



Analyse expérimentale d'un éjecteur diphasique dans un cycle frigorifique au CO₂ transcritique

Ali BOUZRARA^a, Ezzeddine NEHDI^b, Philippe HABERSCHILL^c, Lakhdar KAIROUANI^d

^aISPA BP 15 Errimel 7080 Bizerte Université de Carthage Tunisie,

^bISSTE Technopole de Borj Cedria B.P. n° 1003 – Hammam chat - 2050 Borj Cedria Ben Arous

^c(*) Université de Lyon, CNRS, INSA-Lyon, CETHIL UMR5008, 69621 Villeurbanne, France

^dUnité de Recherche Energétique et Environnement, ENIT Université Tunis El Manar, Tunisie

^aali.bouzrara@planet.tn, ^bnehdi_ezzeddine@yahoo.fr, ^dlakdar_kairouani@yahoo.fr

Résumé : Une étude expérimentale est réalisée pour examiner les performances d'un système de réfrigération au CO₂ transcritique, équipé d'un éjecteur diphasique et d'un compresseur à vitesse variable. Dans cette étude, l'influence de la géométrie de l'éjecteur et de la vitesse du compresseur sur les performances du système ont été analysées.

Les résultats expérimentaux montrent que les performances (taux d'entraînement et rapport de compression de l'éjecteur) augmentent de façon significative en fonction de la position de la tuyère motrice par rapport au mélangeur. Un maximum de taux d'entraînement de 39 % et un rapport de compression de 1,14 ont été relevés pour les différents paramètres étudiés. Les résultats obtenus sont en adéquation avec des résultats expérimentaux présentés par d'autres chercheurs.

Mots clés :

Machine frigorifique, Dioxyde de carbone, Cycle transcritique, éjecteur, Géométrie

1- Introduction

L'utilisation des éjecteurs pour la récupération de travail dans les systèmes à compression de vapeur a été un sujet de recherche pour les 25 dernières années environ. Les premiers travaux dans les années 1990 ont porté sur des prévisions de performances théoriques et des tests de performances des composants utilisant des fluides frigorigènes fonctionnant à basse pression. Il y a environ dix ans, un nombre important de recherches se sont focalisées sur l'application des éjecteurs diphasiques dans les cycles au CO₂ transcritique. Le CO₂ a été considéré récemment comme un réfrigérant alternatif possible qui pourrait remplacer les réfrigérants de la famille HFC actuellement utilisés et qui seront progressivement éliminés, et comme discuté ci-dessous, l'application de la technologie de l'éjecteur à des systèmes au CO₂ pourraient en améliorer substantiellement l'efficacité. En conséquence, une grande partie de la recherche sur les éjecteurs diphasiques au cours des dix dernières années a été sur les cycles de CO₂ transcritiques. Plusieurs études numériques sur les cycles équipés d'éjecteur au CO₂ transcritique ont été publiées en 2004, alors que la première étude expérimentale détaillée a été publiée en 2008 [1]; de nombreuses études expérimentales supplémentaires sont apparues principalement entre 2008 et 2012.

Elbel et Hrnjak (2008) [2] ont étudié expérimentalement un système transcritique pour le fluide frigorigène R744 utilisant un éjecteur avec différentes dimensions de la tuyère motrice et du diffuseur. L'efficacité de l'éjecteur a été affectée par la section au col de la tuyère motrice et par l'angle du diffuseur. Les efficacités les plus élevées ont été obtenus lorsque l'angle du diffuseur est de 5°, angle le plus petit qui a été utilisé pour récupérer la pression statique du fluide diphasique à haute vitesse entrant dans le diffuseur. Des efficacités d'éjecteur variant entre 3,5 % et 14,5 % ont été obtenus pour différents angles de diffuseur (5°, 10°, 15°) et une température de l'air extérieur (35 °C, 45 °C) à T_{int} = 27 °C.

Elbel [3] a présenté une revue sur le système de réfrigération équipé d'éjecteur et les résultats expérimentaux pour la réfrigération au CO₂. Il a utilisé un certain nombre de modules de diffuseurs semblables à son étude précédente [2], et il a utilisé quatre longueurs différentes de la zone constante de mélange : 7,5 ; 33,5 ; 57,5 et 82,5 mm. Il a constaté que la longueur de la zone constante affecte de manière significative l'efficacité de l'éjecteur. La zone constante la plus courte a donné un rendement atteignant 15 % et l'efficacité a chuté à 7 % pour le plus long. Le flux secondaire et le rapport de compression augmentent pour la zone constante la plus courte. L'amélioration de la capacité de refroidissement et du COP par rapport au cycle standard était de 7 % et 8 % respectivement, la même chose avec ses conclusions antérieures [2].

Lucas et Koehler [4] ont étudié expérimentalement la relation entre l'efficacité de l'éjecteur et la haute pression. Les résultats montrent que l'efficacité de l'éjecteur présente un maximum. La haute pression à laquelle l'efficacité de l'éjecteur est maximale diminue avec la diminution de la pression d'évaporation. Par ailleurs, on peut constater que l'efficacité de l'éjecteur diminue avec la diminution de la pression d'évaporation, ainsi que l'augmentation des températures à la sortie du refroidisseur de gaz. La dépendance de l'efficacité de l'éjecteur avec la température de sortie du refroidisseur de gaz est faible pour une pression d'évaporation de 3,4 MPa, où l'efficacité maximale de l'éjecteur diminue de moins de 1 % pour une température de sortie du refroidisseur du gaz variant entre 30 °C et 40 °C. Cependant, cette dépendance est plus forte pour une pression d'évaporation de 2,6 MPa, où une diminution de 20 % de l'efficacité maximale de l'éjecteur est enregistrée.

Nakagawa et al. [5] ont étudié l'effet de la longueur du mélangeur sur l'efficacité de l'éjecteur au R744. Les auteurs ont étudié trois variantes différentes d'un mélangeur à section rectangulaire ($L_{MIX}=5$ mm, $L_{MIX}=15$ mm et $L_{MIX}=25$ mm). Ils ont déterminé l'efficacité de l'éjecteur et le COP du cycle de base et du cycle à éjecteur avec et sans échangeur de chaleur interne. L'efficacité maximale mesurée du cycle avec éjecteur sans échangeur de chaleur interne est de 11 %, tandis que l'efficacité du cycle à éjecteur atteint jusqu'à 17 % avec échangeur de chaleur interne. La conception optimale était trouvée pour la variante intermédiaire, $L_{MIX} = 15$ mm, où la récupération de pression, le débit d'aspiration, le taux d'entraînement, et le COP du système global pour tous les conditions expérimentales, sont les plus élevés.

Banasiak et Hafner [6] ont présenté une étude approfondie de l'influence de la géométrie de l'éjecteur sur son efficacité. Le diamètre du tube de mélange, la longueur du tube de mélange et l'angle du diffuseur ont été modifiées. L'efficacité de l'éjecteur révèle un maximum par rapport à la haute pression. Les résultats concernant la longueur du tube de mélange et le diamètre du tube de mélange sont similaires aux données fournies par Nakagawa et al. [5]. Les données montrent un optimum de longueur et de diamètre du tube de mélange. La variation de l'angle du diffuseur montre une efficacité maximale de l'éjecteur avec un angle de diffuseur de 5°.

2. Analyse du fonctionnement du système

Un éjecteur diphasique peut être utilisé pour améliorer les performances d'un système de réfrigération par la réduction des pertes par laminage associés à l'utilisation des détendeurs. L'implantation d'un tel cycle transcritique au R744 et le diagramme enthalpie massique -pression correspondant sont représentés sur la figure 1.

Il est à noter que le débit massique à travers le refroidisseur de gaz n'est pas identique au débit de l'évaporateur. Théoriquement, la détente est supposée comme une transformation isenthalpique. L'utilisation d'un éjecteur comme dispositif de détente va changer le processus isenthalpique en un processus isentropique comme indiqué sur la figure 1. Le processus isenthalpique est représenté par la transformation entre les points 3 et 4, tandis que le processus isentropique correspond à la transformation entre les points 3 et 4.

