1234yf », *Int. J. Refrig.*, vol. 45, p. 148-159, 2014. DOI: [10.1016/j.ijrefrig.2014.05.021](https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.05.021).
- [CHA 07] CHAIWONGS P. and WONGWISES S., « Effect of throat diameters of the ejector on the performance of the refrigeration cycle using a two-phase ejector as an expansion device », *Int. J. Refrig.*, vol. 30, no. 4, p. 601-608, 2007. DOI: [10.1016/j.ijrefrig.2006.11.006](https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2006.11.006).
- [DES 11] DESAI A. D., SAPALI S. N., and GARIKIPATI P. V., « Development of energy efficient R-134a automotive air conditioning system using internal heat exchanger », in *Proc. World Cong. on Eng.*, vol. III, p. 2250-2255, 2011.
- [DIS 04] DISAWAS S. and WONGWISES S., « Experimental investigation on the performance of the refrigeration cycle using a two-phase ejector as an expansion device », *Int. J. Refrig.*, vol. 27, N° 6, p. 587-594, 2004. DOI: [10.1016/j.ijrefrig.2004.04.002](https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2004.04.002).
- [ELB 08] ELBEL S. and HRNJAK P., « Ejector refrigeration: an overview of historical and present developments with an emphasis on air-conditioning applications », in *Proc. 2008 USNC/IIR-Purdue Refrig. Conf.*, p. 1-8, 2008.
- [ELB 15] ELBEL S. and LAWRENCE N., « Review of recent developments in advanced ejector technology », *Int. J. Refrig.*, vol. 62, p. 1-18, 2016. DOI: [10.1016/j.ijrefrig.2015.10.031](https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.10.031).
- [GAR 17] GARCIA J. C. S. and BERANA M. S. « Theoretical evaluation of the effect of internal heat exchanger in standard vapor compression and compressor-driven ejector refrigeration systems ». *Proceedings of the World Congress on Engineering (WCE)*, Vol. II, London, UK, 2017.
- [HOU 17] HOU W., WANG L., YAN J., LI X., and WANG L., « Simulation on the performance of ejector in a parallel hybrid ejector-based refrigerator-freezer cooling cycle », *Energy Convers. Manag.*, vol.143, p. 440-447, 2017. DOI:[10.1016/j.enconman.2017.04.030](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.04.030).
- [JOS 10] JOSEPH D. D., and YANG B. H., « Friction factor correlations for laminar, transition and turbulent flow in smooth pipes », *Physica D: Nonlinear Phenomena*, vol. 239, no. 14, p. 1318-1328, 2010. DOI: [10.1016/j.physd.2009.09.026](https://doi.org/10.1016/j.physd.2009.09.026).
- [KOR 90] KORNHAUSER A. A., « The use of an ejector as a refrigerant expander », in *Proc. 1990 USNCR/IIR-Purdue Refrig. Conf.*, p. 10-19, 1990.
- [LAW 14] LAWRENCE N., and ELBEL S., « Experimental investigation of a two-phase ejector cycle suitable for use with low-pressure refrigerants R134a and R1234yf », *Int. J. Refrig.*, vol. 38, p. 310-322, 2014. DOI: [10.1016/j.ijrefrig.2013.08.009](https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.08.009).

- [MOT 16] MOTA-BABILONI A., NAVARRO-ESBRÍ J., BARRAGÁN-CERVERA Á., MOLÉS F., and PERIS B., « Drop-in of an internal heat exchanger in a vapour compression system using R1234ze(E) and R450A as alternatives for R134a », *Energy*, vol. 90, Part 2, p. 1636-1644, Oct. 2015. DOI: 10.1016/j.energy.2015.06.133.
- [OSH 05] OSHITANI H., et al., « Vapor compression cycle having ejector », *U.S. Patent Application Publication* No. US2005/0268644 A1, 2005.
- [PAR 15] PARK C., LEE H., HWANG Y., and RADERMACHER R., « Recent advances in vapor compression cycle technologies », *Int. J. Refrig.*, vol. 60, p. 118-134, Dec. 2015. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2015.08.005.
- [TOM 95] TOMASEK M. and RADERMACHER R., « Analysis of a domestic refrigerator cycle with an ejector », *ASHRAE Trans.*, vol. 101, p. 1431-1438, 1995.

## NOMENCLATURE

### Abréviations :

COS	“Condenser Outlet Split”
DEERS	“Double Evaporator Ejector Refrigeration System”
EES	“Engineering Equation Solver” (logiciel)
IHX	“Internal Heat exchanger”

### Symboles latins :

A	Aire de section droite, m <sup>2</sup>
C	Coefficient dans éqn. (7)
CR	Rapport de compression du compresseur
COP	Coefficient de Performance
d	Diamètre, m
f	Facteur de frottement
h	Enthalpie massique, kJ.kg <sup>-1</sup>
l	Longueur, m
$\dot{m}$	Débit massique, kg/s
P	Pression, kPa
PLR	Rapport de compression de l'éjecteur (=P <sub>1</sub> /P <sub>0</sub> )
$\dot{Q}$	Puissance frigorifique, kW
Re	Nombre de Reynolds
s	Entropie massique, kJ.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>
T	Température, °C
U	Taux d'entraînement de l'éjecteur (= $\dot{m}_s / \dot{m}_p$ )
V	Vitesse, m/s
v	Volume massique, m <sup>3</sup> .kg <sup>-1</sup>
VCC	Capacité frigorifique volumétrique, MJ.m <sup>-3</sup>
$\dot{W}$	Puissance mécanique du compresseur, kW
x	Titre en vapeur

### Symboles Grecques :

$\Delta$	Différence
$\eta$	rendement
$\Phi$	Rapport de sections de l'éjecteur ( $=A_m/A_p^*$ )
$\rho$	Masse volumique, $\text{kg m}^{-3}$
Indices :	
b	Basique
C	Condenseur
comp	Compresseur
d	Diffuseur
e	Sortie
ev	Evaporateur
i	Entrée
is	Isentropique
imp	Augmentation
m	Mélange
n	Coefficient dans éqn. (7)
P	Primaire
red	Réduction
S	Secondaire
*	Col de tuyère primaire
1, 2, etc	Positions dans le cycle