N°d'ordre NNT : 2023ISAL0121

THESE de DOCTORAT DE L'INSA LYON, membre de l'Université de Lyon

Ecole Doctorale N° 182
Mécanique, Energétique, Génie Civil, Acoustique

Spécialité/ discipline de doctorat : Thermique et énergétique

Soutenue publiquement le 07/12/2023, par :
Ana Maria PAEZ ALVAREZ

Optimisation énergétique d'un groupe frigorifique au CO_2 transcritique

Devant le jury composé de :

Le Pierres, Nolwenn	Professeure / Université Savoie Mont Blanc	Présidente
Grosu, Lavinia	Maître de Conférences HDR / Université Paris Nanterre	Rapporteuse
Lemort, Vincent	Professeur / Université de Liège	Rapporteur
Ballot-Miguet, Bénédicte	Docteure / EDF R&D	Examinatrice
Michel, Benoit	Docteur / INSA Lyon	Examinateur
Tauveron, Nicolas	Directeur de recherche/ CEA Grenoble	Examinateur
Revellin, Rémi	Professeur / INSA Lyon	Directeur de thèse
Tobaly, Pascal	Professeur émérite / Université Sorbonne Paris Nord, Lafset CNAM	Co-Directeur de thèse

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

INSTITUT NATIONAL DES SCIENCES APPLIQUÉES LYON

Département de la Formation par la Recherche et des Études Doctorales (**FEDORA**)

Bâtiment INSA direction, 1er étage
37, av. J. Capelle
69621 Villeurbanne Cédex
fedora@insa-lyon.fr

Référence : TH1043_PAEZ Ana

L'INSA Lyon a mis en place une procédure de contrôle systématique via un outil de détection de similitudes (logiciel Compilatio). Après le dépôt du manuscrit de thèse, celui-ci est analysé par l'outil. Pour tout taux de similarité supérieur à 10%, le manuscrit est vérifié par l'équipe de FEDORA. Il s'agit notamment d'exclure les auto-citations, à condition qu'elles soient correctement référencées avec citation expresse dans le manuscrit.

Par ce document, il est attesté que ce manuscrit, dans la forme communiquée par la personne doctorante à l'INSA Lyon, satisfait aux exigences de l'Etablissement concernant le taux maximal de similitude admissible.

INSA LYON
Campus LyonTech La Doua
20, avenue Albert Einstein - 69621 Villeurbanne cedex - France
Tél. +33 (0)4 72 43 83 83 - Fax +33 (0)4 72 43 85 00
www.insa-lyon.fr

membre de UNIVERSITÉ DE LYON

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Département FEDORA – INSA Lyon - Ecoles Doctorales

SIGLE	ECOLE DOCTORALE	NOM ET COORDONNEES DU RESPONSABLE
ED 206 CHIMIE	**CHIMIE DE LYON** https://www.edchimie-lyon.fr Sec. : Renée EL MELHEM Bât. Blaise PASCAL, 3e étage secretariat@edchimie-lyon.fr	**M. Stéphane DANIELE** C2P2-CPE LYON-UMR 5265 Bâtiment F308, BP 2077 43 Boulevard du 11 novembre 1918 69616 Villeurbanne directeur@edchimie-lyon.fr
ED 341 E2M2	**ÉVOLUTION, ÉCOSYSTÈME, MICROBIOLOGIE, MODÉLISATION** http://e2m2.universite-lyon.fr Sec. : Bénédicte LANZA Bât. Atrium, UCB Lyon 1 Tél : 04.72.44.83.62 secretariat.e2m2@univ-lyon1.fr	**Mme Sandrine CHARLES** Université Claude Bernard Lyon 1 UFR Biosciences Bâtiment Mendel 43, boulevard du 11 Novembre 1918 69622 Villeurbanne CEDEX e2m2.codir@listes.univ-lyon1.fr
ED 205 EDISS	**INTERDISCIPLINAIRE SCIENCES-SANTÉ** http://ediss.universite-lyon.fr Sec. : Bénédicte LANZA Bât. Atrium, UCB Lyon 1 Tél : 04.72.44.83.62 secretariat.ediss@univ-lyon1.fr	**Mme Sylvie RICARD-BLUM** Laboratoire ICBMS - UMR 5246 CNRS - Université Lyon 1 Bâtiment Raulin - 2ème étage Nord 43 Boulevard du 11 novembre 1918 69622 Villeurbanne Cedex Tél : +33(0)4 72 44 82 32 sylvie.ricard-blum@univ-lyon1.fr
ED 34 EDML	**MATÉRIAUX DE LYON** http://ed34.universite-lyon.fr Sec. : Yann DE ORDENANA Tél : 04.72.18.62.44 yann.de-ordenana@ec-lyon.fr	**M. Stéphane BENAYOUN** Ecole Centrale de Lyon Laboratoire LTDS 36 avenue Guy de Collongue 69134 Ecully CEDEX Tél : 04.72.18.64.37 stephane.benayoun@ec-lyon.fr
ED 160 EEA	**ÉLECTRONIQUE, ÉLECTROTECHNIQUE, AUTOMATIQUE** https://edeea.universite-lyon.fr Sec. : Philomène TRECOURT Bâtiment Direction INSA Lyon Tél : 04.72.43.71.70 secretariat.edeea@insa-lyon.fr	**M. Philippe DELACHARTRE** INSA LYON Laboratoire CREATIS Bâtiment Blaise Pascal, 7 avenue Jean Capelle 69621 Villeurbanne CEDEX Tél : 04.72.43.88.63 philippe.delachartre@insa-lyon.fr
ED 512 INFOMATHS	**INFORMATIQUE ET MATHÉMATIQUES** http://edinfomaths.universite-lyon.fr Sec. : Renée EL MELHEM Bât. Blaise PASCAL, 3e étage Tél : 04.72.43.80.46 infomaths@univ-lyon1.fr	**M. Hamamache KHEDDOUCI** Université Claude Bernard Lyon 1 Bât. Nautibus 43, Boulevard du 11 novembre 1918 69 622 Villeurbanne Cedex France Tél : 04.72.44.83.69 direction.infomaths@listes.univ-lyon1.fr
ED 162 MEGA	**MÉCANIQUE, ÉNERGÉTIQUE, GÉNIE CIVIL, ACOUSTIQUE** http://edmega.universite-lyon.fr Sec. : Philomène TRECOURT Tél : 04.72.43.71.70 Bâtiment Direction INSA Lyon mega@insa-lyon.fr	**M. Jocelyn BONJOUR** INSA Lyon Laboratoire CETHIL Bâtiment Sadi-Carnot 9, rue de la Physique 69621 Villeurbanne CEDEX jocelyn.bonjour@insa-lyon.fr
ED 483 ScSo	**ScSo**[1] https://edsciencessociales.universite-lyon.fr Sec. : Mélina FAVETON Tél : 04.78.69.77.79 melina.faveton@univ-lyon2.fr	**M. Bruno MILLY** (INSA : J.Y. TOUSSAINT) Univ. Lyon 2 Campus Berges du Rhône 18, quai Claude Bernard 69365 LYON CEDEX 07 Bureau BEL 319 bruno.milly@univ-lyon2.fr

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

[1] ScSo : Histoire, Géographie, Aménagement, Urbanisme, Archéologie, Science politique, Sociologie, Anthropologie

A mis padres German y Mary,
y mi hermano Juan

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Remerciements

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude envers toutes les personnes qui ont contribué à la réalisation de ce projet de thèse.

Je voudrais remercier mon directeur de thèse Rémi Revellin, mon co-directeur de thèse Pascal Tobaly, ma tutrice de thèse à EDF R&D Bénédicte Ballot-Miguet et mon encadrant Benoit Michel pour leur accompagnement tout au long de cette aventure académique.

Je voudrais spécialement remercier Rémi Revellin pour nos discussions scientifiques sur les différents systèmes frigorifiques et pour sa réactivité lorsque j'avais des questions techniques.

Pascal Tobaly a été d'une grande aide pour mes travaux sur l'exergie et la thermodynamique des composants, qu'il en soit ici remercié. Sa connaissance des comportements des mélanges de fluides m'a été précieuse.

Je remercie Benoit Michel tout particulièrement pour nos fructueux échanges sur les incertitudes de mesures et les échangeurs de chaleur.

