

Optimisation d'un piston hydro-CO₂ à haute efficacité pour la réfrigération commerciale

Optimization of a highly-efficient hydro-CO₂ piston for commercial refrigeration

François FARALDO¹, Philippe LOISEAU², Paul BYRNE³

¹ PackGy, Laboratoire de Génie Civil et Génie Mécanique, Université de Rennes 1, Rennes, France,
francois.faraldo@packgy.com

² PackGy, Rennes, France philippe.loiseau@packgy.com

³ Laboratoire de Génie Civil et Génie Mécanique, Université de Rennes 1, Rennes, France paul.byrne@univ-rennes1.fr

RÉSUMÉ. Cet article présente un nouveau système thermodynamique développé pour générer simultanément de l'énergie calorifique chaude et froide pour les processus industriels. Il dispose d'une efficacité accrue par rapport aux systèmes commercialisés et actuellement présents dans l'état de l'art. Le piston hydro-CO₂ combine trois innovations contre-intuitives avec le fonctionnement de cycles thermodynamiques discontinus et ralenties ou le travail mécanique est transféré au fluide frigorigène par un circuit hydraulique sur la base de cycles transcritiques modifiés de Carnot et Rankine. Cela permet de faire fonctionner le cycle sous des transformations thermodynamiques inhabituelles telles que la compression isotherme et la détente pluri-phasique isentropique. Les cycles sont adaptés à la demande et les irréversibilités sont minimisées pour rendre la production/valorisation de froid/chaud très efficace et rentable.

Cette étude se centre sur l'analyse énergétique de la technologie pour la production de froid commercial négatif (-20°C) et positif (0°C). Les résultats sont basés sur des études numériques et des modèles validés à l'aide d'outils numériques (EES, Python) et de bases de données thermodynamiques (REFPROP). Les résultats de la simulation comparent les unités frigorifiques de CO₂ transcritiques (STC) au piston hydro-CO₂ au travers de deux études de cas. Les résultats montrent une augmentation de COP allant de 38 à 112 % et démontrent l'efficacité énergétique et potentiel de réduction de l'impact environnemental de la technologie proposée.

ABSTRACT. This paper presents a novel thermodynamic system developed to generate heat and cold for industrial processes. The efficiency is improved compared to commercialized ones and current state-of-the-art systems. The proposed hydro-CO₂ piston combines three counter-intuitive innovations with the operation of discontinuous and slowed thermodynamic cycles where mechanical work is transferred to the refrigeration through a hydraulic circuit based on modified transcritical Carnot and Rankine cycles. This allows to operate unusual thermodynamic transformations such as isothermal compression and two-phase isentropic expansion. The cycles are tailored to the demand and irreversibilities are minimized to make cold/heat generation valorisation highly efficient and cost-effective.

This study focuses on the technology energetic efficiency for commercial refrigeration producing negative (-20°C) and positive (0°C) cold. Based on numerical analysis and validated models using numerical tools (EES, Python) and thermodynamic data bases (REFPROP), simulations results compare standard CO₂ transcritical cycles (STC) to the hydro-CO₂ piston in two different case studies. The results show an increase in COP between 38 and 112% showing the energy efficiency and environmental impact decrease potential of the technology.

MOTS-CLÉS. CO₂, énergie thermique, CMV, réfrigération, cycle transcritique, compression isotherme, détente pluri-phasique isentropique, cycle de Carnot, cycle de Rankine, rendement de Lorentz.

KEYWORDS. CO₂, thermal energy, MVC, refrigeration, transcritical cycle, isothermal compression, two-phase isentropic expansion, Carnot cycle, Rankine cycle, Lorentz efficiency.

1. Introduction

1.1. Impact énergétique et climatique du secteur froid

Du point de vue énergétique, le commerce de détail alimentaire est responsable d'environ 3 à 4 % de la consommation annuelle totale d'électricité dans les pays industrialisés [REI 10], dont 35 et 50 % sont directement imputables au secteur de la réfrigération pour maintenir des conditions adéquates pour les aliments stockés [LUN 00] [MIN 10]. En outre, les tendances actuelles du marché, poussées par la pandémie de Covid-19 et les nouvelles habitudes, montrent une croissance enregistrée à un taux de croissance annuel cumulé (TCAC) de 8,37% en volume et de 4,88% en part de marchés de

l'alimentation surgelée à l'échelle mondiale entre 2022 et 2030 [AST 22]. Par conséquence, la réduction de la demande d'énergie grâce à de nouvelles technologies représente une étape essentielle pour la transition énergétique. Du point de vue climatique, les groupes frigorifiques possèdent des émissions directes et indirectes. Les émissions indirectes sont liées à la quantité d'énergie utilisée et à leur intensité carbone. Les émissions directes sont liées aux réfrigérants et à leurs fuites dans l'atmosphère. En France, les fuites de fluides frigorigènes sont responsables de 3,2 % des émissions totales de GES, dont 85 % sont directement imputables au secteur de la réfrigération [CIT 22]. Environ 40 % de ces émissions pourraient être liées au commerce de détail alimentaire, dont 85 % proviennent de la réfrigération des grands supermarchés. Cela conduit à un total de 0,92 % des émissions totales de GES pour la réfrigération des grands supermarchés [SKM 18]. De nos jours, les fluides frigorigènes à fort GWP sont encore utilisés en Europe avec des taux de fuite annuels estimés entre 15 et 25 % [SCH 14] [CIT 22]. Afin de résoudre ce problème d'ici 2030, le règlement F-Gas (517/2014) vise à réduire de 79 % l'utilisation des HFC par rapport à 2015 et à atteindre une moyenne de 400 kg_{CO2-eq}/kg_{ref}, contre 2000 kg_{CO2-eq}/kg_{ref} en 2016 [EU 14] [SHE 18].

