

Performances expérimentales d'une configuration spéciale d'évaporateur de machine frigorifique transcritique au CO₂

Abdelkader BOUZIANE¹, Sylvain BONNOT¹, Philippe HABERSCHILL^{1*}

¹Université de Lyon,

INSA de Lyon, CETHIL, CNRS, UMR5008, F-69621, Villeurbanne, France

* (auteur correspondant : philippe.haberschill@insa-lyon.fr)

Résumé - Dans le contexte des recherches de réductions de l'impact environnemental des machines frigorifiques, l'utilisation du gaz carbonique comme fluide frigorigène est aujourd'hui une réalité. Dans le nord de l'Europe le CO₂ est utilisé en froid positif. Pour étendre ce champ d'application à l'Europe entière, il est nécessaire d'augmenter l'efficacité des machines transcritiques. A cette fin, nous nous sommes intéressés à une nouvelle configuration du circuit basse pression d'une PAC qui permet une augmentation du coefficient de performance de l'ordre de 16 % (2,8 pour 2,4) avec une augmentation de la puissance thermique de 10 %.

Nomenclature

P pression du cycle, *bar*

T Température, °C

Indices et exposants

l à *8* points du cycle

a air

e eau, entrée

s sortie

p paroi

1. Introduction

L'utilisation du CO₂ comme fluide frigorigène est une longue histoire commune avec celle des procédés de refroidissement car ce fut l'un des premiers fluides utilisé pour la production de Froid. Les lecteurs pourront se reporter notamment à l'article de Robinson et Groll qui ont fait un résumé très synthétique de cette longue histoire [1]. Le retour au CO₂ préconisé en 1972 par Petersen [2] est aujourd'hui une réalité. Son utilisation dans des cascades en froid négatif est industrielle et les plus récents développements visent à étendre sa gamme de températures d'emploi (au dessous de son point triple) en y ajoutant des hydrocarbures [3]. L'application la plus prometteuse vis-à-vis des objectifs de réduction des consommations d'énergie est celle de la production eau chaude sanitaire [4] et plus généralement celle du chauffage par pompe à chaleur [5, 6]. La température critique faible du CO₂ provoque pour les applications commerciales un fonctionnement transcritique qui réduit les performances lors des fortes chaleurs [7]. Ainsi, il existe une limite géographique d'usage du CO₂ en froid commercial. Pour repousser cette limite, il est nécessaire d'augmenter l'efficacité des machines. Divers moyens sont envisageables : cycles sous-refroidis à l'aide d'un compresseur additionnel [8], l'usage d'un éjecteur [9]... Dans ce domaine nous avons étudié une nouvelle architecture du circuit basse pression permettant de réaliser cet objectif et également d'améliorer la gestion du retour d'huile et de la charge en fluide.

2. Description de l'installation

Le circuit frigorifique de l'installation est composé essentiellement (figure 1) :