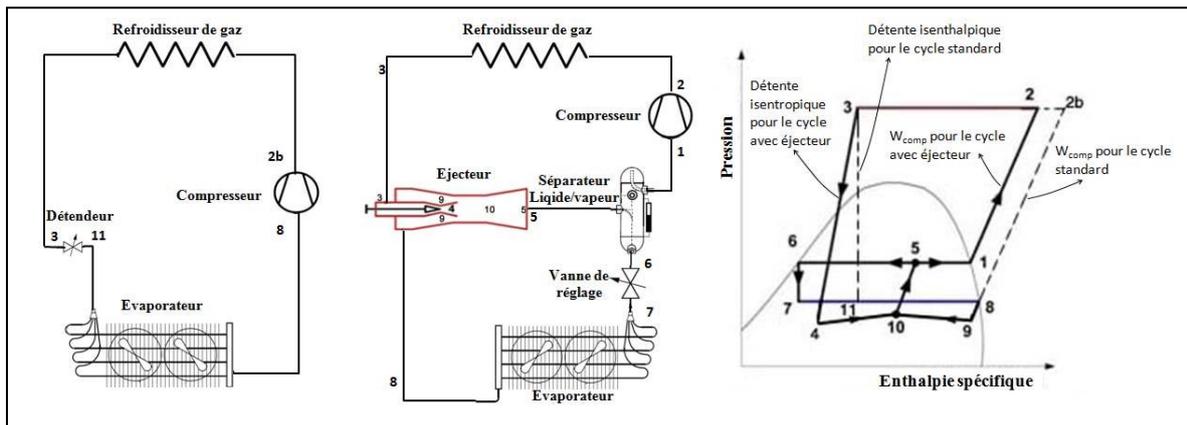


Figure 1 : Cycle de réfrigération transcritique au CO₂ : à gauche le cycle de base, à droite le cycle utilisant un éjecteur diphasique pour la récupération du travail de détente et leur représentation dans le diagramme Pression enthalpie massique

La figure 1 montre la représentation du cycle EERC (Ejector expansion refrigeration cycle) et du cycle standard dans un diagramme P-h. Sur la figure 1, pour le cycle standard le fluide frigorigène décrit un cycle entre les points 8, 2b, 3, 11 et 8. Alors que, dans le cycle EERC il y a deux flux, le flux primaire et le flux secondaire. Le flux primaire est mis en circulation par un compresseur à travers le refroidisseur de gaz, l'éjecteur et le séparateur (point de 1, 2, 3, 4, et 10, 5 et 1), tandis que le flux secondaire circule dans la vanne de détente, dans

l'évaporateur, l'éjecteur et le séparateur (point 6, 7, 8, 9, 10, 5 et 6). Le mélange des flux primaire et secondaire effectué à section constante traverse le diffuseur (point 10 et 5).

Dans le cycle idéal, la vapeur saturée qui vient à partir du séparateur vapeur-liquide entre dans le compresseur et est comprimé isentropiquement à une pression et à une température élevée. La chaleur est rejetée d'une façon isobare dans le refroidisseur de gaz. Dans la tuyère primaire, le fluide primaire supercritique est détendu isentropiquement à la pression du mélange. Pendant le processus de détente le fluide primaire gagne de l'énergie cinétique.

Comme montré sur la figure 1, la pression au point 1 est supérieure à celle d'aspiration dans le cycle standard (point 8). Cela induit que le travail du compresseur du cycle à détente par éjecteur est inférieur à celui du cycle standard.

3. Description du banc d'essais

L'étude expérimentale est effectuée sur le banc d'essais d'une machine frigorifique air/eau utilisant le CO₂ comme fluide frigorigène installé au CETHIL de l'INSA de Lyon. Cette installation est composée de trois circuits indépendants les uns des autres. Le premier, est le circuit du CO₂. Le second est un circuit annexe d'eau dont la température et le débit sont contrôlés pour simuler la variation des paramètres de la source chaude. Le troisième, est un circuit d'air, régulé en température et en hygrométrie pour simuler les variations des conditions climatiques. Le schéma de l'installation est donné sur la figure 2. Plusieurs mesures de températures, de pressions et de débits sont implantées dans le circuit fluide de la machine frigorifique et dans les deux circuits annexes afin d'analyser le fonctionnement de l'installation. Les signaux fournis par les instruments de mesures sont collectés dans une carte électronique et un multimètre Keithley est utilisé pour convertir et enregistrer ces différents signaux. Le Keithley est piloté par un ordinateur à l'aide d'un programme de pilotage ExceLINX développé sous Microsoft-Excel. Ce programme permet d'acquérir des mesures sur le Keithley et de suivre en temps réel l'évolution des différentes mesures réalisées sur l'installation. Dans ce qui suit on s'intéressera uniquement au circuit de CO₂ et au détail de l'éjecteur.

3-1- Circuit du CO₂

Le système comprend essentiellement :

- Un compresseur semi hermétique à pistons radiaux à 6 cylindres, de marque Bock référence RKX26/31-4 alimenté à l'aide d'un variateur de vitesse Danfoss permettant d'obtenir des vitesses allant du 0 à 1450 tr/min ;
- Un échangeur coaxial à eau et à haute pression pour le refroidissement du gaz ;
- Une bouteille anti-coup de liquide ACL avec échangeur de chaleur ;
- Une vanne de détente micrométrique ;
- Un évaporateur à air ;
- Un séparateur d'huile avec dispositif de commande du retour d'huile ;
- Un jeu de vannes (V_B, V_{4D}, V_{4E}, V₅, V₆, V_{7E}, V₇ et V₈) permet de basculer d'une détente par vanne de détente à un fonctionnement avec l'éjecteur comme organe de détente dans le but de comparer les performances de la machine dans les deux cas et pour les mêmes conditions de fonctionnement. Toute fois la vanne V_B servira de by-pass de la bouteille séparatrice.
- Des conduites, des flexibles et autres dispositifs à l'intérieur desquels évolue, en décrivant un cycle frigorifique, le fluide frigorigène CO₂.

Le dioxyde de carbone sous forme de vapeur subcritique (figure 2) pénètre dans le compresseur à la pression P_1 dans l'état (1) où il est comprimé adiabatiquement jusqu'à la pression P_2 . Afin d'empêcher que l'huile de graissage ne soit entraînée dans le circuit frigorifique un séparateur d'huile est installé au refoulement du compresseur. Pour en connaître le débit, l'huile séparée est renvoyée vers un réservoir tampon. Deux capteurs et une électrovanne permettent de contrôler le niveau dans ce réservoir et assurer le retour de l'huile au carter du compresseur après mesure de son débit.

Le CO₂ à l'état supercritique à la sortie du séparateur d'huile est refroidi dans le refroidisseur de gaz jusqu'à la température correspondant à l'état (3). Celui-ci traverse ensuite le serpentin de la bouteille anti-coup de liquide (ACL). Cette dernière placée sur la tuyauterie d'aspiration à proximité du compresseur a pour but d'empêcher l'aspiration accidentelle de fluide liquide par le compresseur ce qui évite tout incident mécanique. Le serpentin, jouant le rôle d'un échangeur de chaleur interne, permet d'améliorer la ré évaporation du fluide frigorigène aspiré en faisant passer le fluide sortant du refroidisseur de gaz par le fond de la bouteille ACL.