Je voudrais remercier particulièrement ma tutrice Bénédicte Ballot-Miguet qui a su m'accompagner techniquement et moralement pendant ce processus. Elle m'a présentée à la société française du froid ainsi qu'à différents experts internationaux dans le domaine, ce que j'ai beaucoup apprécié. Ses encouragements m'ont été d'un grand réconfort dans les moments difficiles de ma thèse, et j'ai énormément appris d'elle sur l'industrie du froid.

Je voudrais remercier également mon jury de thèse Vincent Lemort, Nolwenn Le Pierres, Lavinia Grosu, et Nicolas Tauveron qui ont porté un intérêt à mon projet de recherche.

Je voudrais remercier spécialement la cheffe de département de TREE à EDF R&D, Isabelle Hita, le chef de département délégué Louis Quinchon, et mes différents chefs de groupe Emmanuel Chabut, Pierre De Gavriloff et Arnaud Barthet de m'avoir fait confiance depuis le début de ma thèse et d'avoir permis de faire cette thèse dans des conditions matérielles exceptionnelles avec un banc d'essais bien instrumenté.

Je tiens à remercier profondément ce que j'ai affectueusement appelé la 'Team CO_2' : elle est composée de Nicolas Wadoux, Olivier Pateau et Bénédicte Ballot-Miguet. Sans cette Team CO_2, ces travaux de recherche n'auraient pas pu être réalisés. Ils ont toujours été là pour écouter mes idées et m'aider à résoudre les différents problèmes rencontrés autour du banc d'essai. Chacune et chacun, avec ses compétences professionnelles et personnelles, font de cette équipe une équipe extraordinaire.

Je voudrais remercier profondément Phillippe Haberschill pour toutes nos discussions techniques très enrichissantes et pour avoir partagé avec moi sa passion sur les systèmes frigorifiques.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Un grand merci aux équipes E3I et E3B d'EDF R&D, qui ont fait partie de mon quotidien dans les différentes étapes de ma thèse. Nos discussions techniques, nos moments de convivialité, nos sorties de groupe ont rendu cette expérience à EDF véritablement unique. Je tiens tout particulièrement à remercier l'équipe Climatron, qui a toujours été là pour m'encourager et me réconforter dans les moments difficiles de la thèse.

Je tiens à remercier Baptiste Jarnac de l'équipe E3S pour ses précieux conseils en Python. Je voudrais également remercier Yannick Beucher pour nos riches discussions thermodynamiques et pour avoir pris le temps de m'écouter lorsque j'avais des questions techniques. Je tiens également à remercier Frédéric Chaput pour toute son expertise en métrologie, qui m'a été d'une grande aide dans ma thèse.

Enfin, je souhaite adresser ma gratitude à tous mes amis et à ma famille qui m'ont accompagnée tout au long de ces années de thèse. Votre soutien a été inestimable.

Encore une fois, un grand merci à tous pour avoir rendu cette expérience de thèse enrichissante et mémorable.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Résumé

Le dioxyde de carbone (CO_2, R744) est une alternative prometteuse pour les systèmes de réfrigération car il ne contribue pas à l'appauvrissement de la couche d'ozone et a très peu d'impact sur le réchauffement climatique par rapport aux autres fluides frigorigènes conventionnels tels que les HFC et les HFO. De plus, contrairement à certains fluides naturels, il n'est ni toxique, ni inflammable, ni corrosif. Toutefois, les systèmes de réfrigération au CO_2 ont des performances limitées en raison de leur basse température critique (31,1 °C) qui peut être inférieure à la température extérieure. De plus, la pression critique du CO_2 est très élevée, comparée à celle des autres fluides frigorigènes. Pour ces deux raisons, les systèmes thermodynamiques au CO_2 fonctionnent souvent en régime transcritique d'une part, et à très haute pression (supérieure à 73,7 bar) d'autre part.

Cette thèse a pour objectif d'étudier différentes solutions d'amélioration des performances des systèmes de réfrigération mono-étagés (une seule étape d'évaporation) au CO_2 dans la production de froid positif pour les vitrines réfrigérées des supermarchés ou pour des applications de climatisation. Elle se focalise sur des solutions d'amélioration liées à l'architecture de l'installation frigorifique, c'est-à-dire l'utilisation d'organes spécifiques tels que des échangeurs de chaleur internes, des éjecteurs, des compresseurs parallèles, etc.

Dans un premier temps, une étude bibliographique a été menée sur les différentes configurations proposées dans la littérature, ainsi qu'une étude expérimentale de la performance des différents agencements (y compris l'ajout d'échangeurs de chaleur, d'un compresseur parallèle et d'un multi-éjecteur liquide) installés sur un banc d'essai régulé de taille industrielle (40 kW froid).

Les résultats expérimentaux ont mis en évidence l'intérêt de travailler avec une surchauffe réduite (1,8 °C) plutôt qu'avec une surchauffe positive (8 °C). Une différence significative de performance est observée entre l'utilisation d'un compresseur parallèle et celle d'une vanne flash gaz. L'utilisation d'une vanne flash gaz en complément d'autres organes tels qu'un éjecteur ou un économiseur permet une amélioration du coefficient de performance (COP), en régime transcritique et avec une surchauffe de 8 °C, d'environ 6 %, par rapport à un système avec vanne flash gaz seule. Un compresseur parallèle utilisé en complément d'autres organes, quant à lui, offre une amélioration d'environ 16 %. Avec une surchauffe réduite, ces améliorations sont d'environ 10 % et 18 % respectivement.

Bien que l'ajout d'un sous-refroidisseur, d'un économiseur, de deux échangeurs de chaleur interne ou d'un éjecteur monophasique montrent tous une amélioration par rapport au système de référence, ils ne présentent pas de différence significative entre eux en ce qui concerne la performance de l'installation.

La thèse montre également que le choix des équipements doit tenir compte des zones climatiques dans lesquelles la machine sera installée. À partir des données expérimentales, une corrélation du COP en fonction du COP de Carnot et de la charge frigorifique a été

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

développée pour chaque configuration afin de faire une étude de performances annuelles. Quatre villes de France, avec des profils de températures différents, ont été choisies pour cette étude : Nancy, Marseille, Paris et Brest. En choisissant la configuration la plus performante pour chaque ville, il est possible d'améliorer la performance énergétique annuelle de l'installation frigorifique d'environ 7,5 %.

Dans un deuxième temps, des modèles de simulations dynamiques ont été développés sous Dymola (Modelica 4.0) et validés avec les résultats expérimentaux obtenus précédemment. Les écarts entre la simulation et l'expérimentation sont très satisfaisants, étant toujours inférieurs à 10 %. À partir d'une analyse exergétique du système, une étude paramétrique technico-économique a été proposée pour aider au choix du dimensionnement des échangeurs de chaleur.

Dans un troisième temps, des pistes d'amélioration ont été proposées et leurs performances énergétiques ont été évaluées par simulation. Différentes configurations du cycle frigorifique ont été étudiées. La configuration montrant le plus d'intérêt utilise un sous-refroidisseur alimenté par le fluide basse pression provenant de l'évaporateur et de la vanne flash gaz. Elle montre une augmentation maximale du coefficient de performance (COP) de 18 %. Enfin, une étude énergétique et d'inflammabilité a été réalisée sur l'utilisation des mélanges CO_2/propane comme alternative au CO_2 pur pour optimiser le COP d'une installation transcritique au CO_2.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Abstract

Carbon dioxide (CO_2, R744) is a promising alternative for refrigeration systems, as it does not contribute to ozone depletion and has little impact on global warming compared with other conventional refrigerants such as HFCs and HFOs. In addition, it is neither toxic, flammable nor corrosive. However, CO_2 refrigeration systems have limited performance due to their low critical temperature (31.1°C), which can be lower than the outside temperature. In addition, CO_2 critical pressure is very high compared with that of other refrigerants. For these two reasons, the CO_2 thermodynamic systems often work in transcritical conditions and at very high pressure (over 73 bar).

The aim of this thesis is to study different solutions for improving the performance of single-stage CO_2 refrigeration systems (one single evaporation stage) in the production of positive cold for supermarket refrigerated display cases or for air-conditioning applications. It focuses on improvements related to the architecture of the refrigeration system, which means the use of specific components such as internal heat exchangers, ejectors, parallel compressors, etc.

First, a literature review was conducted on various configurations proposed in existing literature. This was followed by an experimental study to assess the performance of these configurations, including the addition of heat exchangers, a parallel compressor, and a liquid multi-ejector. These components were tested on an industrial-scale controlled test bench with a cooling capacity of 40 kW.