Les réfrigérants naturels présentent des avantages majeurs du point de vue énergétique et climatique. S'ils ont été utilisés au début du XX^e siècle, la toxicité et l'inflammabilité de la plupart d'entre eux ont conduit à l'essor des CFC et HCFC jusqu'au Protocole de Montréal en 1987 et à la réglementation des gaz à fort potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone (ODP). Poussé par le professeur Lorentzen, le R744 a gagné en popularité, en particulier pour les pompes à chaleur et la production d'eau chaude sanitaire (ECS). Mais pour les applications de réfrigération, l'industrie était plus intéressée par les caractéristiques de compacité et de mobilité. Cette volonté a favorisé une transition vers les fluides HFC, jusqu'à ce que la recherche mette en garde de l'impact des HFC sur le changement climatique et leur poids dans les émissions de GES [VEL 09]. En 1997, le Protocole de Kyoto a classé les HFC dans la catégorie des fluides à fort GWP. En 2019, la ratification de l'amendement de Kigali et la planification de réduction progressive par le F-Gas jusqu'en 2030 imposent les réfrigérants naturels comme uniques solutions restantes et durables pour les applications de réfrigération. En parallèle, l'utilisation des HFOs permet une transition plus douce pour les professionnels du secteur, mais à terme, ces fluides seront aussi amenés à disparaître. Pour cause, leur impact sur l'environnement et la santé via l'intensification de pluies acides dues aux sous-produits de leur dégradation [ATM 22]. Parmi les principaux fluides frigorigènes naturels, ceux à base d'hydrocarbures (R290, R-600a, R-170) souffrent de réglementations strictes en matière d'inflammabilité et d'explosivité et l'ammoniac (R717) souffre de sa toxicité et aussi de son inflammabilité. Le dioxyde de carbone (R744) présente une chaleur latente élevée, une chaleur spécifique, une densité, une conductivité thermique et une faible viscosité, avec le fort inconvénient d'avoir un point critique bas (70 bar, 31 °C) nécessitant des installations capables de supporter de fortes pressions et un fonctionnement transcritique [KIM 04].

1.2. Types de réfrigération et émissions de GES

1.2.1. Réfrigération commerciale

La réfrigération commerciale concerne les installations situées dans les commerces de détail, les chambres froides, les hyper et supermarchés. Le premier point est de souligner la réduction de la charge des installations frigorifiques qui a été divisée par 3 entre aujourd'hui et les années 2000. De plus, selon le GIEC, en 1996, les installations commerciales avaient un facteur d'émission annuel compris entre 3 et 5% de la charge de fluide, alors qu'en 2006, ces quantités sont tombées à 0,5 à 3% [IPC 06][IPC 96]. Enfin, la réduction progressive des fluides à fort GWP induit une réduction importante de l'impact environnemental des émissions directes de la réfrigération commerciale. Comme le montre la Figure 1, une grande majorité des émissions concerne encore les installations HFC en 2020. Ils représentent plus de 87 % en termes de fluide émis et > 99,9 % des émissions totales de CO₂-eq. Cependant, les fluides frigorigènes naturels ont un taux de pénétration très élevé puisqu'ils représentent 79,8 % des nouvelles installations (30 % CO₂, 26 % isobutane, 44 % propane) ce montre

la dynamique prometteuse du secteur de la réfrigération commerciale en terme d'impact environnemental des émissions directes.

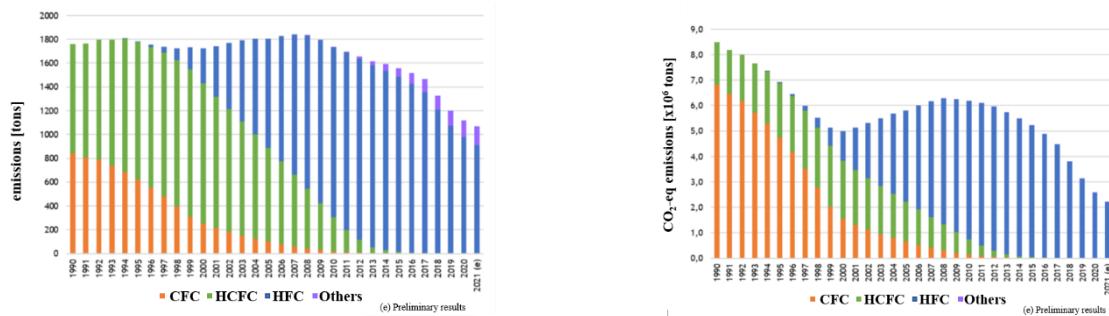


Figure 1. Evolution des émissions totales de réfrigération (gauche) et des émissions de CO₂-éq (droite) pour la réfrigération commerciale de 1990 à 2021 [CIT 22]

1.2.1. Autres types de réfrigération

D'autres activités composent le marché de la réfrigération, parmi lesquelles on peut trouver (i) la réfrigération domestique, (ii) la réfrigération industrielle, (iii) la réfrigération dans les transports, (iv) les refroidisseurs, (v) la climatisation, (vi) les pompes à chaleur réversibles et (vii) la climatisation automobile. La Figure 2 illustre la part des émissions directes de chaque secteur et montre l'impact majeur de la climatisation commerciale, industrielle, de climatisation et automobile qui représentent 78 % des émissions totales de réfrigération.

1.3. Objectifs et plan du document

Cet article vise à présenter une nouvelle technologie et à étudier sa pertinence dans le secteur de la réfrigération commerciale. Cette nouvelle technologie, appelée piston hydro-CO₂, présente de nombreux avantages grâce à une architecture innovante et à la combinaison de 3 ruptures technologiques contre-intuitives. Permettant notamment la compression isotherme et la détente pluriphase isentropique qui sont les principaux segments pour une amélioration significative du rendement exergétique.

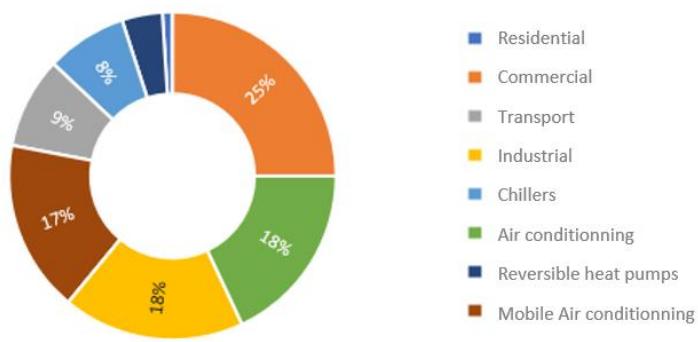


Figure 2. Répartition des émissions de CO₂-éq par type de réfrigération en 2020 en France

Après avoir passé en revue l'état de l'art sur les technologies de réfrigération commerciale et industrielle, le piston hydro-CO₂ est présenté et une étude numérique montre les bénéfices en termes d'efficacité énergétique et exergétique par rapport aux technologies actuelles.