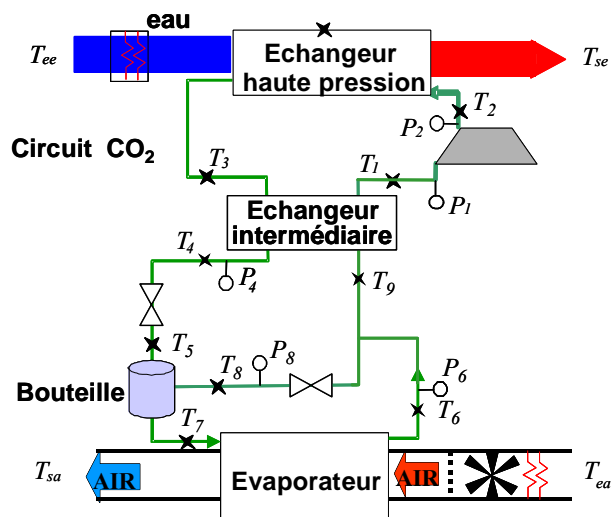


Figure 1 : Schéma de la nouvelle configuration de circuit

- d'un compresseur ouvert à pistons à 2 cylindres, Bock FK-CO₂, dont la cylindrée est de 110 cm³ et la vitesse de rotation de 500 à 2500 tr/min. Ce compresseur ouvert est entraîné par un moteur électrique associé à une alimentation dont la fréquence est variable de 10 à 100 Hz ;
- d'un échangeur haute pression refroidisseur de gaz à eau ;
- d'un échangeur intermédiaire qui permet de réaliser à la fois la surchauffe du CO₂ vapeur dans le circuit BP et un refroidissement supplémentaire du CO₂ liquide dans le circuit HP. Il est constitué de deux tubes concentriques de diamètres 12,7 et 6,35 mm d'une longueur de 0,76 m ;
- d'une vanne de détente manuelle ;
- d'un évaporateur prototype ;
- d'une bouteille de séparation des phases à l'entrée de l'évaporateur.

Dans cette bouteille, le débit du CO₂ diphasique à la sortie du détendeur est divisé en un débit liquide introduit dans l'évaporateur au point 7 et un débit de vapeur (point 8) qui est introduit à l'entrée de l'échangeur intermédiaire (point 9) après laminage dans une vanne de réglage.

Deux circuits annexes d'eau et d'air à températures et débits contrôlés permettent la simulation des sources. Le système est instrumenté afin de connaître l'état du CO₂ aux entrées et sorties des différents composants. En particulier, deux capteurs de pression absolue sont placés au refoulement du compresseur (point 2) et à la sortie de l'évaporateur (point 6) ; les pressions entrée détendeur P_4 et dans la bouteille P_8 sont déduites des pressions précédentes et des indications de deux capteurs différentiels de pression. Les incertitudes de ces mesures sont estimées à 0,5 K pour les températures et 0,05 bar pour les pressions.

3. Étude des performances de la nouvelle architecture

3.1. Conditions des essais

Les essais ont été réalisés pour un débit et une température d'eau fixés respectivement à 191 kg/h et 20 °C, la température de l'air à l'entrée de l'évaporateur étant maintenue à 10 °C et la vitesse de rotation du compresseur à 500 tr/min. Le but de l'étude est de qualifier les

performances de ce dispositif et d'en évaluer l'intérêt. Le point de fonctionnement de cette installation, pour des sources thermiques constantes, dépend de la position des deux vannes de réglage à l'entrée et à la sortie de la bouteille. Ainsi, trois séries d'essais ont été réalisées pour trois positions de la vanne de détente. Chaque série consiste à relever les performances pour différentes positions de la vanne de sortie de la bouteille ou vanne de bypass de l'évaporateur.

Les paramètres déterminés pour chaque essai sont : la puissance thermique échangée avec l'eau, la puissance électrique consommée par l'alimentation du moteur à fréquence variable et le coefficient de performance global. Ces paramètres sont accompagnés du relevé des différentes températures et pressions du CO₂ dans le circuit basse pression qui permettent l'analyse du fonctionnement de la machine.

3.2. Analyse des performances de la machine

Les résultats sont représentés sur les figures 2 à 4 pour les trois positions de la vanne de détente. Ces trois positions ont été choisies de telle sorte que la haute pression de fonctionnement correspondante soit proche de la pression optimale de 80 à 90 bar déterminée précédemment pour la position 2. Les autres positions du détendeur permettent d'encadrer le point de fonctionnement optimal.

En fonction de l'ouverture de la vanne de bypass, pour la position 2 du détendeur, (figure 2) le coefficient de performance global (rapport entre la puissance échangée avec l'eau et la puissance électrique) présente un maximum en fonction du débit qui n'est influencé que par la position de la vanne de bypass. Les résultats sont présentés en fonction du débit du CO₂ préférentiellement à l'ouverture de la vanne de bypass, ce paramètre étant trop peu précis et peu reproductible. Cet optimum, peu marqué, est de l'ordre de 2,8 et correspond à un débit du CO₂ compris entre 62 et 72 g/s.