The experimental results highlighted the advantages of operating with reduced superheat (1.8 °C) rather than positive superheat (8 °C). Notably, there was a significant performance difference between using a parallel compressor and a flash gas valve. The use of a flash gas valve resulted in an increase in the Coefficient of Performance (COP) of approximately 6 % during transcritical operation with an 8 °C superheat. Conversely, a parallel compressor provided an improvement of approximately 16 %. With reduced superheat, these improvements were approximately 10 % and 18 %, respectively.

Furthermore, the addition of a subcooler, an economizer, two internal heat exchangers, or a single-phase ejector all exhibited improvements compared to the reference system. However, there were no significant performance differences among these modifications.

The thesis also shows that the choice of equipment must consider the climatic conditions in which the machine will be installed. Based on experimental data, a correlation of COP as a function of Carnot COP and cooling load was developed for each configuration in order to carry out an annual performance study. Four French cities with different temperature profiles were chosen for the study: Nancy, Marseille, Paris and Brest. By choosing the most efficient configuration for each city, it is possible to improve the annual energy performance of the refrigeration plant by around 7.5 %.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Secondly, dynamic simulation models were developed using Dymola (Modelica 4.0) and validated against the experimental results obtained previously. The deviations between the simulation and experimental data were highly satisfactory, consistently remaining under 10 %. Subsequently, an exergy analysis of the system was conducted, and a parametric technical-economic study was proposed to aid in determining the appropriate heat exchanger sizing.

In a third stage, potential enhancements were suggested, and their energy performance was assessed by simulation. Different refrigeration cycle configurations were studied, showing a maximum increase in coefficient of performance (COP) of 18 %. Finally, an energy and flammability study was carried out on the use of CO_2/propane mixtures as an alternative to pure CO_2 to optimize the COP of a CO_2 transcritical plant.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Resumen

El dióxido de carbono (CO_2, R744) es una alternativa prometedora para los sistemas de refrigeración porque no contribuye al agotamiento de la capa de ozono y no tiene un alto impacto en el calentamiento global en comparación con otros refrigerantes convencionales como los HFC y los HFO. Adicionalmente no es tóxico, inflamable ni corrosivo. Sin embargo, los sistemas de refrigeración de CO_2 tienen un rendimiento limitado debido a su baja temperatura crítica (31,1°C), que puede ser inferior a la temperatura exterior. Además, la presión crítica del CO_2 es muy elevada en comparación con la de otros refrigerantes. Por estas dos razones, los sistemas termodinámicos de CO_2 operan a menudo en régimen transcrítico y a altas presiones (más de 73 bar).

El objetivo de esta tesis es estudiar diferentes soluciones para mejorar el rendimiento de los sistemas de refrigeración de CO_2 de una sola etapa de evaporación en la producción de refrigeración positiva para vitrinas de supermercados o para aplicaciones de aire acondicionado. Esta tesis se centra en soluciones de mejora vinculadas a la arquitectura de la instalación frigorífica, es decir, al uso de componentes específicos como intercambiadores de calor internos, eyectores, compresores paralelos, etc.

Inicialmente, se realizó un estudio bibliográfico sobre las distintas configuraciones propuestas en la literatura, así como un estudio experimental del rendimiento de los distintos arreglos (incluyendo la adición de intercambiadores de calor, un compresor en paralelo y un multi-eyector líquido) instalados en un banco de pruebas regulado de tamaño industrial (40 kW de refrigeración).

Los resultados experimentales pusieron de manifiesto las ventajas de trabajar con bajo recalentamiento (1.8 °C) en lugar de recalentamiento positivo (8 °C). Se observó una diferencia significativa de rendimiento entre el uso de un compresor en paralelo y el de una válvula llamada flash gas. El uso de la válvula flash gas proporciona una mejora del coeficiente de rendimiento (COP), en el régimen transcrítico y con un recalentamiento de 8 °C, de alrededor del 6%, mientras que un compresor en paralelo proporciona una mejora de alrededor del 16%; con recalentamiento reducido, esta mejora es de alrededor del 10% y el 18% respectivamente. Aunque la adición de un subenfriador, un economizador, dos intercambiadores de calor internos o un eyector monofásico muestran una mejora con respecto al sistema de referencia, no difieren significativamente entre sí en términos del rendimiento del sistema.

La tesis muestra también que la elección de los equipos debe tener en cuenta las condiciones climáticas en las que se instalará la máquina. A partir de los datos experimentales, se ha desarrollado para cada configuración una correlación de COP en función de COP de Carnot y de la carga de refrigeración, con el fin de realizar un estudio de rendimiento anual. Para el estudio se eligieron cuatro ciudades francesas con diferentes perfiles de temperatura: Nancy, Marsella, París y Brest. La elección de la configuración

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

más eficiente para cada ciudad permite mejorar el rendimiento energético anual de la instalación de refrigeración en un 7.5 % aproximadamente.

En segundo lugar, se desarrollaron modelos dinámicos de simulación en Dymola (Modelica 4.0) y se validaron frente a los resultados experimentales obtenidos previamente. Las diferencias entre la simulación y la experimentación fueron muy satisfactorias, siendo inferiores al 10 %. Posteriormente, se llevó a cabo un análisis de exergía del sistema y se propuso un estudio técnico-económico para ayudar a determinar el dimensionamiento adecuado de los intercambiadores de calor.

En tercer lugar, se propuso diferentes mejoras y se evaluó su rendimiento energético usando la simulación. Se estudiaron las diferentes configuraciones del ciclo de refrigeración, y mostraron un incremento máximo de COP del 18 %. Por último, se realizó un estudio energético y de inflamabilidad sobre el uso de mezclas CO_2/propano como alternativa al CO_2 puro para optimizar el COP de una instalación de refrigeración utilizando CO_2 transcrítico.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Sommaire

Remerciements iv
Résumé vi
Abstract i
Resumen iii
Sommaire v
Nomenclature ix
Introduction générale xxi
Chapitre 1 : État de l'art 1
1.1 Introduction 1
1.2 Une brève histoire des fluides frigorigènes 2
1.3 Règlementation des fluides frigorigènes 3
1.3.1 Classification de sécurité 3
1.3.2 Règlementation des équipements sous pression 4
1.3.3 Règlementations environnementales 4
1.4 Le CO_2 comme fluide frigorigène 7
1.4.1 Particularités du CO_2 7
1.4.2 Propriétés thermodynamiques du CO_2 9
1.4.3 Propriétés de transport 10
1.4.4 Mélanges à base de CO_2 11
1.5 Système de réfrigération 13
1.5.1 Cycle thermodynamique classique 13
1.5.2 Performance d'un système de réfrigération 14
1.5.3 Modifications du cycle thermodynamique classique pour le CO_2 14
1.5.4 Récapitulatif des configurations proposées dans la littérature 32
1.6 Conclusion du chapitre 39
Chapitre 2 : Banc d'essais 40
2.1 Introduction 40
2.2 Description du banc d'essais 41
2.2.1 Circuit de réjection de chaleur (A) 42
2.2.2 Circuit de simulation du besoin de froid (B) 43
2.2.3 Groupe de production de froid au CO_2 (C) 44
2.3 Conditions d'essais 55
2.3.1 Configurations 55
2.3.2 Constantes 55
2.3.3 Température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz 55

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

2.3.4 Puissance frigorifique 55
2.3.5 Haute et moyenne pressions 55
2.3.6 Basse pression 56
2.3.7 Surchauffe 56
2.4 Améliorations du pilotage du groupe froid au CO_2 57
2.4.1 Contrôle de la basse pression, de la moyenne pression et de la surchauffe 57
2.4.2 Contrôle de la pression au refroidisseur de gaz 58
2.4.3 Contrôle des éjecteurs 59
2.5 Instrumentation 60
2.5.1 Capteurs de mesure 60
2.5.2 Incertitude des capteurs 61
2.5.3 Incertitude composée 64
2.6 Acquisition et traitement des données 65
2.7 Validation du banc d'essais 67
2.8 Conclusions du chapitre 73