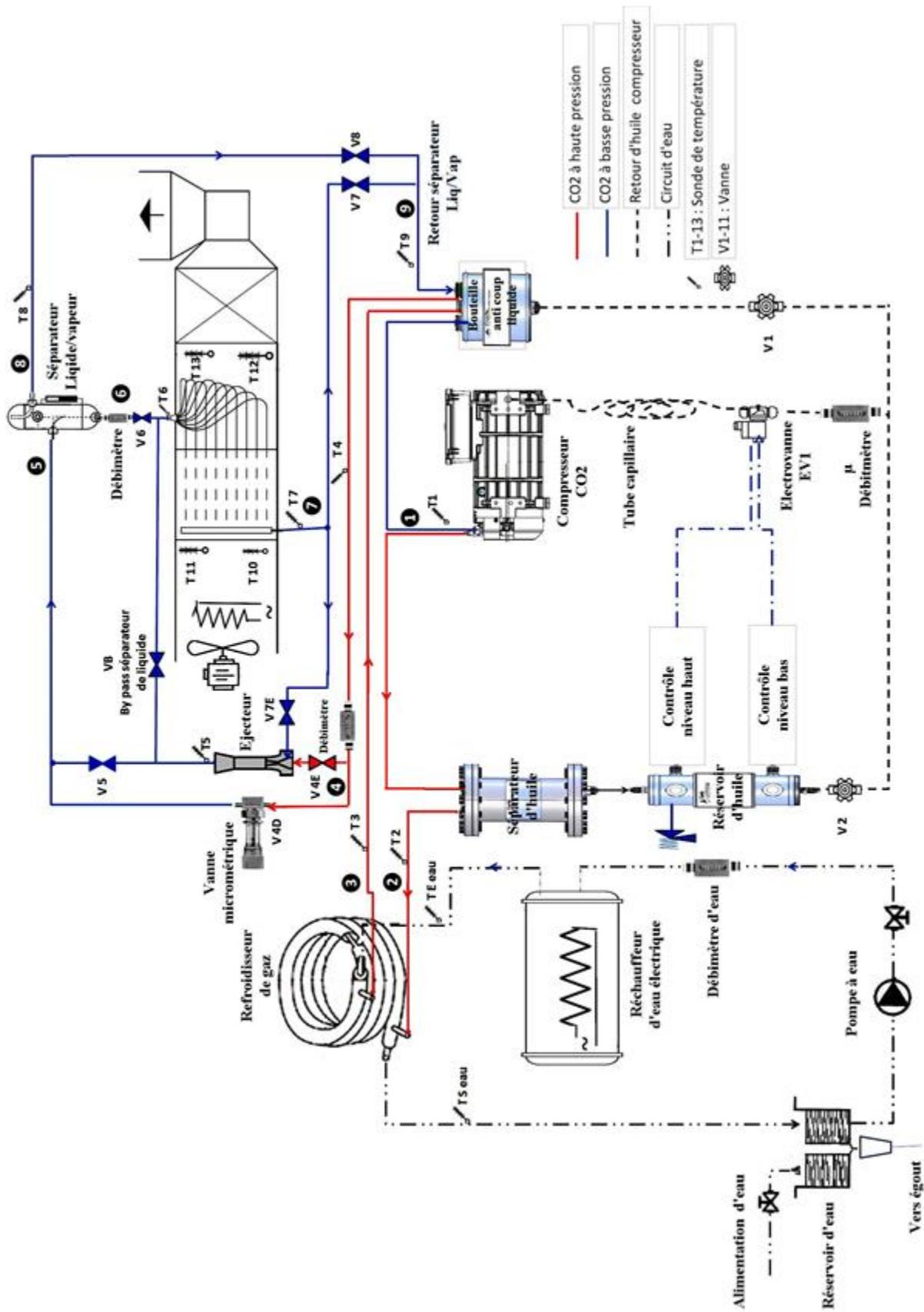


Figure 2 : Schéma du banc d'essais

Cette méthode présente l'avantage d'augmenter le sous refroidissement du fluide à l'entrée de l'organe de détente et d'améliorer un peu les performances de l'installation frigorifique en augmentant légèrement la puissance frigorifique. Pour juger d'une façon précise l'efficacité du séparateur d'huile, la bouteille ACL a été conçue sans trou de reprise d'huile rencontré habituellement sur ce composant. L'huile entraînée dans le circuit, malgré la présence du séparateur, sera retenue au fond de la bouteille. Le retour de cette huile est effectué manuellement toutes les heures. Le micro-débitmètre mesure la quantité récupérée.

En fonctionnement sans éjecteur, les vannes (V_{4E} , V_5 , V_{7E} et V_B) sont fermées, le fluide provenant du serpentin de la bouteille ACL traverse un débitmètre à effet Coriolis, placé à l'entrée de la vanne de détente micrométrique à commande manuelle V_{4D} . A la sortie de cette dernière, le fluide à BP est injecté dans le séparateur liquide /vapeur. Le fait de procéder à l'injection du CO_2 dans ce dernier permet d'obtenir deux phases : le liquide récupéré au fond du séparateur entre dans l'évaporateur en passant à travers la vanne V_6 et le deuxième débitmètre ; la vapeur à la sortie de l'évaporateur traverse la vanne V_7 et se mélange avec la vapeur, à la température T_8 , soutirée de la bouteille en s'écoulant à travers la vanne de réglage (V_8). Finalement, le mélange des deux flux traverse la bouteille ACL, avant d'être aspiré par le compresseur.

En fonctionnement avec éjecteur, les vannes (V_{4E} , V_5 et V_{7E}) sont ouvertes, la vanne (V_D) est fermée et la vanne de réglage (V_8) est complètement ouverte, le CO_2 supercritique à la sortie du débitmètre à effet Coriolis constitue le jet moteur (P) qui pénètre dans la tuyère primaire de l'éjecteur (figure 2) avec les caractéristiques de stagnation T_4 et P_4 confondues avec celles de l'état (4), puis subit une détente dans cette tuyère. A la sortie, 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_7 , P_7) supposées confondues avec celles de l'état (7). Les flux primaire P et secondaire S se mélangent ensuite dans la chambre de mélange. Une première augmentation de pression due à la formation d'une onde de choc droite (OCD), 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 dans l'état diphasique (5). La vapeur saturante dans l'état (9) est aspirée par le compresseur en passant à travers la bouteille ACL alors que le liquide saturé au fond du séparateur liquide/vapeur dans l'état (6) traverse le débitmètre et la vanne V_6 avant de pénétrer dans l'évaporateur pour produire l'effet frigorifique escompté.

3-2 Éjecteur

L'éjecteur réalisé est représenté sur la figure 3. La tuyère primaire figure 4 est placée sur un support. La tuyère secondaire formée par la chambre d'aspiration, le mélangeur et le diffuseur (figure 3) est séparée du support de la tuyère primaire par des cales de réglage ayant différentes épaisseurs afin de déterminer expérimentalement l'influence de la position de la tuyère primaire par rapport à l'entrée du mélangeur. La conception du prototype d'éjecteur représenté dans la figure 3 a nécessité l'assemblage de cinq éléments essentiels :

- Buse primaire (8 pièces) ;
- Mélangeur et diffuseur (4 pièces) ;
- Cale de réglage permettant la modification de la position de la buse primaire par rapport au mélangeur (8 pièces) ;
- support pour la tuyère primaire (1 pièce) ;
- support de la chambre d'aspiration (1 pièce).

Les paramètres géométriques de l'éjecteur à savoir les angles du convergent et du divergent de la tuyère primaire, longueur du mélangeur et l'angle de diffuseur, sont déterminés en se référant à la littérature.

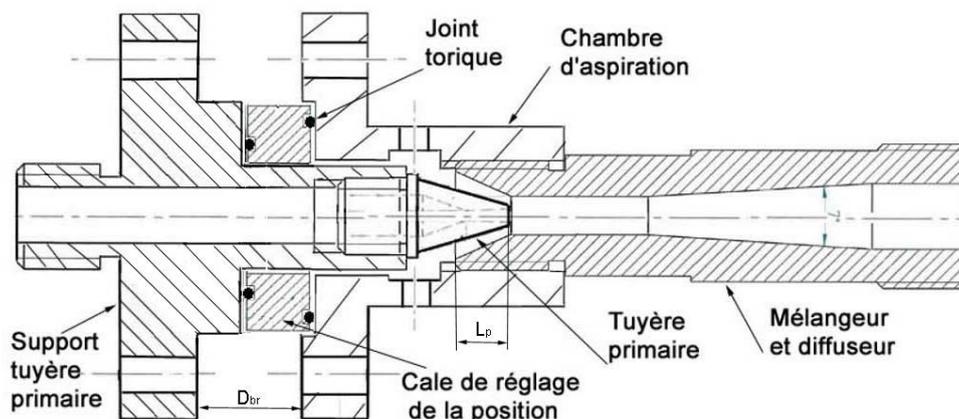


Figure 3 : Schéma de l'éjecteur

3-2-1 Tuyère primaire ou motrice

Les tuyères motrices expérimentales qui sont fabriquées au nombre de 8 ont été conçues comme un canal conique convergent-divergent percé dans la section de la tuyère. Les principaux paramètres de construction sont les suivants (figure 4):