2. Technologies de réfrigération par compression de vapeur

La réfrigération par compression de vapeur est basée sur le principe du cycle de Carnot et représente la grande majorité des installations de pompes à chaleur, de réfrigération et de climatisation [MEU 15]. Historiquement, ces installations utilisaient des HFC en raison de leur importante puissance frigorifique. Avec les préoccupations climatiques et environnementales causées par les émissions directes, les installations « tout-CO₂ » ont commencé à émerger à partir de la fin des années 90 malgré une consommation d'énergie plus importante par rapport aux systèmes HFC [LOR 94][GIR 04]. Depuis la 1^{ère} génération de *boosters*, de nombreuses améliorations ont été étudiées pour améliorer les performances des groupes frigorifiques à réfrigérants naturels et réduire leur coût. Parmi eux, de meilleurs compresseurs, des éjecteurs, des configurations en cascade, des systèmes de compression multi-étages et parallèles ont été testés. Les analyses exergétiques [BAI 16][YU 09] ont révélé que la majorité des irréversibilités de ces cycles se situe dans le compresseur et la vanne de détente avec respectivement environ 40 % et 30 % de pertes d'exergie. Cinq méthodes principales peuvent être adoptées pour améliorer les cycles transcritiques standards (STC) : (i) modifier les méthodes de compression, (ii) récupérer les travaux de détente via des unités d'expansion au lieu de vannes de détente, (iii) utiliser d'éjecteurs, (iv) optimiser le fonctionnement du condenseur/gas cooler et (v) mettre en œuvre des systèmes de récupération de chaleur.

2.1. Modification des méthodes de compression

Le premier choix dans les cycles transcritiques fonctionnant avec du CO₂ est d'optimiser le chemin de compression, car l'important rapport de compression ne permet pas aux compresseurs standards d'être utilisables, ou fournit un faible rendement isentropique au niveau du compresseur, comme démontré avec la corrélation Sarkar et al. (2004) [SAR 04].

Une étude approfondie fournie par Mitsopoulos et al. (2019) [MIT 2019] a comparé les améliorations de l'efficacité avec plusieurs configurations et a montré l'impact des systèmes de compression parallèles par rapport aux unités classiques lorsque la température ambiante dépasse 14°C, et une réduction annuelle moyenne de la consommation d'énergie de 7.0%. Sarkar et al. (2010) [SAR 10] montre une augmentation du COP comprise entre 10 et 48 % pour les systèmes de compression parallèles avec économiseurs par rapport aux cycles transcritiques standard avec des températures d'évaporation comprises entre -45 et 5 °C. Pour les applications de réfrigération commerciale habituelles, l'augmentation du COP est attendue entre 15 et 25 %. Chesi et al. (2014) [CHE 14], a développé un modèle thermodynamique fournissant des améliorations attendues du COP entre 0 et 30 % pour une compression parallèle à des températures d'évaporation comprises entre -12 et 1,6 °C. La validation expérimentale a permis d'obtenir une augmentation plus faible du COP, mais a validé les tendances obtenues dans toutes les variations de paramètres. Enfin, Gullo et al. (2016) [GUL 16] a étudié un système de compression parallèle fonctionnant avec des évaporateurs MT (moyenne température) et LT (basse température) et utilisant des détentes via turbines. L'analyse a montré que les principales pertes d'exergie se situent au niveau du refroidisseur de gaz (21 %), du compresseur à étage (29 %) et de l'évaporateur MT (20 %), ce qui montre l'impact important restant des irréversibilités de compression dans les cycles transcritiques.

2.2. Turbo-détendeurs pour une détente quasi-isentropique

Les vannes de détentes classiques ont un double impact négatif sur les cycles de réfrigération. L'absence d'organe capable de récupérer le travail de détente entraîne une détente de type Joule-Thomson dans laquelle l'énergie potentielle de pression est transformée en frottement provoquant un réchauffement, et donc une perte de titre liquide à l'entrée de l'évaporateur. De plus, cela provoque un manque à gagner mécanique puisque le travail de détente est perdu.

Zhang et al. (2015) [ZHA 15] a comparé les cycles de compression bi-étages à refroidissement externe et les cycles de compression bi-étages à refroidissements flash, tous deux respectivement avec et sans turbo-détendeur. Les résultats montrent une augmentation respective du COP de 19,0 % et de

7,7 % lorsque des turbo-détendeurs sont utilisés. Mais aujourd’hui, très peu d’unités de réfrigération installent ces organes pour la réfrigération commerciale en raison de leur coût et TRI importants dans ces plages de température. Cependant, les turbo-détendeurs sont intéressants pour la liquéfaction/séparation des gaz avec de petits débits volumétriques, des systèmes hautes pressions et basses températures.

2.3. Ejecteurs

Le premier but d’un éjecteur est de réduire les pertes exergétiques dans la vanne de détente. Il permet également d’utiliser partiellement l’énergie cinétique du flux en amont de l’évaporateur pour accélérer l’écoulement en aval de l’évaporateur et provoquer une augmentation de pression conduisant à une réduction du travail de compression. Contrairement aux turbo-détendeurs, les éjecteurs se caractérisent par leur simplicité, l’absence de composant rotatif, leur capacité à gérer des écoulements biphasés et leur faible coût d’installation. Mais les éjecteurs ne fournissent pas de détente quasi-isentropique comme les turbo-détendeurs. Leur intérêt est donc limité et restreint aux applications de réfrigération commercial et industrielle. Ils ne s’appliquent pas à la liquéfaction de gaz et aux processus cryogéniques. Selon Gullo et al. (2018) [GUL 18], entre 50 et 80 % des nouvelles unités de réfrigération des supermarchés utilisent des éjecteurs. Leurs performances ont été étudiées par de nombreuses études et ont conduit à un grand nombre de conceptions et de configurations. Banasiak et al. (2015) [BAN 15] a étudié un éjecteur individuel et fixe et a montré qu’un organe aussi simple ne permet pas de gérer correctement le fonctionnement d’un système de réfrigération en conditions réelles et ne convient qu’à des conditions de fonctionnement fixes. D’autres analyses ont porté sur le développement de racks multi-éjecteurs et d’éjecteurs individuels à géométrie variable. Parmi eux, Bai et al. (2015) [BAI 15] a étudié un éjecteur à deux étages qui a montré une réduction de destruction exergétique de 39,01 % (cas d’une vanne de détente traditionnelle) à 16,91 % (cas du système à double éjecteur). Avec un impact minime sur les autres composants, l’insertion d’un éjecteur à deux étages permet d’augmenter le rendement exergique de 25,4 % (de 14,61 % à 18,32 %) et le COP optimal de 37,6 %. Hafner et al. (2014) [HAF 14] a étudié l’impact d’un multi-éjecteur et a montré une augmentation maximale de 30 % du COP à haute pression. Elbarghi et al. (2021) [ELB 21] a étudié l’insertion d’un multi-éjecteur qui a permis de récupérer 36,9 % des travaux d’expansion et de fournir une levée de pression de 9,51 bars, avec un rendement exergétique encore relativement faible de 23,0 %.