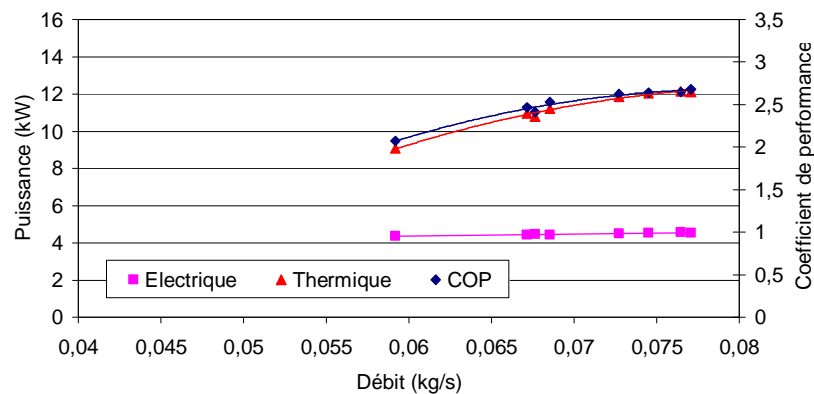


Figure 2 : Performances de l'installation position 1

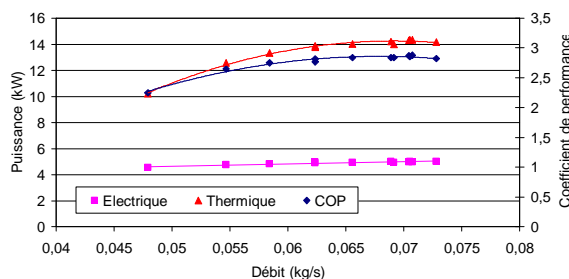


Figure 3 : Performances de l'installation position 2

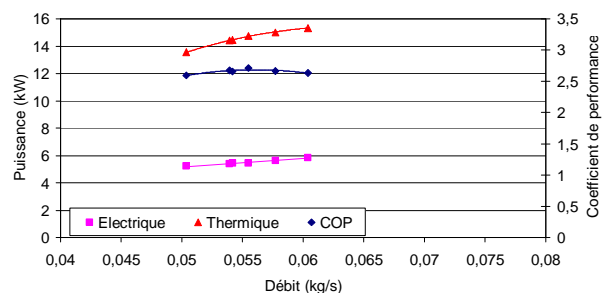


Figure 4 : Performances de l'installation position 3

L'optimum apparaît également pour les autres positions du détendeur avec des valeurs plus faibles et des intervalles du débit décalés, vers le haut (72- 75 g/s), pour l'ouverture de la vanne la plus forte (figure 2) et vers le bas (52 - 57 g/s), pour l'ouverture de la vanne la plus faible (figure 4). Ces intervalles différents du débit sont liés aux pressions de fonctionnement (figure 5) qui dépendent de l'ouverture des deux vannes. Pour la position 2 de la vanne de détente la plage du débit optimum correspond à des pressions de refoulement comprises entre 86 et 89 bar.

L'interprétation de l'évolution des paramètres avec la position de la vanne de bypass pourrait être la suivante pour la position 1 du détendeur. Lorsque la vanne de bypass est fermée ou faiblement ouverte (20°), la présence de la bouteille influence peu le fonctionnement du système. Le titre de la vapeur à l'entrée des capillaires d'alimentation de l'évaporateur est élevé et tend vers celui d'entrée de la bouteille, le débit du CO₂ est important du fait d'une pression d'évaporation forte due à une masse importante de CO₂ dans l'évaporateur qui ne peut être stockée dans la bouteille. Le niveau de la charge (1780 g) et sa répartition induite par la vanne de détente fixe alors la pression de refoulement. A noter que dans ce cas aucun niveau de fluide n'apparaît dans l'indicateur de la bouteille. Compte tenu de l'absence d'isolation de la bouteille, la température mesurée à sa sortie (point 8 figure 1) est proche de la température ambiante (figure 5). La surchauffe est nulle à la sortie de l'évaporateur et très faible à l'aspiration du compresseur (0,5 K). Les pertes de pression dans le distributeur et l'évaporateur correspondent à environ 4 K pour une température d'évaporation de l'ordre de 0 °C.