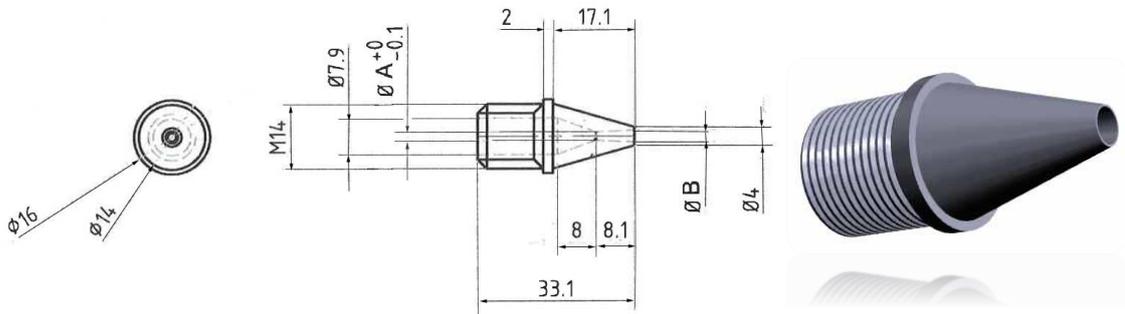


Figure 4 : Détail de la tuyère primaire

- Diamètres : 7,9 mm pour la section d'entrée, 1mm à 1,8 mm pour la section du col et 2 mm et 2,4 mm pour la section de sortie.
- Angles de cône : 40° pour la section convergente et 1,4° à 10° pour la section divergente.
- Rugosité de la surface : env. 1×10^{-6} m pour les deux sections.

Les détails de construction des différentes buses sont indiqués dans le tableau 1 qui précise les côtes A et B des huit tuyères primaires testées.

Tableau 1 : côtes A et B des huit buses primaires en mm

	BP ₁	BP ₂	BP ₃	BP ₄	BP ₅	BP ₆	BP ₇	BP ₈
$\varnothing A=d^*$	1	1	1.2	1.2	1.5	1.5	1.8	1.8
$\varnothing B=d$	2	2.4	2	2.4	2	2.4	2	2.4
$\Phi=(d/d^*)^2$	4	5.76	2.77	4	1.77	2.56	1.234	1.77
α	7.06	9.878	5.64	8.472	3.5356	6.3596	1.414	4.242

3-2-2 Chambre d'aspiration

La géométrie de la chambre d'aspiration est celle indiquée sur la figure 2 et la figure 5. Une bride d'extrémité assure l'assemblage avec le support de la tuyère primaire après centrage et positionnement de cette dernière et un taraudage à l'autre extrémité permettant de recevoir le mélangeur et le diffuseur. Deux trous sur le côté amènent le fluide secondaire.

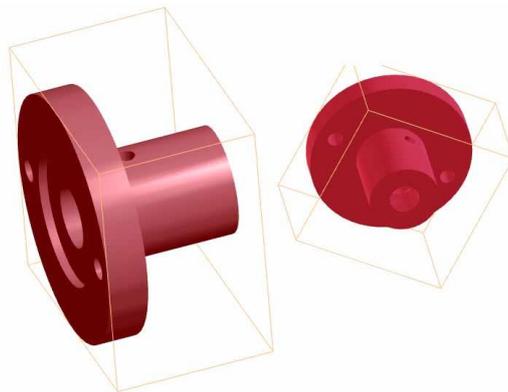


Figure 5 : Chambre d'aspiration

3-2-3 Mélangeur et diffuseur

Le mélangeur et le diffuseur font une pièce unique. Cet élément a été fabriqué comme un tube droit avec une entrée de forme conique, qui, en combinaison avec la tête de la section de la tuyère forme la chambre d'aspiration. L'angle de convergence pour le cône d'entrée a été réglée à 48° pour offrir la section de passage la

plus importante possible, tandis que les valeurs du diamètre interne D_{MIX} pour les pièces produites variait de 5 mm à 8 mm, avec un pas de 1 mm. Le tableau 2 donne les différentes côtes pour les 4 mélangeurs fabriqués.

Tableau 2 : Différentes côtes des 4 mélangeurs fabriqués (mm)

Mélangeurs	D_{MIX}	L_{MIX}	L_{DIF}	α
1	8	30	33	7°
2	8	25	33	7°
3	5	26	57	7°
4	6	30	49	7°

La partie convergente d'entrée a été utilisée pour avoir approximativement un meilleur mélange à pression constante. Les diffuseurs ont tous inclus un angle $\alpha_{DIF}=7^\circ$, angle recommandé par Liu et Groll, [7-8], afin de trouver un équilibre entre les effets de dégradation de la performance causée par le décollement de la couche limite (angles trop grande) et une chute de pression excessives par frottement (angles trop petit). Le diffuseur est formé d'un canal conique divergent (figure 6), dont la longueur totale du passage est dépendante des diamètres d'entrée et de sortie et de l'angle de divergence, α_{dif} . Le diamètre de sortie du diffuseur, D_{SDIF} , étaient nominalement fabriqués pour être de 12 mm.

3-2-4 Cales de réglages

Des bagues d'écartement ou cales de réglage figure 7 permettent de faire varier la position de la pointe de la tuyère motrice vis-à-vis du début de la section de mélange.

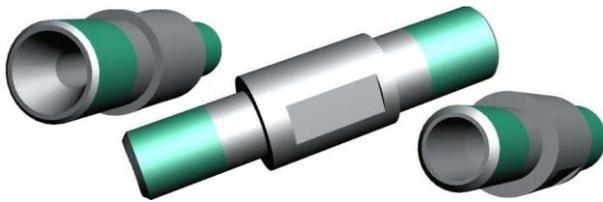


Figure 6 : Vue 3D du mélangeur et du diffuseur



Figure 7 : Vue 3D de la cale de réglage

4 Résultats des essais expérimentaux

L'analyse du fonctionnement de l'éjecteur pour différentes géométries est réalisée pour différents niveaux de pression du flux primaire, allant de 6 à 11 MPa. Le réglage de la pression de refoulement du compresseur est effectué en réglant le débit d'eau de refroidissement du refroidisseur de gaz ainsi que sa température, la vitesse du compresseur est maintenue constante dans ces expériences. Au cours d'autres essais, l'effet de la vitesse de rotation du compresseur est analysé pour chercher la vitesse optimale donnant le meilleur taux d'entraînement et le meilleur rapport de compression. A noter qu'un contrôle de la puissance absorbée par le compresseur est réalisée. Une puissance qui dépasse 4,7 kW constitue une surcharge du compresseur et peut entraîner une défaillance majeure du système.

4.1. Effets de la géométrie de la tuyère primaire à vitesse constante

La figure 8 montre l'évolution du débit secondaire en fonction de la pression à la sortie du refroidisseur de gaz pour les tuyères primaires repérés BP1 à BP8 avec le mélangeur de diamètre 5 mm et une cale d'épaisseur 21 mm. Les valeurs établies sont déterminées en faisant la moyenne des paramètres mesurés. Une série de tests est effectuée avec chaque tuyère sur le banc d'essais décrit précédemment. Les débits secondaires de l'éjecteur obtenus avec les différentes tuyères, qui sont relevés à une vitesse constante de 900 tr/min, sont indiqués sur la figure 8 en utilisant un symbole pour chaque tuyère. La température de l'air à l'entrée de l'évaporateur varie peu entre 2 et 5 °C.

Le débit secondaire le plus élevé, pour une plage de pression supercritique variant entre 75 et 100 bar, est obtenu avec la tuyère BP3 qui présente un angle au divergent de $5,6^\circ$. Pour une pression variant seulement de 75 à 90 bar c'est la tuyère BP5 qui l'emporte avec un angle au divergeant de $3,5^\circ$. La tuyère BP2 a donné le minimum d'entraînement pour toute la plage de pression mais elle permet d'atteindre une pression de 107 bar. Un angle du divergent de la tuyère primaire BP2 très proche de 10° semble être trop large. La tuyère BP8 est complètement

inadaptée à ce mélangeur. La tuyère BP1 qui présente un angle de 7° de divergent couvre une plage de pression plus large variant de 65 à 97 bar. Sur la Figure 8, on note que la plage de fonctionnement de l'éjecteur varie d'une tuyère à l'autre, chose qui laisse penser à l'utilité d'un éjecteur à section contrôlable pour étaler la plage de fonctionnement.