2.4. Sous-refroidissement mécanique au Gas-cooler/condenseur

Il est bien connu que les cycles CO₂ transcritiques sont spécifiquement adaptés aux régions froides. En effet, la température ambiante joue un rôle majeur sur la température de sortie du gas cooler. Llopis et al. (2016) [LLO 16] a étudié une installation de réfrigération avec et sans sous-refroidissement mécanique dédié. L’étude a montré une augmentation significative du COP entre 6,9 et 30,3 %. En plus de fournir une qualité de vapeur inférieure à l’entrée de l’évaporateur, le sous-refroidissement mécanique permet également de diminuer la pression optimale, ce qui contrebalance la puissance supplémentaire requise pour faire fonctionner le système de sous-refroidissement dédié.

2.5. Mise en œuvre d’unités de récupération de chaleur sensible

La réfrigération au CO₂ est aussi intéressante du point de vue du chauffage. Par rapport aux HFC traditionnels, son indice de compression et son enthalpie plus élevés signifient une densité de chaleur plus élevée fournie au condenseur/gas cooler. L’insertion d’unités de récupération de chaleur résiduelle offre un avantage secondaire, en particulier dans la réfrigération commerciale. La chaleur produite au condenseur est utilisée pour fournir une chaleur sensible à des applications voisines [BOU 14]. Colombo et al. [COL 14] a analysé l’impact de la récupération d’un booster transcritique au CO₂ sur les applications thermiques commerciales et résidentielles. Avec une température au refoulement du compresseur allant jusqu’à 160 °C et une température de sortie du gas cooler de 30 °C, la récupération de chaleur permet de compenser l’alimentation en eau chaude sanitaire, les besoins de chauffage d’air ainsi que d’alimenter des réseaux de chaleur urbains pendant l’hiver. Au total, cela permet de réduire la

consommation de gaz de 70% et la consommation d'électricité de 16% et donc d'améliorer l'efficacité énergétique globale du supermarché et des consommateurs d'énergie dans les environs. Cet axe d'amélioration est particulièrement adapté aux applications supermarchés compte tenu de leur proximité avec les réseaux de chaleur urbains et les consommateurs d'énergie low-grade.

3. Conception du système piston hydro-CO₂ « PackGy »

Pour opérer un cycle de réfrigération entre deux réservoirs thermiques, la solution optimale est d'exécuter un cycle de Carnot idéal suivant 2 segments de compression/détente entièrement isothermes et 2 segments de compression/détente isentropique en condition sous-critiques. Le cycle idéal transcritique étant un dérivé de ce dernier, portant le nom de Lorentz. L'architecture actuelle des machines induit de nombreuses irréversibilités provenant principalement du détendeur (détente isenthalpique Joule-Thomson et sous-refroidissement préalable) et du compresseur (compression non-réversible et surchauffe préalable). De plus, la présence d'huile de lubrification est source de nombreuses limitations en termes de choix d'équipement, de conditions de fonctionnement et de problèmes liés à la gestion de l'huile. Au travers d'une revue complète de l'architecture système, présentée dans les articles précédents [FAR 22][BYR 21], la technologie de PackGy permet d'augmenter considérablement l'efficacité exergétique de son cycle thermodynamique composé des segments suivants représentés à la Figure 3 :

- 0-1 : compression isochore (facultatif si la chaleur sensible froide peut être utile ou si la chaleur sensible chaude est disponible)
- 1-2 : Compression isentropique
- 2-3 : Compression isotherme
- 3-4 : Condensation isobare (transcritique) ou isotherme (sous-critique)
- 4-5 : Détente isentropique
- 5-0 : Evaporation isotherme.

Ceci est permis en utilisant 3 innovations contre-intuitives: (i) un nouveau piston hydro-CO₂ (ii) un fonctionnement en mode discontinu (iii) ralentissement de la vitesse du cycle et augmentation du volume. La Figure 3 présente le principe de fonctionnement simplifié du piston hydro-CO₂ et sa disposition pour une application frigorifique avec des températures de compression isotherme (HT) et d'évaporation (LT) respectivement à 50 °C et -40 °C.

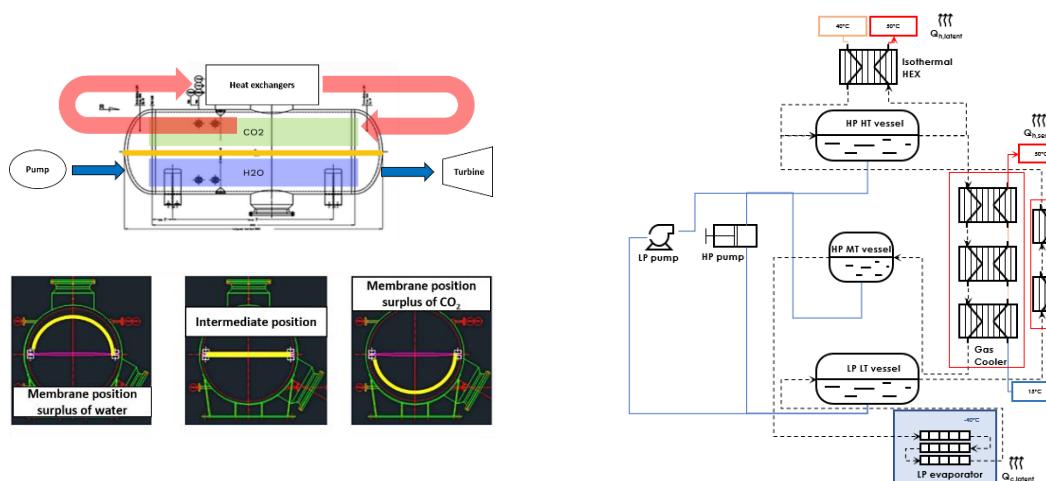


Figure 3. Principe simplifié du piston hydro-CO₂

4. Etude numérique

4.1. Description du modèle

Le modèle numérique thermodynamique a été développé en Python et couplé à la base de données REFPROP pour récupérer les propriétés thermodynamiques du fluide de travail. Pour faciliter la comparaison d'un cycle discontinu avec les STC, seules les notions de production totale d'énergie ont été comparées pour la même masse transportée dans le système. La comparaison par puissance d'échange n'est pas possible compte tenu des différences induites par le caractère de continuité. Afin de calculer la performance du cycle, les éléments formant le système ont été modélisés comme décrit ci-dessous.