Chapitre 3 : Résultats expérimentaux 74

3.1 Introduction 75
3.2 Conditions expérimentales 75
3.2.1 Description des essais 75
3.2.2 Oscillations de certains résultats d'essais 77
3.3 Analyse des résultats par configuration 79
3.3.1 Système de référence 79
3.3.2 Configuration avec sous-refroidisseur 85
3.3.3 Configuration avec économiseur 90
3.3.4 Configuration avec sous-refroidisseur et économiseur 94
3.3.5 Configuration avec EJR 97
3.3.6 Configuration avec compresseur parallèle seul 98
3.3.7 Autres configurations utilisant le compresseur parallèle 101
3.4 Comparaison des configurations 102
3.4.1 Configurations utilisant la vanne flash gaz 102
3.4.2 Configurations utilisant le compresseur parallèle 104
3.4.3 Configurations avec vanne flash gaz ou compresseur parallèle 106
3.4.4 Conclusions générales des configurations 108
3.5 Choix des configurations 109
3.6 Cas d'étude de la performance annuelle 112
3.6.1 Charge frigorifique 116
3.6.2 Température extérieure 116
3.6.3 Méthodologie 117
3.6.4 Nancy 117
3.6.5 Brest 123
3.6.6 Marseille 126
3.6.7 Paris 131
3.6.8 Résumé des 4 villes 135
3.7 Conclusions du chapitre 137

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Chapitre 4 : Modélisation 138
4.1 Introduction 138
4.2 Développement des modèles 139
4.2.1 Compresseurs 139
4.2.2 Vanne de détente 141
4.2.3 Échangeurs de chaleur 142
4.2.4 Sous-refroidisseur 144
4.2.5 Éjecteur liquide 144
4.2.6 Systèmes de contrôle 146
4.2.7 Assemblage du système de référence 146
4.3 Validation des modèles numériques 146
4.3.1 Régime stationnaire 147
4.3.2 Régime dynamique 148
4.4 Analyse exergétique 153
4.5 Étude des surfaces des échangeurs de chaleur 156
4.5.1 Influence de la surface du refroidisseur de gaz 157
4.5.2 Influence de la surface de l'évaporateur 159
4.6 Étude technico-économique 160
4.6.1 Coût annualisé de l'investissement 161
4.6.2 Coût annuel d'exploitation 162
4.6.3 COP 162
4.6.4 Résultats de l'étude technico-économique 162
4.7 Conclusions du chapitre 165
Chapitre 5 : Pistes d'amélioration 166
5.1 Introduction du chapitre 167
5.2 Options d'architectures 167
5.2.1 Option A : sous-refroidisseur positionné après la vanne flash gaz 167
5.2.2 Option B : sous-refroidisseur positionné après l'évaporateur 169
5.2.3 Option C : sous-refroidisseur positionné après la vanne flash gaz et après l'évaporateur 169
5.2.4 Option D : économiseur après la vanne flash gaz et après l'évaporateur. 170
5.2.5 Option E : économiseur et sous-refroidisseur positionnés après la vanne flash gaz et après l'évaporateur 171
5.2.6 Option F : sous-refroidisseur positionné après la vanne flash gaz et économiseur positionné après l'évaporateur 172
5.2.7 Option G : sous-refroidisseur positionné après l'évaporateur et économiseur positionné après la vanne flash gaz 173
5.3 Paramètres d'entrée des simulations 174
5.3.1 Haute pression 174
5.3.2 Moyenne pression 176
5.3.3 Surchauffe 177
5.4 Analyse des résultats 180
5.4.1 Analyse énergétique de l'économiseur 180

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

5.4.2 Analyse énergétique du sous-refroidisseur 184
5.4.3 Analyse énergétique de l'évaporateur 185
5.4.4 Débit massique dans les compresseurs 186
5.4.5 Puissance électrique des compresseurs 187
5.4.6 Coefficient de performance 188
5.5 Conclusions des options 190
5.6 Mélange CO_2/ propane 191
5.6.1 Analyse énergétique 191
5.6.2 Analyse d'inflammabilité 199
5.6.3 Conclusions de l'étude du mélange CO_2/propane 70/30 destinée aux personnes du froid industriel 206
5.7 Conclusion du chapitre 206
Conclusions 208
Perspectives 211
Références 214
Annexes 226

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Liste des figures

Figure 1. PRG de certains fluides frigorigènes. Comparaison avec le CO_2 [10]. xxii
Figure 1.1. ASHRAE classification [51] 4
Figure 1.2. Trois conditions de travail avec le CO_2 : subcritique, de transition et transcritique. 9
Figure 1.3. Propriétés de CO_2 en fonction de la température et pour différentes pressions. 10
Figure 1.4. Propriétés de transport du CO_2 en fonction de la température et pour différentes pressions. 11
Figure 1.5. Système de réfrigération transcritique classique 14
Figure 1.6. Système avec détente intermédiaire 15
Figure 1.7. Système avec échangeur de chaleur interne 16
Figure 1.8. Système avec échangeur de chaleur interne et détente intermédiaire 17
Figure 1.9. Système avec échangeur de chaleur interne et bouteille séparatrice 18
Figure 1.10. Autre configuration avec échangeur de chaleur interne 18
Figure 1.11. Système avec deux échangeurs de chaleur internes 19
Figure 1.12. Système avec un sous-refroidisseur intégré 20
Figure 1.13. Système avec un sous-refroidisseur externe 21
Figure 1.14. Description de l'éjecteur 22
Figure 1.15. Efficacité globale de l'éjecteur selon Elbel et Hrnjak [89] 23
Figure 1.16. Classification des éjecteurs 23
Figure 1.17. Deux types d'éjecteurs : à gauche une représentation d'éjecteurs CPM et à droite une représentation d'éjecteurs CAM [91] 24
Figure 1.18. Système avec éjecteur diphasique 25
Figure 1.19. Système avec éjecteur monophasique 26
Figure 1.20. Système avec éjecteur diphasique et échangeur de chaleur interne 28
Figure 1.21. Système avec compresseur parallèle 29
Figure 1.22. Comparaison entre le fonctionnement d'un évaporateur à surchauffe positive (sèche) et un évaporateur noyé. 30
Figure 1.23. Système avec évaporateur noyé et pompe 31
Figure 1.24. Système à deux étages d'évaporation avec une bouteille secondaire 32
Figure 2.1. Banc d'essais avec les trois circuits : le circuit de réjection de chaleur (A), le circuit de simulation du besoin de froid (B) et le groupe de production de froid au CO_2 (C). 42
Figure 2.2. Photo du circuit d'eau de réjection de chaleur (A). 43
Figure 2.3. Schéma simplifié du réseau d'eau. T et P sont respectivement des capteurs de température et de pression. M représente une vanne motorisée. Le refroidisseur de gaz est représenté par RG. 43
Figure 2.4. Circuit de simulation de demande de froid. T et P sont respectivement des capteurs de température et pression. M représente une vanne motorisée. L'évaporateur est présenté par HX. Des ordres de grandeur pour les valeurs de températures sont affichés.. 44

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Figure 2.5. Groupe de production de froid au CO_2 (A) 45
Figure 2.6. Schéma du groupe frigorifique au CO_2 46
Figure 2.7. Système de référence 47
Figure 2.8. Système avec sous-refroidisseur 48
Figure 2.9. Système avec économiseur 49
Figure 2.10. Système avec économiseur et sous-refroidisseur 50
Figure 2.11. Système avec éjecteur monophasique 51
Figure 2.12. Système avec compresseur parallèle 52
Figure 2.13. Comparaison de l'impact de la haute et de la moyenne pressions sur le COP 56
Figure 2.14. Pression optimale dans les trois régimes de fonctionement : subcritique, transitoire et transcritique. La ligne rouge designe l'évolution de la pression optimale. 58
Figure 2.15. Principaux capteurs du groupe froid (C). T, P et D représentent les capteurs de température, pression et débit respectivement. 61
Figure 2.16. Exemple d'identification des périodes stables à exploiter : le code python permet d'isoler automatiquement les données (régime stable) qui seront exploitées. 66
Figure 2.17. Reproductibilité des résultats 72
Figure 3.1. Oscillations observables sous certaines conditions (températures d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz supérieures à 33 °C) 78
Figure 3.2. Résultats sans oscillations obtenus avec les mêmes conditions que la Figure 3.1 78
Figure 3.3. Cycle de référence représenté sur le diagramme de Mollier (pression- enthalpie) pour trois puissances frigorifiques différentes : 20 kW, 30 kW et 40 kW pour les régimes de transition (traits pleins) et transcritique (traits pointillés). Surchauffe de 8 °C. 79
Figure 3.4. Température du CO_2 en sortie du refroidisseur de gaz et haute pression en fonction de la température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz pour différentes puissances frigorifiques et avec une surchauffe de 8 °C. Points = résultats sans oscillations. Croix = résultats avec oscillations. 81
Figure 3.5. Rendement isentropique des compresseurs en fonction de la température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz et à différentes puissances frigorifiques 83
Figure 3.6. Coefficient de performance en fonction de la température d'entrée d'eau du refroidisseur de gaz pour trois puissances frigorifiques (20 kW, 30 kW et 40 kW). Surchauffe fixe de 8 °C. 84
Figure 3.7. Cycle avec sous-refroidisseur représenté sur le diagramme de Mollier (pression-enthalpie) pour trois régimes : subcritique (bleu), transition (orange) et transcritique (rouge) 85
Figure 3.8. Puissance transférée dans le sous-refroidisseur en fonction de la température d'entrée d'eau à une puissance frigorifique de 30 kW et une surchauffe de 8 °C. 87
Figure 3.9. Coefficient de performance en fonction de la température d'entrée d'eau du refroidisseur de gaz pour trois surchauffes différentes : 1,8 °C, 4 °C, 8 °C à une puissance frigorifique de 30 kW. 89