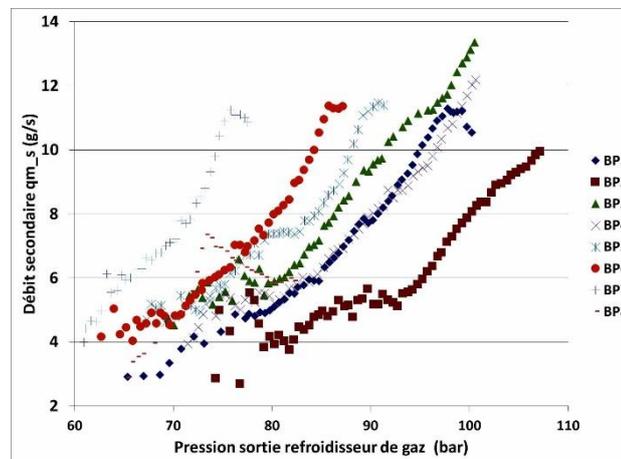


Figure 8 : Evolution du débit secondaire en fonction de la pression de sortie du refroidisseur des gaz pour différents tuyères primaires avec le mélangeur diam 5 et cale de 21 mm.

Les profils présentés précédemment indiquent clairement que le mélangeur conçu de diamètre 5 mm, avec un angle du diffuseur de 7° et une longueur de la zone de mélange de 26 mm est opérationnel et bien adapté. Ces résultats obtenus sont en accord avec les conclusions de Lui et Groll [7-8] qui recommande un $\alpha_{DIF} = 7^\circ$ pour les éjecteurs diphasiques au R744. Cet angle vient entre un angle de 6° proposé par Jae Seung Lee et al [9] et un angle de $8,2^\circ$ suggéré par Chen Guangming et al [10].

La longueur du mélangeur utilisé est $L_{mél} = 23$ mm comme indiqué précédemment. Ce résultat est confirmé par ceux expérimentaux de Banasiak et al [11], qui indiquent que le maximum d'efficacité pourrait être atteint pour des longueurs de mélangeur compris entre 15 et 30 mm et que les mélangeurs d'une longueur inférieure à environ 10 mm entraîne une diminution de façon significative des valeurs de l'efficacité suite à la limitation de la zone d'échange d'énergie cinétique, tandis que des mélangeurs d'une longueur supérieure à 40 mm aboutissent à une augmentation des effets de frottement sur la paroi.

La pression du flux primaire a un effet important sur le taux d'entraînement. La figure 9 montre que le rapport d'entraînement augmente à mesure que la pression d'écoulement primaire augmente. Ce résultat est vrai pour les différentes tuyères.

La pression du flux primaire a un effet important sur le taux d'entraînement. La figure 9 donne la relation entre le taux d'entraînement et le rapport de compression. La figure montre que le rapport d'entraînement augmente à mesure que la pression d'écoulement primaire augmente. Ce résultat est vrai pour les différentes tuyères. Les profils présentés indiquent clairement que la BP1 et la BP3 ont les meilleurs résultats. La BP1 a le meilleur taux d'entraînement suivi par la BP3. Alors que la BP3 présente le meilleur rapport de compression.

4.2 Etude en fonction de la position de la tuyère primaire : cas de la tuyère primaire repéré BP3 et BP1

Afin de déterminer la meilleure position de la tuyère primaire par rapport à la partie convergente du mélangeur de diamètre 5 mm, l'éjecteur a été démonté et une cale d'épaisseur 13 mm a été insérée entre les brides afin de réaliser la position zéro de la tuyère primaire par rapport au mélangeur. Cette position correspond à un éjecteur à section constante qui se manifeste par une section de sortie du diffuseur primaire dans le plan d'entrée de la partie cylindrique du mélangeur figure 10. Des cales d'épaisseurs croissantes permettent de reculer la tuyère primaire et ainsi étudier l'influence de cette position sur l'évolution du débit secondaire en fonction de la pression de sortie du refroidisseur de gaz.

La figure 11 montre que la position est presque sans effet au départ puisqu'on obtient, pour des conditions de travail identiques, quasiment le même débit secondaire. Ce résultat est valable si on ne recule que d'une distance inférieure ou égale au diamètre du mélangeur. A partir du moment où on recule d'une distance d'environ 1,5 fois le diamètre du mélangeur le flux secondaire augmente de 25 à 33 % pour une même pression motrice. Le taux d'entraînement passe de 0,25 à 0,395 (figure 12b). Le rapport de compression passe de 1,135 à 1,142 (figure 12a). Ce résultat est obtenu avec la cale de 21 mm, soit pour un recul de 8 mm par rapport à la position 0.

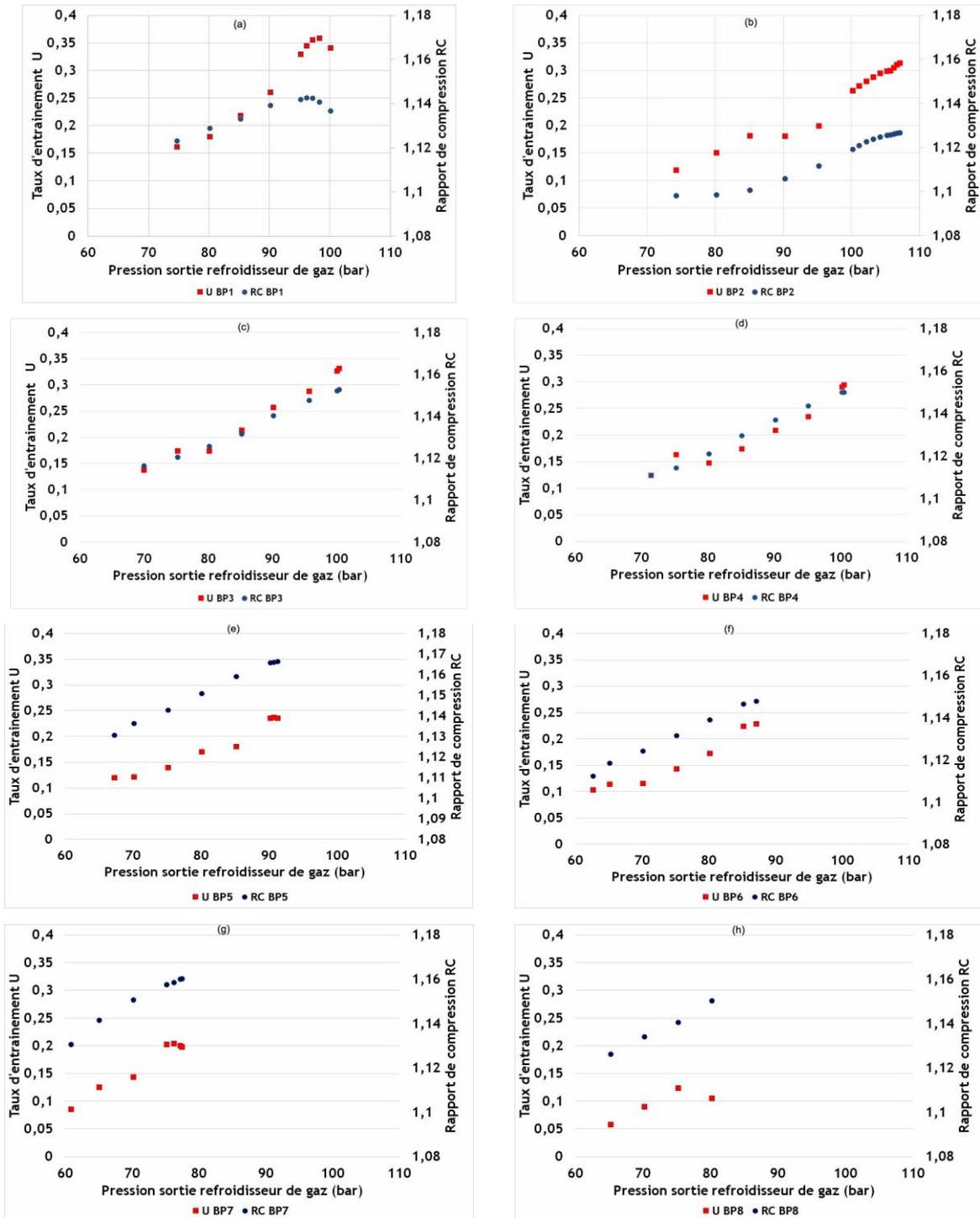


Figure 9 : taux d'entraînement et rapport de compression en fonction des tuyères primaires pour différentes pressions du fluide primaire (a) : BP1 ; (b) : BP2 ; (c) : BP3 ; (d) : BP4 ; (e) : BP5 ; (f) : BP6 ; (g) : BP7 ; (h) : BP8