4.1.1. Echangeurs de chaleur

Chaque échangeur de chaleur du système est caractérisé par son efficacité calculée comme ci-dessous et en prenant en compte 2% de pertes dans l'environnement lors de l'échange. Leur efficacité est calculée selon l'équation ci-dessous.

$$\varepsilon = \frac{c_c(T_{c,o} - T_{c,i})}{c_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (1)$$

	Isochore	Isotherme	Condensation HP	Evaporation BP
Efficacité [%]	77.3	83.3	89.3	-
LMTD [K]	5	2	5	2

Tableau 1. Caractéristiques des échangeurs de chaleur

4.1.2. Pompes et compresseurs

En STC, Sakar et al. (2004) [SAR 04] a étudié les compresseurs permettant de fournir leur rendement isentropique en fonction du rapport de compression – il est à noter que ces rendements sont très optimistes comparés aux performances des systèmes trouvés dans le commerce :

$$n_{is} = 0.815 + 0.022 \left(\frac{p_{HP}}{p_{BP}} \right) - 0.0041 \left(\frac{p_{HP}}{p_{BP}} \right)^2 + 0.0001 \left(\frac{p_{HP}}{p_{BP}} \right)^3 \quad (2)$$

Dans le cycle hydro-CO₂ pistons, le rendement isentropique de la pompe à piston (type plunger) est constant à 92% sur toute la plage de taux de compression.

4.1.3. Calcul optimal de la haute pression

Dans les STC, Wang et al. [WAN 20] a détaillé le calcul optimal de la haute pression :

$$p_{HP,opt,SCT} = 0.1(4.9 + 2.256 T_{GC,i} - 0.17 T_{evap} + 0.002 T_{GC,i}^2) [MPa] \quad (3)$$

Dans le cycle à piston hydro-CO₂, diverses simulations ont fourni le graphique suivant présentant le COP_f optimal en fonction de la sortie du gas cooler et des températures d'évaporation.

$$p_{HP,opt,1} = 0.1(-152.5 + 15.30 T_{GC,out} - 0.350 T_{GC,out}^2 + 0.003 T_{GC,out}^3) [MPa] \quad (4)$$

$$p_{HP,opt,2} = 0.1(-204.34 + 19.390 T_{GC,out} - 0.454 T_{GC,out}^2 + 0.004 T_{GC,out}^3) [MPa] \quad (5)$$

Les performances du système sont évaluées à l'aide du COP chaud (COP_c) et du COP froid (COP_f). Afin de palier aux biais liés aux écarts de température des COP, les performances du cycle PackGy sont comparées aux performances du cycle standard STC et du cycle de Lorentz. Ce dernier étant l'optimum théorique se rapprochant le plus du cycle considéré par l'étude.

- (i) r_{STC} : rapport de performance entre COP_{PackGy} et COP_{STC}
- (ii) $r_{id,Lorentz}$: rapport entre COP_{PackGy} et le $COP_{Lorentz}$ idéal pour les cycles transcritiques

Il est important de noter que des rapports supérieurs à 1 peuvent être obtenus même dans la comparaison avec le cycle de Lorentz, puisque les cycles thermodynamiques ne suivent pas les mêmes segments – et par conséquent certaines règles thermodynamiques. En effet, le gain énergétique rendu par la compression isotherme permet dans plusieurs cas de figure de compenser les irréversibilités causées par le système.

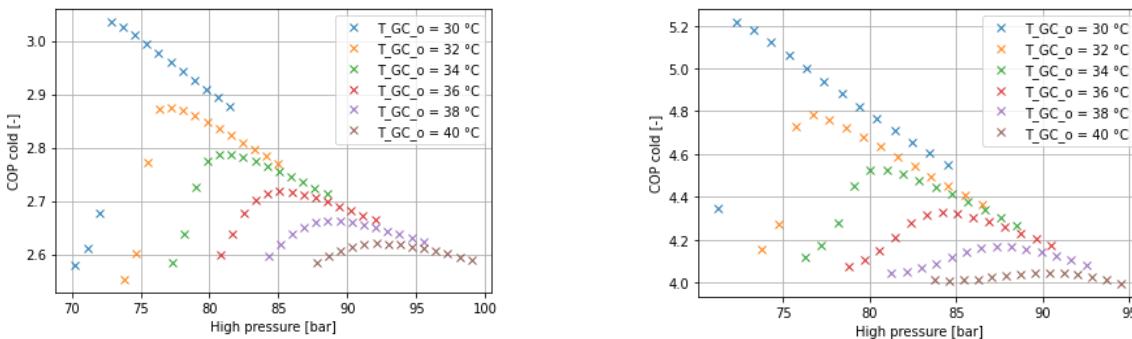


Figure 4. Calcul de la haute pression optimale du piston hydro-CO₂ pour des températures d'évaporation de 22°C (gauche) et -2°C (droite)

4.2. Validation du modèle numérique

Le modèle thermodynamique a été développé en utilisant Python et la base de données REFPROP pour quantifier l'efficacité du système et la comparer avec les solutions existantes. Tout d'abord, ce modèle a été validé sur le fonctionnement d'un STC à l'aide de données expérimentales extraites de Llopis et al. (2016) [31] et Wang et al. (2020) [36]. Pour la validation de Llopis, une correction a été ajoutée au COP expérimental. Dans le document, le COP est calculé en fonction de la consommation électrique nette alors que le modèle utilise le travail mécanique net. Ainsi le COP fourni est ajusté sur la valeur moyenne de différence attribuée au rendement moteur et estimé à 60,1 %. Pour compléter l'étude, une validation a été réalisée sur le titre de vapeur. Tous les points calculés sont contenus dans l'intervalle [-11 %, 12 %] avec une variance $R^2 = 0,92$.