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Figure 3.10. COP de la configuration avec sous-refroidisseur à différentes températures d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz pour trois puissances frigorifiques (20 kW, 30 kW et 40 kW). Points = résultats sans oscillations. Croix = résultats avec oscillations. 90
Figure 3.11. Cycle avec économiseur représenté sur le diagramme de Mollier (pression-enthalpie) pour trois régimes : subcritique (bleu), transition (orange) et transcritique (rouge)..... 91
Figure 3.12. Puissance transférée dans l'économiseur en fonction de la température d'entrée d'eau pour deux surchauffes : 8 °C et 1,8 °C à une puissance frigorifique de 30 kW..... 92
Figure 3.13. Coefficient de performance en fonction de la température d'entrée d'eau du refroidisseur de gaz pour deux surchauffes : 8 °C et 1,8 °C à une puissance frigorifique de 30 kW. Points = résultats sans oscillations. Croix = résultats avec oscillations..... 93
Figure 3.14. COP de la configuration avec économiseur à différentes températures d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz pour trois puissances frigorifiques (20 kW, 30 kW et 40 kW). Points = résultats sans oscillations. Croix = résultats avec oscillations. 94
Figure 3.15. Cycle avec sous-refroidisseur et économiseur représenté sur le diagramme de Mollier (pression-enthalpie) pour trois régimes : subcritique (bleu), transition (orange) et transcritique (rouge). 95
Figure 3.16. Coefficient de performance en fonction de la température d'entrée d'eau à deux surchauffes différentes : 8 °C et 1,8 °C. Puissance frigorifique de 30 kW. Points = résultats sans oscillations. Croix = résultats avec oscillations. 96
Figure 3.17. Coefficient de performance en fonction de la température d'entrée d'eau pour deux puissances frigorifiques différentes et deux surchauffes. Points = résultats sans oscillations. Croix = résultats avec oscillations. 97
Figure 3.18. Fonctionnement de l'éjecteur. 98
Figure 3.19. Coefficient de performance en fonction de la température d'entrée d'eau pour la configuration avec éjecteur et avec une puissance frigorifique de 30 kW. 98
Figure 3.20. COP en fonction de la moyenne pression pour la configuration avec compresseur parallèle et sous-refroidisseur avec une puissance frigorifique de 30 kW et une température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz de 30 °C. 100
Figure 3.21. Cycle avec compresseur parallèle représenté sur le diagramme de Mollier (pression-enthalpie) pour deux régimes : transition et transcritique à une surchauffe de 8 °C et une puissance frigorifique de 30 kW. 100
Figure 3.22. Cycle avec compresseur parallèle représenté sur le diagramme de Mollier (pression-enthalpie) pour deux régimes : transition et transcritique à une surchauffe de 8 °C et une puissance frigorifique de 30 kW. 101
Figure 3.23. COP en fonction de la température d'entrée d'eau pour cinq configurations (REF, SR, EC, SR+EC, EJR) à une puissance frigorifique de 30 kW. Toutes les configurations utilisent une surchauffe de 1,8 °C. Le système de référence utilise une surchauffe de 8 °C. Points = résultats sans oscillations. Croix = résultats avec oscillations. Cercles vides = surchauffe 8 °C. 103

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Figure 3.24. Amélioration du COP : le COP de chaque configuration est comparé au COP du système de référence. Toutes les configurations et le système de référence fonctionnent avec la vanne flash gaz. Puissance frigorifique 30 kW. 104
Figure 3.25. Comparaison du COP en fonction de la température d'entrée d'eau pour des configurations avec compresseur parallèle (CP//), pour une puissance frigorifique de 30 kW. Toutes les configurations utilisent une surchauffe de 1,8 °C à l'exception de CP //, SR+CP// et du système de référence. Points = résultats sans oscillations. Croix = résultats avec oscillations. Cercles vides = surchauffe 8 °C. 105
Figure 3.26. Amélioration du COP avec compresseur parallèle avec une puissance frigorifique de 30 kW 106
Figure 3.27. Comparaison de l'amélioration du COP avec les différentes configurations en utilisant la vanne flash gaz (barres hachées) et le compresseur parallèle (barres pleines), pour une surchauffe de 8 °C et une puissance frigorifique de 30 kW, par rapport au système de référence 107
Figure 3.28. Amélioration du COP avec les différentes configurations en utilisant la vanne flash gaz (barres hachées) ou le compresseur parallèle (barres pleines) à une surchauffe de 1,8 °C et une puissance frigorifique de 30 kW par rapport au système de référence. 108
Figure 3.29. Représentation graphique des régressions polynomiales de la meilleure et de la moins bonne approximation obtenues 115
Figure 3.30. Représentation graphique de la charge frigorifique typique d'un supermarché en France 116
Figure 3.31. Températures extérieures à Nancy en 2021. La zone grise correspond aux températures les plus élevées. Le début de la zone transition est marqué par la ligne pointillée grise 118
Figure 3.32. Distribution du nombre d'heures pour chaque température à Nancy 119
Figure 3.33. Coefficient de performance annuel pour la ville de Nancy pour le système de référence et trois configurations différentes : avec économiseur (Opt_1), avec économiseur et compresseur parallèle (Opt_2), et avec sous-refroidisseur et économiseur (Opt_3). ... 120
Figure 3.34. Performances calculées d'une installation frigorifique au CO_2 transcritique, pour la ville de Nancy, pour une semaine en été, pour le système de référence et trois configurations différentes : avec économiseur (Opt_1), avec économiseur et compresseur parallèle (Opt_2), et avec sous-refroidisseur et économiseur (Opt_3). 122
Figure 3.35. Températures extérieures à Brest en 2021. Le début de la zone transition est marqué par la ligne pointillée grise. Les bandes grises correspondent aux températures les plus élevées. 123
Figure 3.36. Distribution de nombre d'heures pour chaque température par an à Brest.. 124
Figure 3.37. Coefficient de performance annuel pour la ville de Brest pour le système de référence et deux configurations différentes : avec économiseur (Opt_1), avec et avec sous-refroidisseur et économiseur (Opt_3). 125
Figure 3.38. Performances calculées d'une installation frigorifique au CO_2 transcritique, pour la ville de Brest pour une semaine en été pour le système de référence et trois