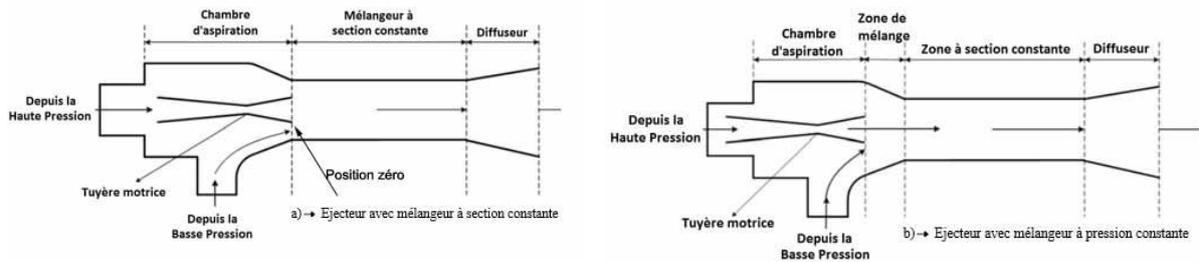


Figure 10 : Vue schématique d'un éjecteur : a) à section constante ; b) à pression constante

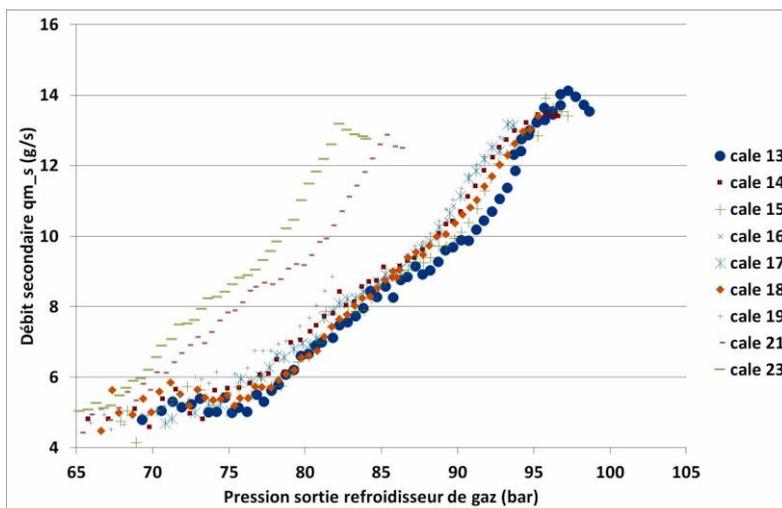


Figure 11 : effet de la position de la tuyère primaire avec la BP3 et le mélangeur diamètre 5 mm

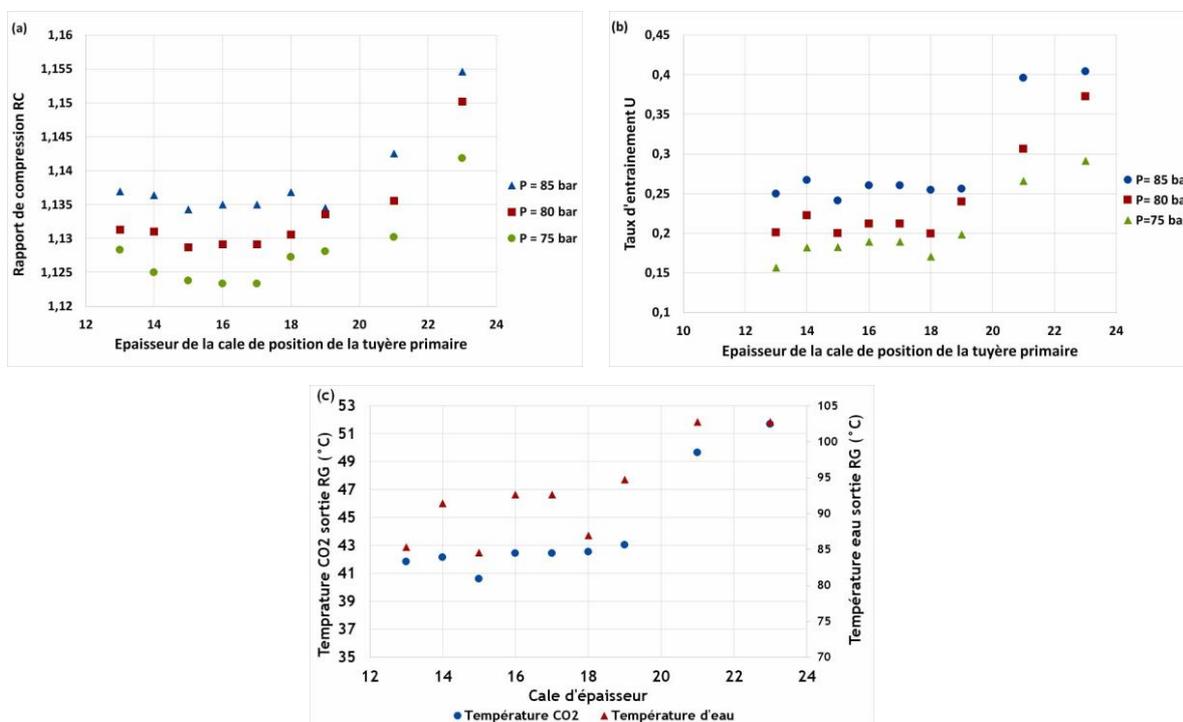


Figure 12 : Effet de la position de la tuyère BP3 avec le mélangeur diamètre 5 sur les différents facteurs a) rapport de compression, b) taux d'entraînement et c) température de sortie RG de l'eau et du CO₂ à une pression voisine de 85bar

Pour une cale d'épaisseur 2 fois le diamètre, le rapport de compression ainsi que le taux d'entraînement sont meilleurs mais, comme montré sur la figure 12c, pour une pression de 84 bar l'éjecteur n'est plus opérationnelle suite à l'élévation de la température de l'eau à la sortie du refroidisseur de gaz jusqu'à 102 °C, la température du gaz à l'entrée de l'éjecteur est alors de 51°C. La détente de ce fluide ne donne plus un mélange diphasique et on se trouve alors dans la zone de vapeur surchauffée, la production frigorifique est nulle.

L'insertion de la cale d'épaisseur 21 mm avec la tuyère primaire BP1 a donné encore une fois le meilleur débit secondaire comme montré sur la figure 13 et pour la même vitesse de 900 tr/min. Le fonctionnement de cette tuyère s'étale de 65 bar à 100 bar. Le débit secondaire atteint un maximum pour une pression de 98 bar. Sur la figure 14 le taux d'entraînement augmente également avec la pression du fluide primaire. Le rapport de compression le plus élevé est atteint pour une pression de fluide primaire voisine de 95 bar.

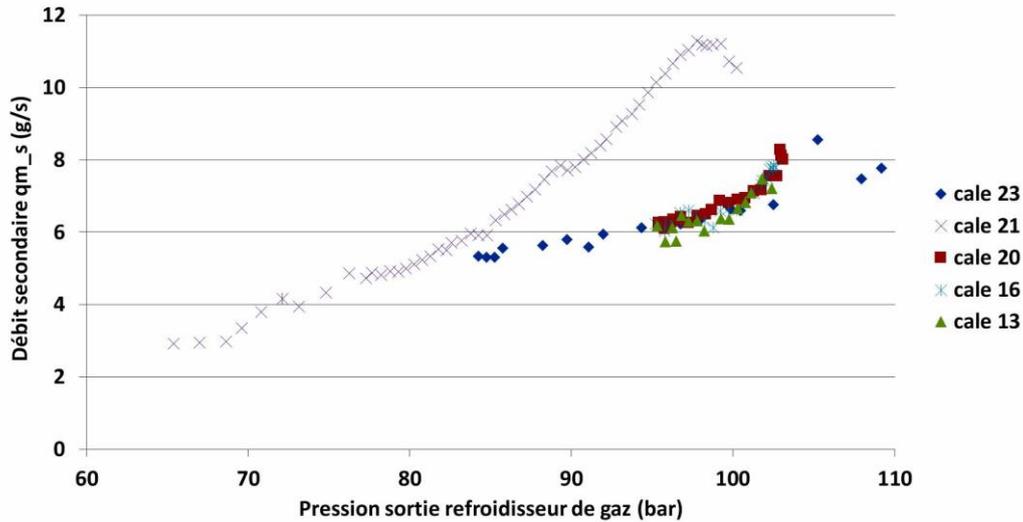


Figure 13 : effet de la position de la tuyère primaire BP1 avec le mélangeur diamètre 5