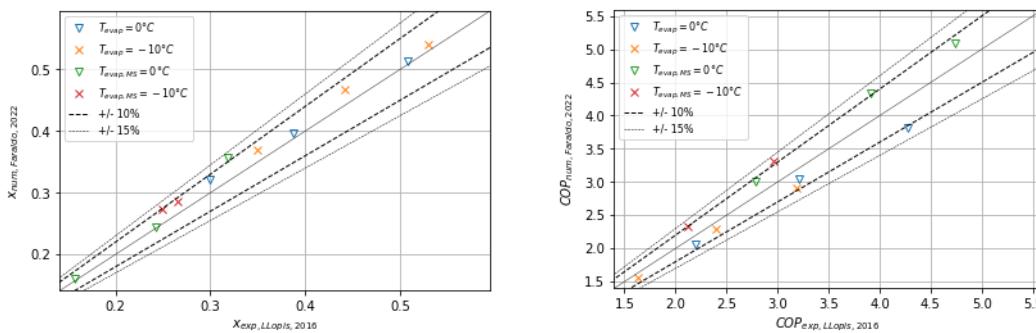


Figure 5. Validation du modèle numérique Python+REFPROP via les données expérimentales de Llopis et al. [31] comparant les données numériques retournées aux données expérimentales extraites pour le titre de vapeur (gauche) et le COP (droite)

La validation de Wang et al. a fourni un résultat très précis car tous les points calculés sont contenus dans la plage [1,0 %, 4,8 %] avec une variance $R^2 = 0,99$.

4.3. Etudes de cas

Afin de comparer les cycles STC et le nouveau piston hydro-CO₂ pour des applications de froid négatif et positif, deux cas d'études ont été définis et sont présentés en Tableau 2.

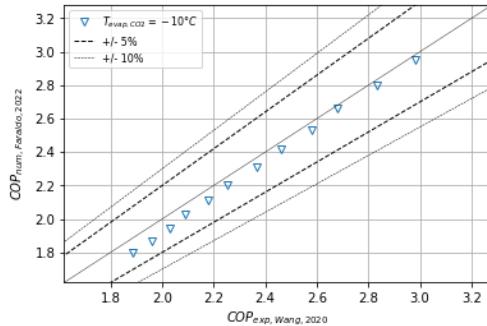


Figure 6. Validation du modèle numérique Python+REFPROP via les données expérimentales de Wang et al. [36] comparant le COP numérique retourné aux données expérimentales extraites

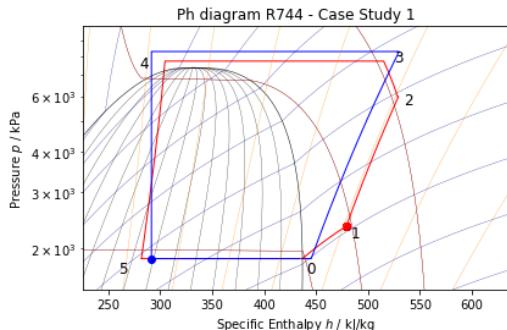
	Unités	Etude de cas 1	Etude de cas 2
Pression BP évaporateur	[bar / (°C)]	18.5 / (-22)	30.5 / (-2)
Température en sortie de gas cooler	[°C]	32	32
Pincement des échangeurs	[K]	2 ou 5	2 ou 5
STC			
HP optimale	[bar]	83.8	79.5
Taux de compression	[-]	4.5	2.6
Rendement compresseur	[%]	84.3	84.6
Piston hydro-CO ₂			
HP optimale	[bar]	77.3	77.7
Taux de compression	[-]	4.2	2.5
Rendement pompe hydraulique	[%]	92	92
Température de compression isotherme	[°C]	92	-

Tableau 2. Paramètres des deux études de cas pour les STC et le piston hydro-CO₂

5. Résultats et discussion

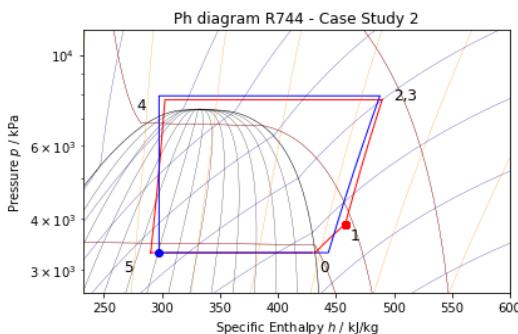
Les résultats qui suivent sont divisés en COP de chaleur sensible et latente. Dans le cycle du piston hydro CO₂, le segment de compression isochore permet de fournir de la chaleur sensible côté froid et la compression isotherme permet de fournir de la chaleur latente côté chaud.

La première étude de cas fournit la meilleure augmentation de COP avec +56% et +21% respectivement pour la production de froid et de chaud par rapport à un cycle STC. La deuxième étude de cas fournit des performances inférieures avec des améliorations de 38% et 13% qui sont des résultats facilement atteints aujourd’hui avec des éjecteurs et d’autres systèmes faciles à mettre en œuvre. Cette baisse de performance apparaît principalement parce que la compression isotherme, segment clé du nouveau cycle thermodynamique, n'est pas atteinte en raison d'un taux de compression insuffisant et d'une température de compression isotherme trop importante.



Etude de cas n°1	Refroidissement	Chauffage
COP PackGy (sensible / latent)	2.69 (0.46 / 2.23)	3.44 (3.02 / 0.42)
COP STC	1.72	2.82
r_{STC} (sensible / latent)	156 % (26 / 130) %	121 % (107 / 14) %
$r_{id,Lorentz}$ (sensible / latent)	97 % (16 / 81) %	91 % (80 / 11) %

Figure 7. Diagramme P-h et résultat de l'étude de cas 1 pour le STC (bleu) et le piston hydro-CO₂ (rouge)