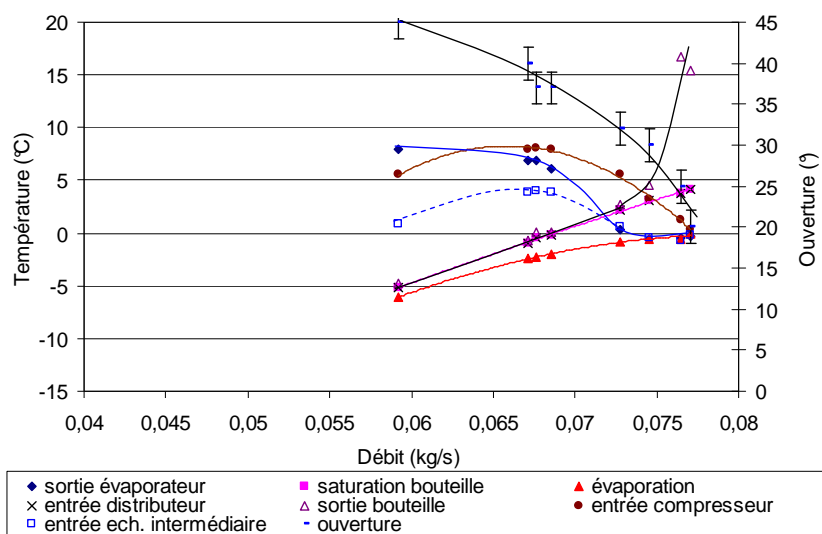


Figure 5 : Evolution des températures de la ligne basse pression pour différentes ouvertures de la vanne de bypass (détendeur en position 1).

L'ouverture à 32 ° de la vanne de bypass se traduit par une surchauffe de 3 K à la sortie de l'évaporateur. La température de la vapeur à la sortie de la bouteille est confondue avec celle de saturation comme celle du liquide à l'entrée du distributeur. Pour l'ouverture de 37 °, la surchauffe à la sortie de l'évaporateur est de 8 K pour une température d'évaporation de -2 °C. La surchauffe est réduite à 5,8 K à l'entrée de l'échangeur intermédiaire du fait du mélange de la vapeur sortie évaporateur avec celle, plus froide, saturée et peut être chargée en gouttelettes de liquide, provenant de la bouteille. Un niveau libre dans l'indicateur apparaît. Pour l'ouverture de 45 ° la température d'évaporation est de -6 °C et la surchauffe à la sortie de l'évaporateur atteint 14 K. Elle est réduite à 7 K à l'entrée de l'échangeur intermédiaire. L'optimum du COP étant atteint pour des débits de 72 à 75 g/s, l'ouverture de la vanne de bypass doit être comprise entre 27 et 32 °. Cette ouverture correspond à des surchauffes

pratiquement nulles à la sortie de l'évaporateur et à l'entrée de l'échangeur intermédiaire. A l'aspiration du compresseur, la surchauffe est comprise entre 3,5 et 6,5 K alors que la différence de températures dans l'échangeur intermédiaire est de l'ordre de 5 K lorsque le CO₂ est surchauffé. Ainsi, l'évaporation du fluide s'achève dans l'échangeur intermédiaire pour les faibles ouvertures de la vanne de bypass. Pour la position 2 de la vanne de détente, l'ouverture de la vanne de bypass doit être fixée à 28 – 33 ° pour une surchauffe à l'aspiration du compresseur variant de 0 à 7,8 K (température d'évaporation ≈ - 3 °C) (figure 6). Pour la position 3, l'ouverture à l'optimum serait de 30 à 33° pour une surchauffe à l'aspiration du compresseur de 5 à 12 K (température d'évaporation ≈ - 4 °C) (figure 7).

En conclusion, l'ouverture de la vanne de bypass devrait être régulée en fonction de la surchauffe à l'aspiration du compresseur avec une consigne de 5 K. Ainsi, la sécurité du compresseur serait garantie tout en optimisant l'alimentation en CO₂ de l'évaporateur. A cette régulation s'ajoute celle de la pression de refoulement, dont la consigne devra être variable comme cela a été mis en évidence au cours d'études précédentes.