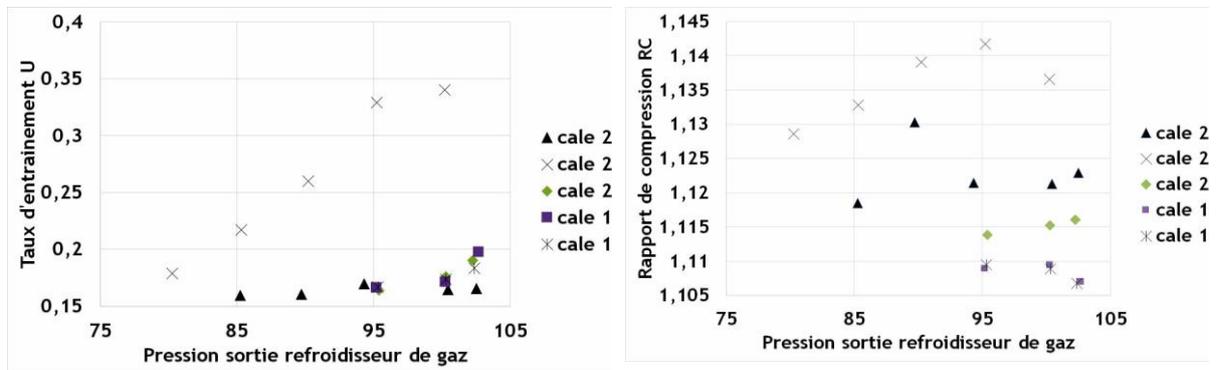


Figure 14 : taux d'entraînement et rapport de compression en fonction de la HP pour différentes positions de la tuyère primaire BP1 avec le mélangeur diamètre 5

4.3. Influence du diamètre du mélangeur

Pour analyser l'effet du diamètre du mélangeur, quatre éléments ont été fabriqués. Les diamètres sont de 5, 6 et 8 mm et pour le dernier deux longueurs de 25 et 30 mm. Aucun entrainement significatif n'a été enregistré avec les mélangeurs de diamètre 8 mm. Seulement, des fluctuations du débit secondaire sont relevées. Le diamètre du mélangeur de 8 mm semble surdimensionné, un effet de recirculation se produit dans la section de mélange et le débit massique induit est faible.

La figure 15 montre que la variation de la section du mélangeur influe d'une façon significative le débit secondaire. Le mélangeur de diamètre 5 mm montre les meilleures performances comme indiqué sur la figure 15. Ainsi, le débit secondaire est le plus élevé, il passe à une pression de 97,7 bar de 6,75 à 11,28 g/s soit une augmentation de 67 %. Le taux d'entraînement passe de 0,2 à 0,35 soit une amélioration de 75 % comme indique sur la figure 16.

4.4. Influence de la vitesse du compresseur

L'évaluation de l'influence de la vitesse a été analysée en suivant les étapes suivantes :

- Réglage de la vitesse à un régime donné ;
- Réglage du débit d'eau du refroidisseur de gaz ;
- Relevé des différents paramètres en particulier la pression et le débit primaire ainsi que le débit et la pression du fluide secondaire ;
- Comparaison des résultats pour différentes vitesses une fois le débit maximum obtenu.

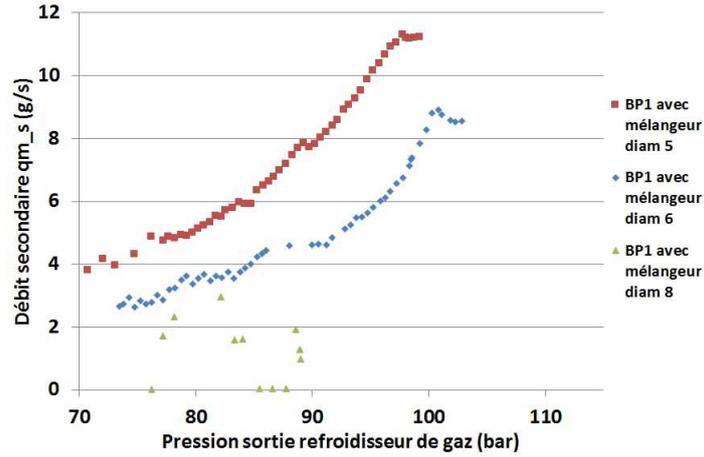


Figure 15 : effet du diamètre du mélangeur sur le débit secondaire de la tuyère primaire BP 1

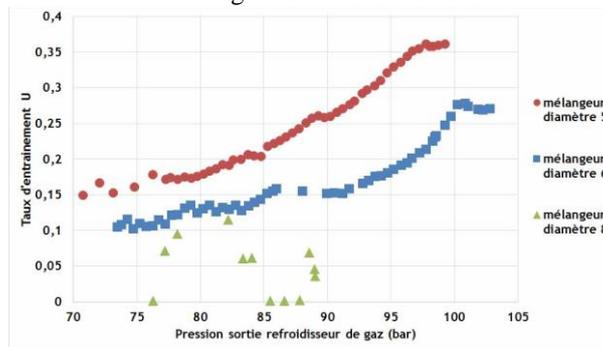


Figure 16 : effet des diamètres du mélangeur sur le taux d'entraînement

La figure 17 représente la variation du débit secondaire en fonction de la pression du fluide primaire pour une vitesse variable entre 850 et 1200 tr/min. La température d'air à l'entrée de l'évaporateur est maintenue à 2 °C. On constate que pour une pression de 83 bar on atteint un débit secondaire de 9,5 g/s à 850 tr/min alors qu'à une vitesse 900 tr/min on atteint à 89,8 bar un débit de 9,9 g/s et à 1000 tr/min pour une pression 89,3 bar on atteint un maximum de 8,95 g/s.

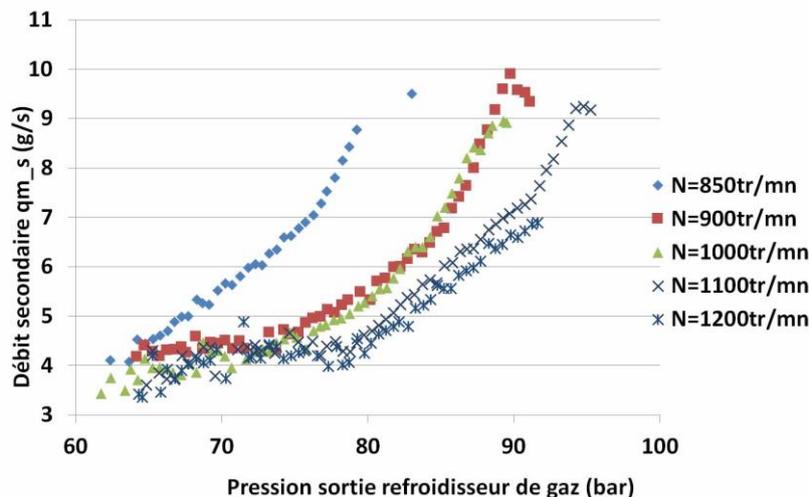


Figure 17 : Evolution du débit secondaire en fonction de la pression de sortie du refroidisseur de gaz pour différentes vitesses du compresseur pour la tuyère primaire BP1 avec le mélangeur diamètre 5 à une $T_{e\text{ air}} = 2^\circ\text{C}$

Lorsque la vitesse du compresseur augmente, et que la section au col de la tuyère primaire est maintenue constante, comme dans notre cas, la production frigorifique augmente légèrement, puis décroît de façon significative, car la pression d'aspiration diminue ; Cependant, la puissance absorbée par le compresseur augmente significativement à mesure que la vitesse du compresseur augmente. Ainsi, lorsque la vitesse du compresseur atteint 1200 tr/min, le

compresseur atteint la puissance maximale admise par le constructeur soit 4,7 kW et toute augmentation de la puissance entraîne une surcharge qui risque de griller le compresseur. La diminution de la vitesse du compresseur est bénéfique au système puisque le taux d'entraînement augmente comme montré sur la figure 18, tandis que l'augmentation de la vitesse du compresseur est bénéfique à la production calorifique puisque la puissance absorbée par le compresseur augmente et celle-ci sera évacuée au refroidisseur de gaz.