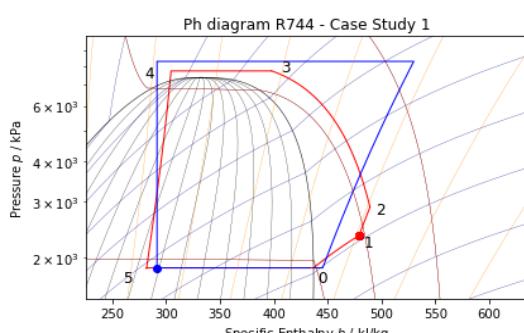
Etude de cas n°2	Refroidissement	Chauffage
COP PackGy (sensible / latent)	4.17 (0.51 / 3.66)	4.85 (4.85 / 0)
COP STC	3.02	4.28
r_{STC} (sensible / latent)	138 % (17 / 121) %	113 % (113 / 0) %
$r_{id,Lorentz}$ (sensible / latent)	86 % (11 / 75) %	83 % (83 / 0) %

Figure 8. Diagramme P-h et résultat de l'étude de cas 2 pour le STC (bleu) et le piston hydro-CO₂ (rouge)

Dans les applications commerciales traditionnelles, la chaleur sensible côté froid, et la chaleur latente côté chaud peuvent ne pas représenter d'utilité particulière. Par conséquent, ils ne devraient pas être comptabilisés dans le COP si aucun usage n'est identifié. Cette section présente trois façons d'optimiser et d'accroître l'intérêt de la technologie PackGy pour les applications de réfrigération.

5.1. Compression isotherme sur l'environnement

Même s'il a montré que la chaleur transmise au gas cooler peut être valorisée dans les STC dans des applications extérieures, il est intuitif de voir qu'il sera plus intéressant d'éviter cet excès de chaleur si possible. La compression isotherme est possible à n'importe quelle température. Et si aucun processus industriel ne nécessite de chaleur à température constante, l'option optimale est d'ajuster la température de compression isotherme à l'environnement. En effet, la compression isotherme permet de diminuer significativement le travail requis et d'augmenter le COP_f STC de +112%. Cette part est réduite à +77 % si l'on ne tient compte que de la production de chaleur froide latente.

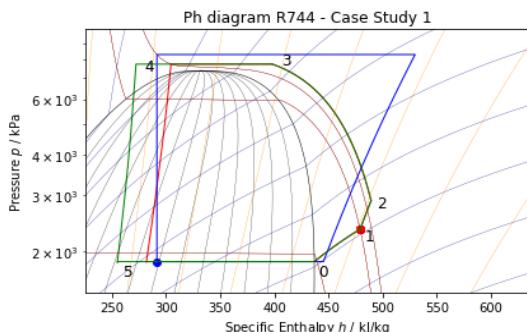


Etude de cas n°1	Refroidissement	Chaussage
COP PackGy (sensible / latent)	3.64 (0.62 / 3.02)	-
COP STC	1.72	-
r_{STC} (sensible / latent)	212 % (36 / 177) %	-
$r_{id,Lorentz}$ (sensible / latent)	132 % (22 / 110) %	-

Figure 9. Diagramme P-h et résultat de l'étude de cas 1 pour le STC (bleu) et le piston hydro-CO₂ avec compression isotherme sur l'environnement (rouge)

5.2. Utilisation de la chaleur sensible froide pour alimenter le sous-refroidissement

Un aspect intéressant de la création de chaleur sensible côté froid est de la réutiliser pour diminuer la température à la sortie du gas cooler. La Figure 10 montre le nouveau cycle (ligne verte) permis par ce sous-refroidissement supplémentaire. En comparant la Figure 9 et la Figure 10, le COP_f latent est augmenté de 6%. En effet, si le titre de vapeur est réduit de 17%, le travail à fournir lors de la condensation isobare est augmenté de 10.3%.



Etude de cas n°1	Refroidissement	Chaudrage
COP PackGy (sensible / latent)	3.13 (0 / 3.13)	-
COP STC	1.72	-
r _{STC} (sensible / latent)	182 % (0 / 182) %	-
r _{id,Lorentz} (sensible / latent)	113 % (0 / 113) %	-

Figure 10. Diagramme P-h et résultat de l'étude de cas n°1 pour le STC (bleu) et pour le piston hydro-CO₂ avec compression isotherme (rouge) et compression isotherme + sous-refroidissement (vert)

6. Conclusions

La revue bibliographique a permis d'identifier les avantages et inconvénients des solutions techniques afin d'améliorer les systèmes de réfrigération par compression de vapeur. Cette revue montre que les pistes envisagées consistent à améliorer le rendement de composants des installations traditionnelles ou de trouver des solutions pour récupérer les sous-produits du cycle pour d'autres applications. Cependant, aucune piste vise à remettre en question l'architecture générale du système. Cette étude présente une nouvelle technologie de réfrigération pour des applications commerciales. Après avoir décrit les innovations majeures du piston hydro-CO₂, le modèle numérique développé pour l'étude est présenté. Il est validé avec des données expérimentales mesurées sur des cycles transcritiques standard. En particulier, les informations sur les échangeurs de chaleur, les pompes et les corrélations haute pression optimales sont quantifiées. Ensuite, deux études de cas sont étudiées pour présenter le rendement de la nouvelle technologie pour différents niveaux de température dans la réfrigération commerciale. Enfin, d'autres améliorations et l'optimisation des processus montrent l'étendue potentielle de la technologie pour les applications commerciales à froid.

Bibliographie

- [REI 10] REINHOLDT L., MADSEN C. « Heat recovery on CO₂ systems in supermarkets », *Proceedings of the 9th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants*, 12-14th April 2010.
- [LUN 00] LUNDQVIST P., « Recent refrigeration equipment trends in supermarkets: energy efficiency as leading edge », *Bull. Institute of Refrigeration*, 2000.
- [MIN 10] MINEA V., « Using heat pumps for energy recovery in supermarket refrigeration systems », *IEA Heat Pump Centre Newsletter* 28, pp. 24-30, 2010.
- [AST 22] ASTUTE ANALYSTICA « Global Frozen Food Market », 2022.
- [CIT 22] CITEPA « Inventaire des émissions de fluides frigorigènes pour la France métropole – Résultats 2020, estimations provisoires pour 2021 », 2022.
- [SKM 18] SKM ENVIROS « Phase-down of HFC consumption in the EU-Assessment of implications for the RAC sector», 2018.
- [SCH 14] SCHONENBERGER J., HAFNER A., BANASIAK K., GIROTT S. « Experience with ejectors implemented in a R744 booster system operating in a supermarket », *Proceedings of the 11th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants*, 2014.

[EU 14] EUROPEAN COMMISSION, « Regulation (EU) N° 517/2014 of the European Parliament and of the Council of 16th April 2014 on Fluorinated Greenhouse Gases and Repealing Regulation (EC) », 2014.