3.3. Analyse des performances de l'évaporateur

En absence de mesure du débit à l'entrée de l'évaporateur ou du débit d'air, l'estimation de la puissance soutirée à la source froide est très délicate. En négligeant les pertes thermiques des éléments de la partie basse pression de l'installation, cette puissance correspond à la différence d'enthalpie entre l'entrée du compresseur et la sortie de l'échangeur haute pression (figure 8). Le débit du CO₂ dans l'évaporateur est obtenu en estimant le titre du fluide à l'entrée de la bouteille, calculé à partir de l'enthalpie à l'entrée du détendeur et des enthalpies de saturation à la pression de sortie de l'évaporateur. En fonction de ce débit, les températures aux bornes de l'évaporateur sont représentées sur la figure 9. L'écart des températures d'entrée pour ces essais varie de 10 à 15 K ce qui pourrait être réduit en augmentant le nombre de rang de la batterie afin d'augmenter la surface d'échange. Pour les positions de la vanne de détente n'entraînant pas de surchauffe, il est possible de calculer le coefficient d'échange global rapporté à la surface interne des tubes évaporateurs (0,977 m²). Ce coefficient varie de 1100 à 1300 W/m².K pour un débit du CO₂ d'environ 40 à 60 g/s, toutes positions de la vanne de bypass confondues.

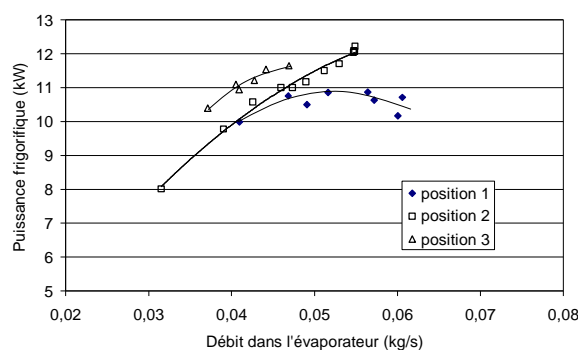


Figure 8 : Influence de la position des vannes de réglage sur la puissance frigorifique

3.4. Comparaison des performances

Les résultats expérimentaux obtenus avec cette nouvelle configuration sont comparés à ceux de caractérisation du compresseur Bock issus d'une campagne d'essais précédente pour les mêmes conditions de fonctionnement, en particulier, une même vitesse de rotation du compresseur (500 tr/min) et les mêmes températures et débits des sources. L'augmentation du

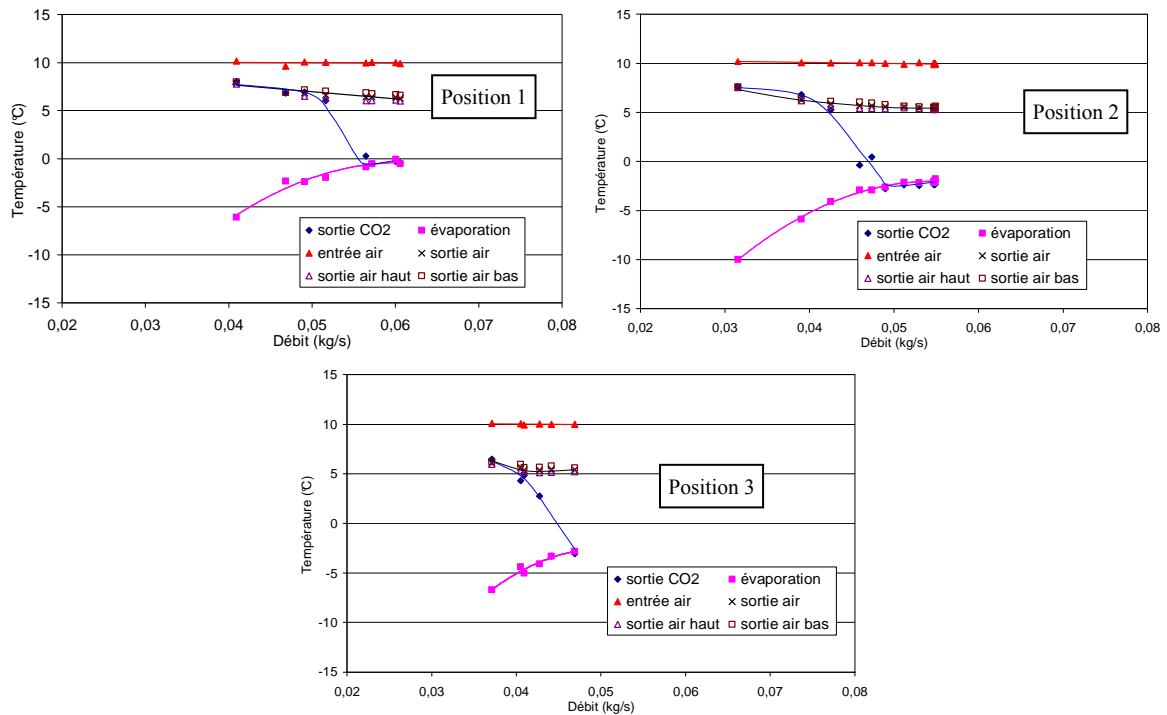


Figure 9 : Influence de la position des vannes de réglage sur les températures aux bornes de l'évaporateur en fonction du débit estimé dans l'évaporateur