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

configurations différentes : avec économiseur (Opt_1), avec économiseur et compresseur parallèle (Opt_2), et avec sous-refroidisseur et économiseur (Opt_3). 126
Figure 3.39. Températures extérieures à Marseille en 2021. La zone grise correspond aux températures les plus élevées. Le début de la zone transition est marqué par la ligne pointillée grise 127
Figure 3.40. Distribution de nombre d'heures de chaque température par an à Marseille 128
Figure 3.41. Coefficient de performance annuel pour la ville de Marseille pour le système de référence et trois configurations différentes : avec sous-refroidisseur (Opt_1), avec sous-refroidisseur et compresseur parallèle (Opt_2), et avec sous-refroidisseur et économiseur (Opt_3). 129
Figure 3.42. Performances calculées d'une installation frigorifique au CO_2 transcritique, pour la ville de Marseille pour une semaine en été pour le système de référence (bleu) et trois configurations différentes : avec sous-refroidisseur (Opt_1), avec sous-refroidisseur et compresseur parallèle (Opt_2), et avec sous-refroidisseur et économiseur (Opt_3). 130
Figure 3.43. Températures extérieures à Paris en 2021. Les zones grises correspondent aux températures les plus élevées. Le début de la zone transition est marqué par la ligne pointillée grise 132
Figure 3.44. Distribution de nombre d'heures de chaque température par an à Paris 132
Figure 3.45. Coefficient de performance annuel pour la ville de Paris pour le système de référence et trois configurations différentes : avec économiseur (Opt_1), avec économiseur et compresseur parallèle (Opt_2), et avec sous-refroidisseur et économiseur (Opt_3). ... 134
Figure 3.46. Performances calculées d'une installation frigorifique au CO_2 transcritique, pour la ville de Paris pour une semaine en été pour le système de référence et trois configurations différentes : avec économiseur (Opt_1), avec économiseur et compresseur parallèle (Opt_2), et avec sous-refroidisseur et économiseur (Opt_3). 135
Figure 4.1. Modèle du système de référence sous Dymola en utilisant la bibliothèque TIL 146
Figure 4.2. Comparaison des résultats expérimentaux et de simulation du système de référence dans un diagramme de Mollier à trois températures d'entrée d'eau du refroidisseur de gaz : 20 °C, 30 °C et 35 °C. 147
Figure 4.3. Coefficient de performance expérimental et simulé pour différentes températures d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz, comprises entre 13 °C et 35 °C..... 148
Figure 4.4. Comparaison entre les résultats issus de simulation et les résultats expérimentaux lors de changement de consigne de la température d'eau en entrée du refroidisseur de gaz. 150
Figure 4.5. Débit aspiré par les éjecteurs et haute pression pour une configuration avec éjecteur en régime dynamique, avec une puissance frigorifique de 30 kW et une surchauffe réduite de 1,8 °C..... 151
Figure 4.6. Distribution de l'exergie détruite par composant du système de référence dans les trois régimes : subcritique, transition et transcritique. 155

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Figure 4.7. Influence de la surface du refroidisseur de gaz sur le COP à différentes températures d'entrée d'eau pour le système de référence 157
Figure 4.8. Cycles thermodynamiques à une température d'entrée d'eau de 15 °C et 35 °C pour deux surfaces différentes du refroidisseur de gaz : 3,9 et 11,6 m^2 158
Figure 4.9. Débit de l'installation en fonction de la température d'entrée d'eau à différentes surfaces du refroidisseur de gaz 159
Figure 4.10. Influence de la surface de l'évaporateur sur le COP à différentes températures d'entrée d'eau pour le système de référence 160
Figure 4.11. COP annuel en fonction de la surface du refroidisseur de gaz et de l'évaporateur. La croix représente les surfaces du banc d'essais du laboratoire. Le rectangle rouge présente la zone sans une variation significative du COP anuuel. 163
Figure 4.12. Coût annuel en fonction de la surface du refroidisseur de gaz et de l'évaporateur. La croix représente les surfaces du banc d'essais du laboratoire. Le rectangle rouge présente la zone sans une variation significative du COP anuuel.Le carré blanc représente le couple de surfaces pour lequel le coût annuel est minimum. 164
Figure 4.13. Coût annuel en fonction de la surface du refroidisseur de gaz et de l'évaporateur. La croix représente les surfaces du banc d'essais du laboratoire. Le carré vert réprésente la valeur optimale entre COP et coût annuel. Le rectangle rouge présente la zone sans une variation significative du COP anuuel. 165
Figure 5.1. Option A : sous-refroidisseur positionné après la vanne flash gaz. Les lignes pointillées correspondent au système de référence (noir). Les lignes solides correspondent à l'option A (orange). 168
Figure 5.2. Option B : sous-refroidisseur positionné après l'évaporateur. Les lignes pointillées correspondent au système de référence. Les lignes solides correspondent à l'option B (vert). 169
Figure 5.3. Option C : sous-refroidisseur positionné après la vanne flash gaz et l'évaporateur. Les lignes pointillées correspondent au système de référence (noir). Les lignes solides correspondent à l'option C (jaune). 170
Figure 5.4. Option D : économiseur positionné après la vanne flash gaz et l'évaporateur. Les lignes pointillées correspondent au système de référence (noir). Les lignes solides correspondent à l'option D (rouge). 171
Figure 5.5. Option E : économiseur et sous-refroidisseur positionné après la vanne flash gaz et l'évaporateur. Les lignes pointillées correspondent au système de référence (noir). Les lignes solides correspondent à l'option E (violet). 172
Figure 5.6. Option F : sous-refroidisseur positionné après la vanne flash gaz et économiseur positionné après l'évaporateur. Les lignes pointillées correspondent au système de référence (noir). Les lignes solides correspondent à l'option F (marron). 173
Figure 5.7. Option G : sous-refroidisseur positionné après l'évaporateur et économiseur positionné après la vanne flash gaz. Les lignes pointillées correspondent au système de référence (noir). Les lignes solides correspondent à l'option G (bleu). 174
Figure 5.8. Variation de la haute pression pour chaque option 175

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Figure 5.9. Variation de la moyenne pression pour chaque option 177
Figure 5.10. Variation de la moyenne pression pour chaque option..... 178
Figure 5.11. Relation entre le MEG (violet) et le CO_2 (bleu) à l'évaporateur pour différentes surchauffes à 20 °C de température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz..... 180
Figure 5.12. Comparaison entre (a) les températures du CO_2 à l'entrée et à la sortie de l'économiseur et (b) la puissance transférée dans l'économiseur côté basse pression pour les options proposées, en fonction de la température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz et pour une puissance frigorifique de 30 kW 181
Figure 5.13. Débit à l'entrée de la bouteille séparatrice BRL, à la sortie de la vanne flash gaz et dans l'évaporateur à différentes températures d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz 182
Figure 5.14. Puissance transférée dans le sous-refroidisseur et températures du CO_2 haute pression en entrée et en sortie du sous-refroidisseur pour les options proposées à différentes températures d'entrée d'eau et pour une puissance frigorifique de 30 kW 184
Figure 5.15. Puissance et débit de l'évaporateur pour les options proposées à différentes températures d'entrée d'eau et pour une puissance frigorifique de 30 kW 186
Figure 5.16. Débit des compresseurs 187
Figure 5.17. Puissance électrique absorbée par les compresseurs 188
Figure 5.18. Coefficient de performance (barres) et amélioration du COP (croix) par rapport au système de référence des différentes options pour les trois régimes de fonctionnement et à une puissance frigorifique de 30 kW..... 189
Figure 5.19. Banc d'essais au CO_2 [2]..... 192
Figure 5.20. Coefficient de performance (COP) à température d'entrée d'eau de 35 °C et à températures d'entrée du fluide secondaire à l'évaporateur de 12 °C, 5 °C, 0 °C et -5 °C.194
Figure 5.21. Puissance frigorifique à température d'entrée d'eau de 35 °C 195
Figure 5.22. Coefficient de performance (COP) à température d'entrée d'eau de 25 °C et à températures d'entrée du fluide secondaire à l'évaporateur de 12 °C, 5 °C, 0 °C et -5 °C.196
Figure 5.23. Puissance frigorifique à température d'entrée d'eau de 25 °C 197
Figure 5.24. Pourcentage de réduction de la puissance électrique et de la puissance frigorifique entre le CO_2 pur et le mélange CO_2/propane..... 199
Figure 5.25. Classification ASHRAE sur la propagation de la flamme, la limite inférieure d'inflammabilité (LFL), la chaleur de combustion (HOC) et la vitesse de combustion (S_u) [6]..... 200