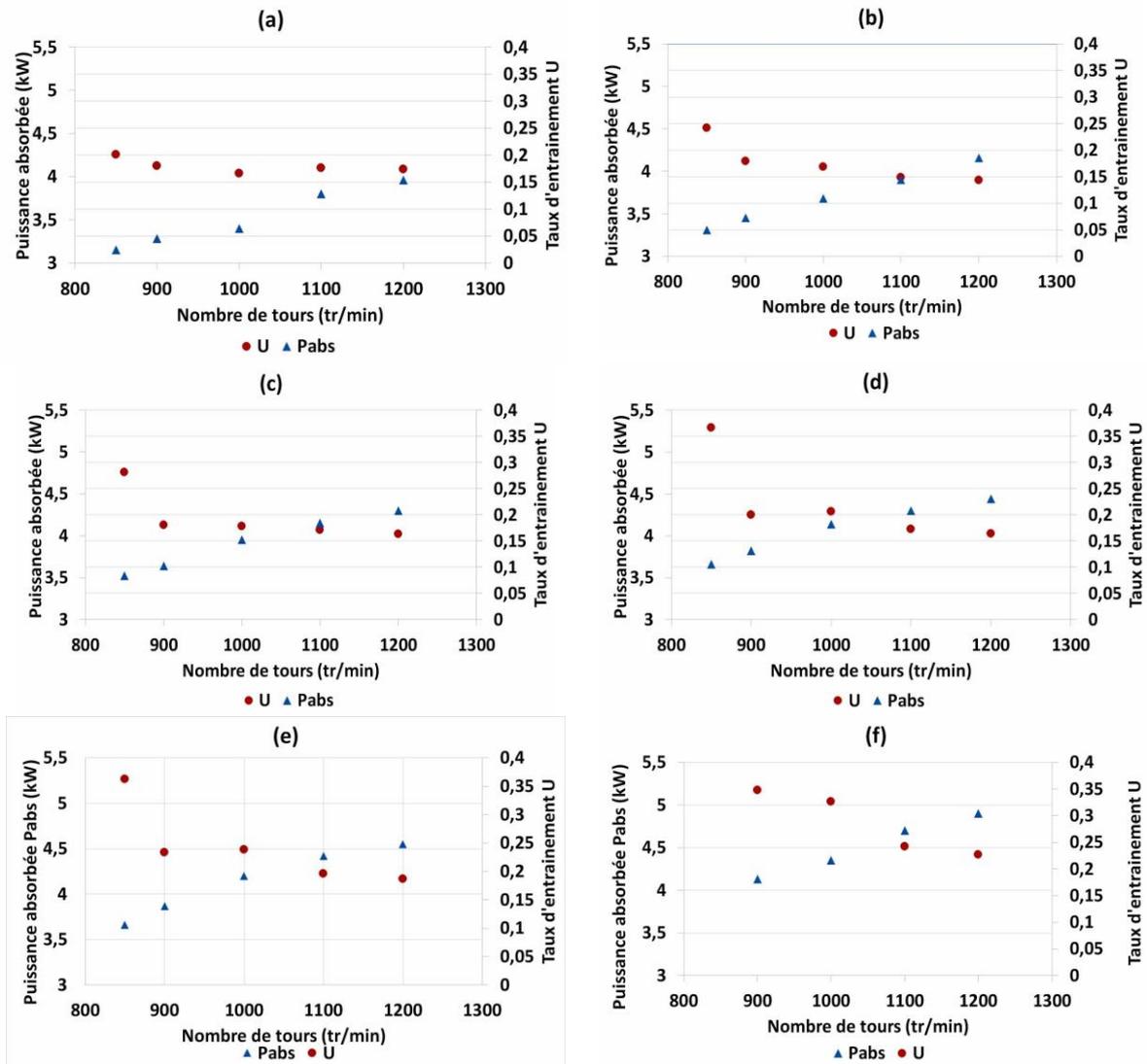


Figure 18 : Influence de la vitesse de rotation sur la puissance absorbée et le taux d'entraînement cas de la tuyère primaire BP1 avec le mélangeur diamètre 5 pour différentes haute pressions (a) =65 bar ; (b) =70 bar ; (c) =75 bar ; (d) =80 bar ; (e) = 83 bar ; (f)= 89 bar.

5. Conclusion et perspectives

Dans le cadre de cette étude expérimentale, on peut constater que le taux d'entraînement peut être amélioré en choisissant le diamètre de la tuyère primaire de l'éjecteur ou le diamètre du mélangeur ou les deux à la fois, et le taux d'entraînement augmente à mesure que la pression à la sortie du refroidisseur de gaz augmente. La distance entre la sortie de la tuyère motrice et l'entrée de la section de mélange améliore le taux d'entraînement. L'optimisation des performances du système (taux d'entraînement et rapport de compression) peut être obtenue en ajustant les géométries internes de l'éjecteur. Un taux d'entraînement de 39 % à une pression optimale de 85 bar alors qu'un rapport de compression de 1,14 à une pression de 95 et à une position bien déterminée de la tuyère primaire sont les meilleurs résultats relevés au cours de cette étude. Dans les prochaines étapes, des efforts supplémentaires seront réalisés pour optimiser la géométrie de la tuyère primaire : différents diamètres au col (de 0,7 à 1.2 mm) avec des angles de divergent de 2°, 5°, 7° et 10° seront examinés en utilisant de multiples diamètres du mélangeur soit 3 et 4mm en plus des diamètres déjà testés.

Références

- [1] S. Elbel et N. Lawrence, Review of recent developments in advanced ejector technology. *International Journal of Refrigeration*. Volume 62, Pages 1-18, 2016.
- [2] S. Elbel et P. Hrnjak, Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation, *International Journal of Refrigeration*, Volumes 31(3), Pages 411-422, 2008.
- [3] S. Elbel, Historical and present developments of ejector refrigeration systems with emphasis on transcritical carbon dioxide air-conditioning applications, *International Journal of Refrigeration*, Volume 34, Pages 1545-1561, 2011.
- [4] C. Lucas et J. Koehler, Experimental investigation of the COP improvement of a refrigeration cycle by use of an ejector, *International Journal of Refrigeration*, Volume 35 (6), Pages 1595-1603, 2012.
- [5] M. Nakagawa , A.R. Marasigan , T. Matsukawa et A. Kurashina Experimental investigation on the effect of mixing length on the performance of two-phase ejector for CO₂ refrigeration cycle with and without heat exchanger, *International Journal of Refrigeration* Volume 34, Pages 1604-1613, 2011.
- [6] Banasiak et Hafner K. Banasiak et A. Hafner, 1D Computational model of a two-phase R744 ejector for expansion work recovery. *International Journal of Thermal Science*. Volume 50 (11), Pages 2235-2247, 2011.
- [7] F. Liu et E.A. Groll, Analysis of a two phase flow ejector for transcritical CO₂ cycle, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, 2008.
- [8] F. Liu et E. A. Groll, Study of ejector efficiencies in refrigeration cycles, *Applied Thermal Engineering* Volume 52 (2) Pages 360-370, 2013.
- [9] J.S. Lee, Mo.Se. Kim et Min.Soo. Kim, Experimental study on the improvement of CO₂ air conditioning system performance using an ejector, *International Journal of Refrigeration* Volume 34 Pages 1614-1625(2011).
- [10] C. Guangming, **X. Xiaoxiao, L. Shuang, L. Lixia et T. Liming**, An experimental and theoretical study of a CO₂ ejector, *International Journal of Refrigeration* Volume 33 Pages 915-921, 2010.
- [11] K. Banasiak, A. Hafner et T. Andresen, Experimental and numerical investigation of the influence of the two-phase ejector geometry on the performance of the R744 heat pump. *International Journal of Refrigeration*, Volume 35, Pages 1617–1625, 2012.