coefficient de performance est de l'ordre de 16 % (2,8 pour 2,4) avec une augmentation de la puissance thermique dissipée de 10 % (figure 10). Les pressions à l'optimum sont légèrement différentes : 86 bar après modifications du circuit contre 80 bar avant ces modifications (figure 11). A noter que les variations du débit du CO₂ sont obtenues avant modification du circuit par variation de l'ouverture de la vanne de détente et après modifications par variation de l'ouverture de la vanne de bypass pour une ouverture fixée de la vanne de détente. Ceci explique les évolutions opposées des pressions en fonction du débit. La modification des diamètres des conduites du circuit modifié permet une réduction importante des pertes de pression, ce qui se traduit par une augmentation du débit du compresseur à vitesse de rotation constante liée à la diminution du volume massique à l'aspiration induit par l'augmentation de la pression à l'entrée du compresseur (figure 12). Les températures aux bornes de l'évaporateur représentées sur la figure 13 en fonction du débit dans l'évaporateur sont semblables. Il est difficile de les comparer car les essais réalisés sans surchauffe ne correspondent pas aux mêmes débits. Toutefois, deux points sont très proches sans surchauffe, avant modification pour le débit minimum (56 g/s) et après modification pour le débit maximum (55 g/s). Pour ces deux points les températures d'évaporation ne diffèrent que de 0,1 K (-1,85 et -1,75 °C) réduisant l'écart de températures en faveur du montage modifié. Ainsi, l'alimentation monophasique de l'évaporateur semblerait avoir une influence bénéfique sur le comportement de celui-ci. Cette remarque ne reposant que sur un point de fonctionnement doit être toutefois relativisée et confirmée dans l'avenir. Les cycles correspondant aux valeurs maximales des coefficients de performance globaux (2,8 et 2,4) sont représentés sur la figure 14. Les raisons de l'augmentation des performances sont multiples et tiennent notamment à la réduction des pertes de pression qui a pour conséquence directe une augmentation du coefficient de performance de cycle de 20 %, une réduction de 6 % de la puissance électrique et une augmentation de 6 % du débit de CO₂ dans le compresseur.

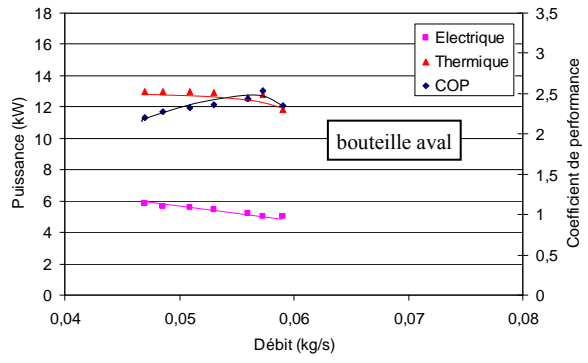
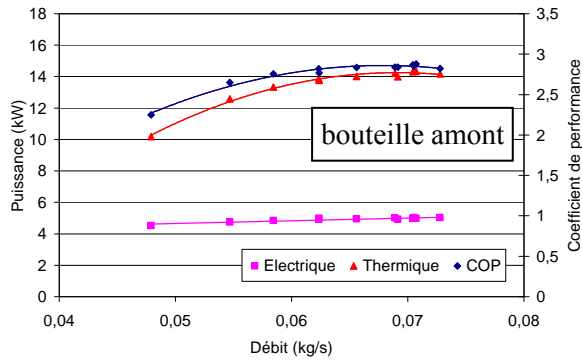


Figure 10 : Comparaison des performances des deux configurations du circuit basse pression