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Liste des tableaux

Tableau 1-1. Hydrocarbures susceptibles d'être mélangés au CO_2 [62] 11
Tableau 1-2. Mélanges avec CO_2 Extrait de Sanchez *et al.* [63] 12
Tableau 1-3. Résumé des alternatives proposées dans la littérature pour améliorer les performances des systèmes frigorifiques au CO_2. (sur plusieurs pages) 33
Tableau 2-1. Configurations pertinentes faisant l'objet d'essais 52
Tableau 2-2. Dimensions du refroidisseur de gaz, de l'évaporateur et de l'économiseur de la machine frigorifique au CO_2 d'EDF Renardières 53
Tableau 2-3. Dimensions du sous-refroidisseur tubes et calandre de la machine frigorifique au CO_2 d'EDF Renardières 54
Tableau 2-4. Configuration de la haute pression de l'installation 59
Tableau 2-5. Distribution des capteurs dans le banc d'essais 60
Tableau 2-6. Incertitude élargie des capteurs dans les trois circuits : le circuit de réjection de chaleur (A), le circuit de simulation du besoin de froid (B) et le groupe de production de froid au CO_2 (C). 63
Tableau 2-7. Bilan énergétique du refroidisseur de gaz 68
Tableau 2-8. Bilan énergétique de l'évaporateur 69
Tableau 2-9. Bilan énergétique du sous-refroidisseur 69
Tableau 2-10. Bilan énergétique de l'économiseur 70
Tableau 2-11. Bilan énergétique global de l'installation 70
Tableau 3-1. Essais effectués 76
Tableau 3-2. Recommandation de cette thèse pour utiliser les différentes configurations 111
Tableau 3-3. Performances des différentes configurations avec une puissance frigorifique de 30 kW 112
Tableau 3-4. Corrélations pour déterminer le COP 114
Tableau 3-5. Sélection de configurations en fonction des zones climatiques 136
Tableau 3-6. Amélioration du COP annuel en percentage par ville et par proposition 136
Tableau 4-1. Coefficients des compresseurs Dorin [116], modèle CD4 90-7,3H 141
Tableau 4-2. Coefficients du compresseur parallèle Dorin [116], modèle CD 380H 141
Tableau 4-3. Paramètres des échangeurs de chaleur à plaques : refroidisseur de gaz, évaporateur et économiseur 143
Tableau 5-1 : Principaux résultats expérimentaux. 193
Tableau 5-2 : quatre grandes catégories d'essais réalisés. 193
Tableau 5-3. Moyennes des paramètres considérés dans cette étude, calculées sur les cinq températures d'entrée de l'évaporateur, et pour la valeur optimale de HP 199
Tableau 5-4. Coefficients utilisés pour le calcul de la vitesse de flamme [8]. 203
Tableau 5-5. Résultats de l'analyse d'inflammabilité pour un mélange CO_2/propane 205

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Nomenclature

Abréviations

ACL	Bouteille anti-coup de liquide
Asp	Aspiration
BP	Basse pression
BRL	Bouteille receveuse de liquide
CAM	Mélange à section constante (constant area mixing)
CFC	Chlorofluorocarbones
Conf	Configuration
COP	Coefficient de performance
CP	Compresseur
CPaux ou CP//	Compresseur parallèle auxiliaire
CPM	Mélange à pression constante (constant pressure mixing)
CRF	Facteur de récupération de capital (capital recovery factor)
DESP	Directive Européenne des équipements sous pression
EC	Économiseur
EC*N	Économiseur en conditions noyées
EC_CPaux*N	Économiseur avec compresseur parallèle en conditions noyées
EEV	Détendeur (Electronic expansion valve)
EJR	Éjecteur
FGV	Vanne flash gaz
GES	Gaz à effet de serre
HCFC	Hydrochlorofluorocarbones
HFC	Hydrofluorocarbones
HFO	Hydrofluoroléfines
HOC	Chaleur de combustion
HP	Haute pression
HPV	Vanne haute pression

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

HX	Évaporateur (Heat exchanger)
IHX	Échangeur de chaleur interne (internal heat exchanger)
LFL	Limite inférieure d'inflammabilité
MAPE	Pourcentage moyen d'erreur absolue (mean absolute percentage error)
MEG	Monoéthylène glycol
MP	Moyenne pression
MPE	Pourcentage moyen d'erreur (mean percentage error)
ODP	Potential d'appauvrissement de la couche d'ozone (ozone depletion potential)
Osc	Oscillations
PFAS	Polyfluoroalkylées
PF	Puissance frigorifique
PI	Proportionnel intégral
PRG	Potentiel de réchauffement global
REACH	Enregistrement, évaluation et autorisation des substances chimiques (registration, evaluation and autorisation of chemicals)
REF	Référence
RG	Refroidisseur de gaz
SH	Surchauffe
Sub	Subcritique
SR	Sous-refroidisseur
SR*N	Sous-refroidisseur en conditions noyées
T	Température
Trans	Transcritique

Symboles

A	Surface de transfert de chaleur (m^2)
b	Deux fois l'amplitude du motif (m)
C_{CP}	Coût d'investissement des compresseurs (€)
$Charge$	Charge frigorifique (%)
C_{HX}	Coût d'investissement des échangeurs de chaleur (€)

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

C_{inv}	Coût d'investissement (€)
$COPc$	COP de Carnot (-)
COP_t	COP moyenné sur un intervalle de temps t (-)
EE_{annuel}	Économies annuelles d'énergie (kWh/an)
$\dot{E}x_{dest}$	Exergie détruite (kW)
$\dot{E}x_e$	Exergie d'entrée (kW)
$\dot{E}x_s$	Exergie de sortie (kW)
g	Taux d'entraînement (-)
h	Enthalpie spécifique (kJ/kg)
h_{conv}	Coefficients de transfert de chaleur par convection ($W/m^2\,K$)
h_L	Enthalpie à saturation de liquide (kJ/kg)
h_v	Enthalpie à saturation de vapeur (kJ/kg)
IR	Taux d'intérêt
L	Longueur (m)
L_c	Longueur caractéristique (m)
$\dot{m}$	Débit massique (kg/s)
$\dot{m}_m$	Débit massique de la buse motrice (fluide primaire) (kg/s)
$\dot{m}_s$	Débit massique aspiré (fluide secondaire) (kg/s)
N	Fréquence du moteur (Hz)
N_p	Nombre de plaques (-)
N_T	Nombre de points mesurés (-)
Nu	Nombre de Nusselt
P_{elec}	Puissance électrique des compresseurs (kW)
$P_{elec_thermoplongeur}$	Puissance frigorifique compensée par les résistances électriques (kW)
P_{evap}	Pression de l'évaporateur
P_{f_t}	Puissance frigorifique moyennée sur un intervalle de temps t (kW)
Pr	Nombre de Prandtl
P_{s_EJR}	Pression de sortie de l'éjecteur (bar)
$\dot{Q}$	Puissance transférée (kW)
Re	Nombre de Reynolds

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

T_{evap}	Température d'évaporation (°C)
$Tref$	Température de référence (°C)
$u(x_i)$	Incertitude
U_c^2	Incertitude composée
$u_G(x_i)$	Incertitude globale
V_{bal}	Volume balayé (m^3)
v	Volume massique (m^3/kg)
W	Largeur (m)
X	Nombre d'ondes

Lettres grecques

Δ	Différence
$\prod$	Taux de compression dans l'éjecteur
ρ	Masse volumique ou densité (kg/m^3)
$\emptyset$	Facteur d'expansion
λ	Conductivité thermique
$\delta(x_i)$	Incertitude élargie
η_{eje}	Efficacité globale de l'éjecteur
η_{gl}	Rendement global du compresseur
η_{vol}	Rendement volumétrique

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Introduction générale

Les besoins croissants de la population mondiale et les activités humaines entraînent une augmentation significative de la consommation d'énergie [1]. Cette demande croissante a conduit à un déséquilibre entre la production de biens et la disponibilité des ressources naturelles. Parmi les conséquences de cette forte demande, on compte la surproduction de gaz à effet de serre et de déchets qui entraînent divers impacts environnementaux, tels que le changement climatique [2] et l'appauvrissement de la couche d'ozone [3]. Afin d'atténuer ces effets, un certain nombre de politiques sont mises en place à partir de protocoles mondiaux, comme les protocoles de Montréal et de Kyoto et des directives européennes de maitrise de l'énergie, pour encourager la production d'énergie renouvelable et de technologies performantes permettant de réduire la consommation d'énergie.

Le secteur de la production du froid représente 7,8 % du total des émissions mondiales de gaz à effet de serre [4]. Ces émissions se divisent en deux catégories : les émissions directes (37 %), liées aux fuites potentielles de fluides frigorigènes utilisés dans le processus de réfrigération, et les émissions indirectes (63 %), résultant de la consommation d'énergie des installations frigorifiques [4].

Une installation frigorifique est un système thermodynamique qui permet de transférer la chaleur d'une source froide vers une source chaude en utilisant, la plupart du temps, un travail mécanique. Conformément au deuxième principe de la thermodynamique, et plus précisément au principe de Clausius, il est impossible pour une machine thermique de transférer la chaleur d'un corps froid vers un corps chaud sans avoir un apport d'énergie extérieure. Les machines frigorifiques à compression ont été développées pour accomplir cette fonction.