[SHE 18] SHECCO, « F-Gas regulation shaking up the HVAC & R industry », 2018.

[VEL 09] VELDERS G., FAHEY D., DANIEL J., MCFARLAND M., ANDERSEN S., « The large contribution of projected HFC emissions to future climate forcing », *Proceedings of the National Academy of Science*, Vol. 106-27, 2009.

[ATM 22] ATMOSPHERE, « The Rising Threat of HFOs and TFA to Health and the Environment », 2022.

[KIM 04] KIM M.-H, PETTERSEN J., BULLARD C., « Fundamental process and system design issues in CO₂ vapour compression systems », *Prog. Energy Combustion Science* 30, pp. 119-174, 2004.

[IPC 06] INTERGOVERNMENTAL PANEL ON CLIMATE CHANGE « IPCC Guidelines », Vol. 3 Chapter 7, 2006.

[IPC 96] INTERGOVERNMENTAL PANEL ON CLIMATE CHANGE « IPCC Guidelines », Chapter 2.17, 1996.

[MEU 15] MEUNIER F., RIVET P., TERRIER M.-F., « Production de froid industriel, commercial domestique et conditionnement d'air », Dunod, 2015.

[LOR 94] LORENTZEN G., « Revival of carbone dioxide as a refrigerant », *International Journal of Refrigeration*, pp. 292-301, 1994.

[GIR 04] GIROTTA S., MINETTO S., NEKSA P., « Commercial refrigeration system using CO₂ as refrigerant », *International Journal of Refrigeration* 27, pp. 717-723, 2004.

[BAI 16] BAI T., YU J., YAN G., « Advanced exergy analysis of an ejector expansion transcritical CO₂ refrigeration system », *Energy Conversion and Management* 126, pp. 850-861, 2016.

[YU 09] YU J., TIAN G., YU Z., « Exergy analysis of Joules-Thomson cryogenic refrigeration cycle with an ejector », *Energy* 34, pp. 1864-1869, 2009.

[SAR 04] SARKAR J., BHATTACHARYYA S., GOPAL M., « Optimisation of a transcritical cycle CO₂ heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications », *Journal Supercritical Fluids* 58, pp. 26-30, 2004.

[MIT 19] MITSOPOULOS G., SYNGOUNAS E., TSIMPOUKIS D., BELLOS E., TZIVANIDIS C., AGANOSTATOS S., « Annual performance of a supermarket refrigeration system using different configurations with CO₂ refrigerant », *Energy Conversion and Management*, 2019.

[SAR 10] SARKAR J., AGRAWAL N., « Performance optimization of a transcritical CO₂ cycle with parallel compression economization », *International Journal of Thermal Sciences* 49-5, pp. 838-843, 2010.

[CHE 14] CHESI A., ESPOSITO F., FERRARA G., FERRARI L., « Experimental analysis of R744 parallel compression cycle », *Applied Energy* 135, pp. 274-285, 2014.

[GUL 16] GULLO P., ELMEGAARD B., CORTELLA G., « Advanced exergy analysis of a R744 booster refrigeration system with parallel compression », *Energy* 107, pp. 562-571, 2016.

[ZHA 15] ZHANG Z., TONG L., WANG X., « Thermodynamic analysis of double-stage compression transcritical CO₂ refrigeration cycles with expander », *Entropy* 17, 2015.

[GUL 18] GULLO P., HAFNER A., BANASIAK K., « Transcritical R744 refrigeration systems for supermarket applications: Current status and future perspectives », *International Journal of Refrigeration* 93, pp. 269-310, 2018.

[BAN 15] BANASIAK K., HAFNER A., KRIEZY E., MADSEN K., BIRKELUND M., FREDSLUND K., OLSSON R., « Development and performance mapping of a multi-ejector expansion work recovery pack for R744 vapour compression units », *International Journal of Refrigeration* 57, pp. 265-276, 2015.

[BAI 15] BAI T., YAN G., YU J., « Thermodynamics analysis of a modified dual-evaporator CO₂ transcritical refrigeration cycle with two-stage ejector », *Energy* 84, pp. 325-335, 2015.

[KIM 04] KIM M.-H, PETTERSEN J., BULLARD C., « Fundamental process and system design issues in CO₂ vapour compression systems », *Prog. Energy Combustion Science* 30, pp. 119-174, 2004.

[HAF 14] HAFNER A., FOSTERLING S., BANASIAK K. « Multi-ejector concept for R744 supermarket refrigeration », *International Journal of Refrigeration* 43, pp. 1-13, 2014.

[ELB 21] ELBARGHTI A., DVORAK V., HAFNER A., BANASIAK K., « An experimental study of an ejector-boosted transcritical R744 refrigeration system including an exergy analysis », *Energy Conversion Management* 238, 2021.

[LLO 16] LLOPIS R., ANDRES L.-N., SANCHEZ GARCIA-VACAS D., GIL J.-C., CABELLO R., « Experimental evaluation of a CO₂ transcritical refrigeration plant with dedicated mechanical subcooling », *International Journal of Refrigeration*, pp. 361-268, 2016.

- [BOU 17] BOUTEILLER P., « Etude expérimentale de cycles de pompes à chaleur utilisant des mélanges à base de CO₂ », 2017.
- [COL 14] COLOMBO I., MAIDMENT G., CHAER I., MISSENDEN J.-M., « Carbon Dioxide refrigeration with heat recovery for supermarkets », *International Journal of Low-Carbon Technologies* 9, p.38-44, 2014.
- [FAR 22] FARALDO F., BYRNE P., LOISEAU P., LALANNE P., « Techno-economical study of a pilot plant for energy production and long-duration storage using pumped-hydro and carbon dioxide transcritical cycles », *Proceedings of 15th IIIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerations, 13-15th June, Trondheim*, 2022.
- [BYR 21] BYRNE P., LALANNE P., « Parametric Study of a Long-Duration Energy Storage Using Pumped-Hydroand Carbon Dioxide Transcritical Cycles », *Energies*, 2021.
- [WAN 20] WANG D., CHEN Z., GU Z., LIU Y., KOU Z., TAO L., « Performance analysis and comprehensive comparison between CO₂ and CO₂/ethane azeotropy mixture as a refrigerant used in single-stage and two-stage vapor compression transcritical cycles », *International Journal of Refrigeration* 115, pp. 39-47, 2020.