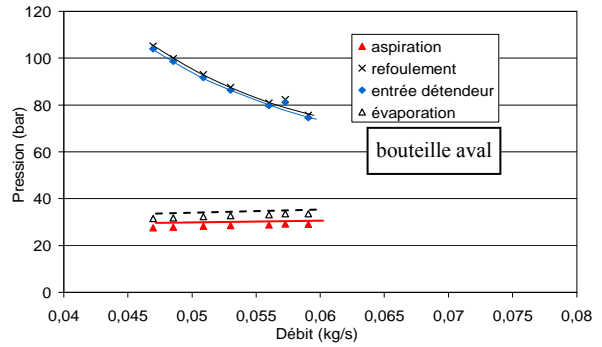
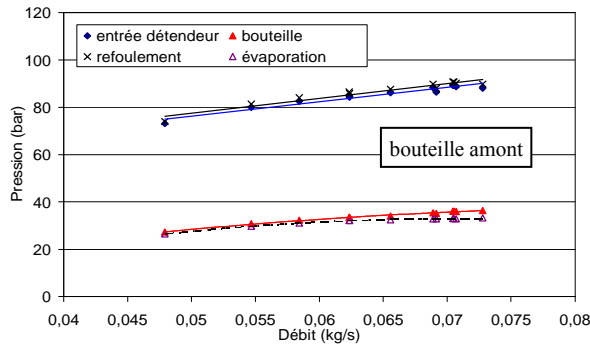


Figure 11 : Comparaison des pressions de fonctionnement des deux configurations du circuit basse pression

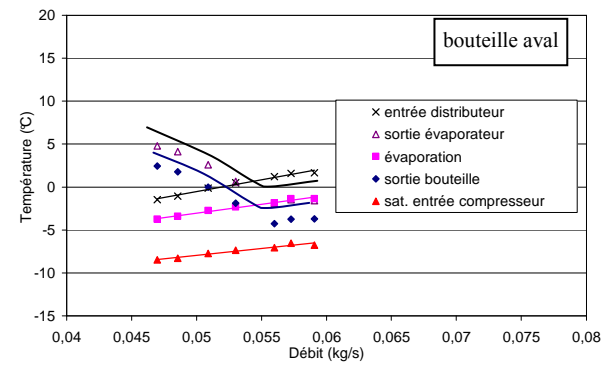
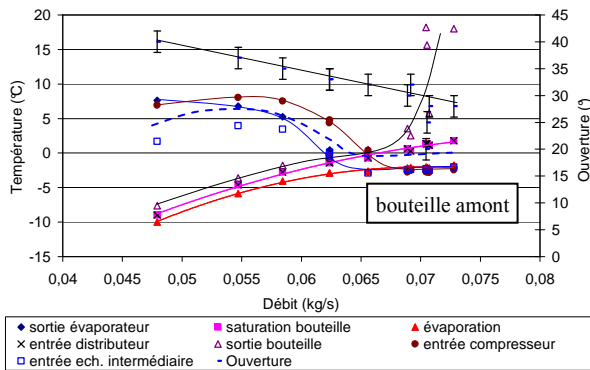


Figure 12 : Comparaison des températures du circuit basse pression

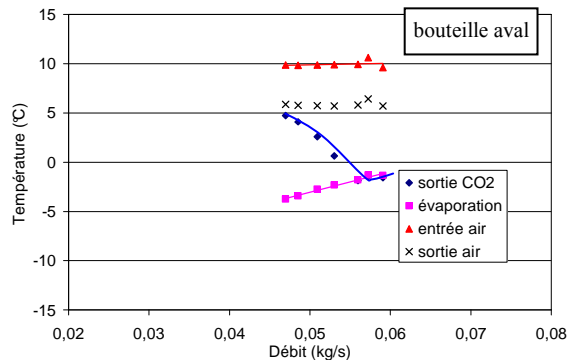
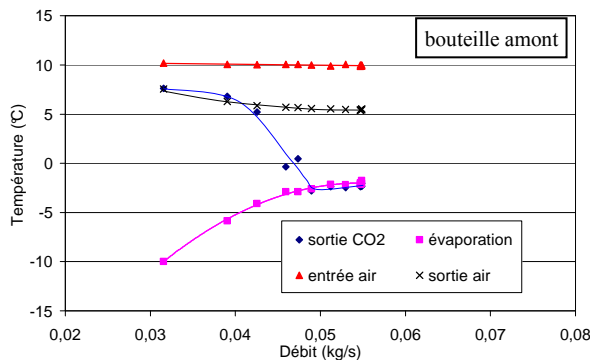


Figure 13 : Comparaison des températures aux bornes de l'évaporateur pour les deux configurations du circuit basse pression

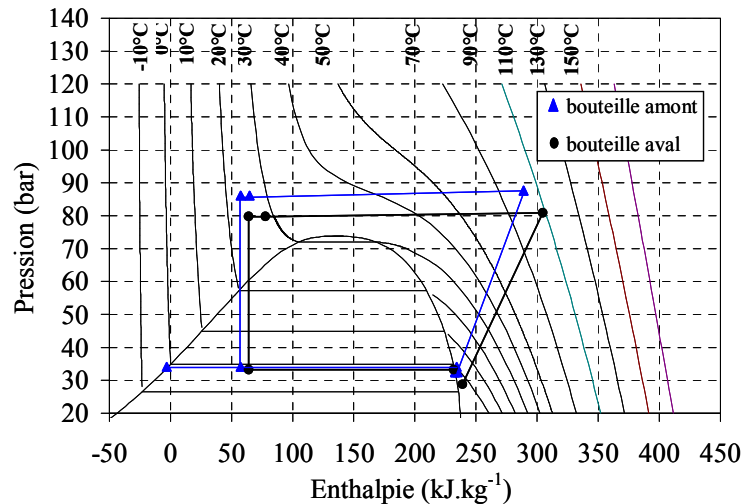


Figure 14 : Diagramme enthalpique

4. Conclusion

L'intérêt de la nouvelle configuration du circuit basse pression a été démontré. Pour l'essentiel, il s'agit de permettre un retour convenable de l'huile au compresseur et la possibilité, qu'il sera nécessaire de mettre en œuvre, de réguler simultanément la pression de refoulement du compresseur à l'optimum du coefficient de performance et l'alimentation de l'évaporateur à surchauffe constante. L'optimum est alors obtenu lorsque cette surchauffe est mesurée à la sortie de l'échangeur intermédiaire. Avec ces réglages la nouvelle configuration permet une augmentation du COP de l'ordre de 16 % (2,8 pour 2,4) avec une augmentation de la puissance thermique de 10 %.

Références

- [1] D. M. Robinson, E. A. Groll, Efficiencies of transcritical CO₂ cycles with and without an expansion turbine, *Int J. Refrig.* 21-7 (1998), 577-589
- [2] G. Lorentzen, Revival of carbon dioxide as a refrigerant, *Int J Refrig.*, 17-5 (1994), 292-301
- [3] G. Di Nicola, F. Polonara, R. Stryjek, A. Arteconi, Performance of cascade cycles working with blends of CO₂ + natural refrigerants, *Int J. Refrig.*, 34 (2011), 1436-1445
- [4] S. Minetto, Theoretical and experimental analysis of a CO₂ heat pump for domestic hot water, *Int J. Refrig.*, 34 (2011), 742-751
- [5] I. Guitari, P. Haberschill, A. Lallemand. Modélisation d'une pompe à chaleur air-eau fonctionnant au CO₂, *Revue Générale du Froid*, 1041 (2004), 17-23.
- [6] P. Haberschill, I. Guitari, A. Lallemand, Comportement dynamique d'une pompe à chaleur au CO₂ en cycles sous-critique et transcritique, *Int. J. of Refrig.*, 30- 4, (2007), 732-743.
- [7] L. Cecchinato, M. Corradi, Transcritical carbon dioxide small commercial cooling applications analysis, *Int J. Refrig.* 34 (2011), 50-62
- [8] L. Cecchinato, M. Chiarello, M. Corradi, E. Fornasieri, S. Minetto, P. Stringari, C. Zilio, Thermodynamic analysis of different two-stage transcritical carbon dioxide cycles, *Int J. Refrig.*, 32 (2009), 1058-1067.
- [9] A. Bouziane, P. Haberschill, Modélisation et étude expérimentale d'une machine frigorifique au CO₂ transcritique munie d'un éjecteur, *Cong. Fr. Therm.*, (Talence, 29 mai - 1er juin 2012), 364-371.