Ces systèmes, qui consomment de l'électricité à travers le compresseur de vapeur, utilisent des fluides frigorigènes pour transférer la chaleur de la source froide vers la source chaude. Ils absorbent la chaleur à basse température et basse pression, puis la libèrent à une température et une pression plus élevées, entraînant une transition de phase de vapeur à liquide et vice versa. Les principaux frigorigènes utilisés sont classés comme ceci :

- Chlorofluorocarbones (CFC) : ce sont des fluides qui contiennent du chlore. Ils ont été utilisés dans les applications de réfrigération pendant des décennies jusqu'à ce qu'ils soient interdits dans de nombreux pays en raison de leur pouvoir de destruction de la couche d'ozone. De plus ce sont des fluides qui contribuent de façon considérable au réchauffement climatique (Figure 1). Les fluides R11, R12 et R13 sont des exemples de CFC.
- Hydrochlorofluorocarbones (HCFC) : il s'agit de substituts provisoires aux CFCs car ils contiennent moins de chlore et ont donc un potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone (ODP pour Ozone Depletion Potential) plus faible. De plus

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

leur potentiel de réchauffement climatique est plus faible que celui des fluides CFC. Ils sont aujourd'hui interdits en Europe. Le principal HCFC connu est le R22.

- Hydrofluorocarbones (HFC) : ce sont des fluides qui ne contiennent pas de chlore et sont inoffensifs pour la couche d'ozone car leur ODP est nul. Mais leur potentiel de réchauffement global (PRG) est très élevé, jusqu'à plusieurs milliers de fois supérieur à celui du CO_2 (voir Figure 1)[5]. Leur utilisation est aujourd'hui réglementée, et les restrictions de production et d'utilisation vont prochainement se durcir [6], [7]. Le R123, le R134a et le R407C sont quelques exemples de ces fluides.
- Hydrofluoroléfines (HFO) : ces fluides sont une alternative aux HFC plus respectueuse de l'environnement car ils ont un faible PRG et la plupart ont un ODP nul. Néanmoins, ils sont aussi concernés par l'évolution de certaines réglementations (F-gaz [8] et REACH [9]). Il s'agit de composés organiques insaturés, dont le R1234yf, R1234ze et R1233zd sont des exemples.
- Naturels : ils n'ont pas ou peu d'impact direct sur le réchauffement climatique et ont un ODP nul. Les cinq principaux frigorigènes dit naturels sont le dioxyde de carbone (R744), l'ammoniac (R717), les hydrocarbures (R290, R600a...), l'eau (R718) et l'air.

La Figure 1 met en évidence l'ordre de grandeur du potentiel de réchauffement global de certains fluides frigorigènes conventionnels par rapport au CO_2.

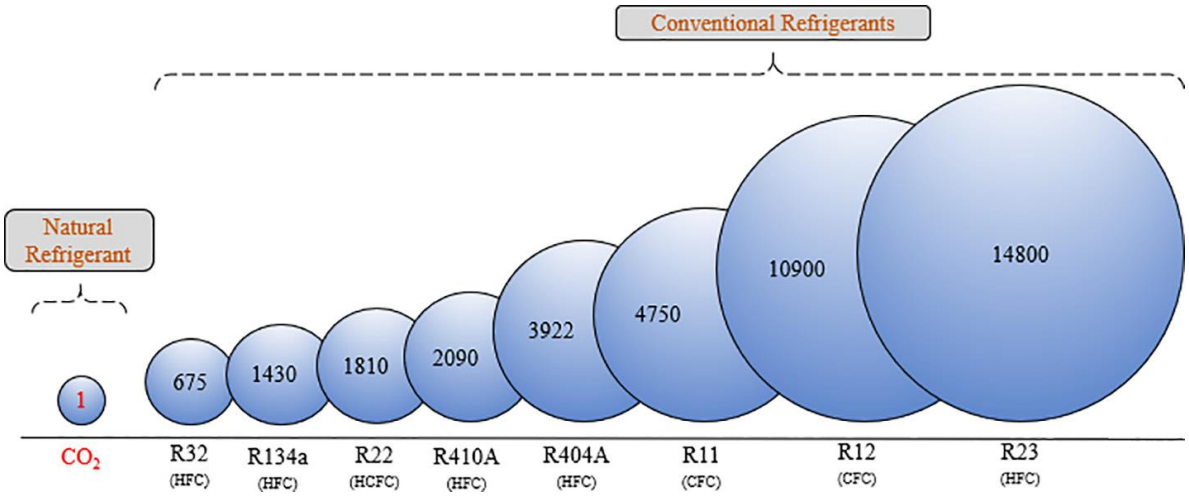


Figure 1. PRG de certains fluides frigorigènes. Comparaison avec le CO_2 [10].

Afin de réduire les émissions directes de gaz à effet de serre, le choix d'un fluide frigorigène approprié est essentiel. Les fluides dits naturels représentent une solution prometteuse car ils ne contribuent pas directement ou peu au changement climatique ni à l'appauvrissement de la couche d'ozone. Cependant, ils peuvent présenter d'autres

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

inconvénients tels que leur toxicité ou leur inflammabilité. Dans ce contexte, le CO_2 s'avère être une option attrayante pour les systèmes de réfrigération, car il est non toxique, ininflammable et, utilisé comme fluide frigorigène, a un impact minimal sur le réchauffement climatique (PRG = 1).

Cependant, l'utilisation du CO_2 comme fluide frigorigène n'est pas sans poser quelques défis. Son point critique, caractérisé par une pression élevée et une température basse (73,7 bar, 31,1 °C), limite ses performances dans des conditions de températures extérieures élevées. Lorsque la température extérieure dépasse la température critique du CO_2, l'installation opère en conditions transcritiques, ce qui entraîne une dégradation de son efficacité et une augmentation de la consommation d'énergie, induisant des émissions de gaz à effet de serre indirectes plus élevées.

Ainsi, l'un des principaux défis de l'utilisation du CO_2 dans les systèmes de réfrigération réside dans la réduction de la consommation d'énergie de ces machines. Cette thèse se concentre précisément sur l'amélioration de la performance des installations frigorifiques au CO_2 transcritique.

Objectifs de la thèse

Différentes solutions ont été proposées dans la littérature pour améliorer les performances des systèmes de réfrigération au CO_2 transcritique. Certaines d'entre elles consistent à ajouter des équipements dans le cycle, par exemple un échangeur de chaleur interne [11]–[17], un sous-refroidisseur mécanique [13], [18]–[20], un compresseur parallèle [21], [22], un éjecteur [23]–[28], un multi-éjecteur [10], [18], [29]–[32] ou un éjecteur avec un échangeur de chaleur interne [33]–[36].

Une approche complémentaire consiste à utiliser une surchauffe réduite ou nulle. Cela permet de réduire la différence de température entre le fluide frigorigène et le fluide caloporteur dans l'évaporateur et d'augmenter les coefficients de transfert de chaleur. Par conséquent, l'efficacité de l'évaporateur est améliorée [37]. De plus la pression de l'évaporateur est plus élevée ce que réduite le travail du compresseur et améliore la performance du système. Cependant, travailler avec une surchauffe réduite implique d'ajouter des équipements pour empêcher tout liquide d'atteindre le ou les compresseurs. Pour gérer ce problème, diverses solutions ont été proposées, comme l'ajout d'un éjecteur monophasique [10], [31], [37], [38], d'une pompe [39] ou la réalisation d'une évaporation à deux niveaux [40]. Toutefois, ces solutions nécessitent un système de contrôle supplémentaire, ce qui entraîne des coûts d'investissement supplémentaires et complexifie la manipulation de l'installation.

Une autre façon d'améliorer la performance de la machine consiste à modifier les propriétés thermodynamiques du fluide frigorigène. Pour cela, il est possible de mélanger le CO_2 à d'autres substances comme les hydrocarbures, tout en maintenant la concentration des hydrocarbures inférieure à celle du CO_2, afin de conserver les avantages de celui-ci.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Cela permet de modifier le point critique du frigorigène et de basculer, sous certaines conditions, d'un fonctionnement transcritique à un fonctionnement subcritique.

Il est important de noter que la plupart des propositions d'amélioration des performances faites dans la littérature a été réalisée à une échelle de laboratoire (puissance frigorifique inférieures à 10 kW) ou par des modèles numériques qui n'ont pas toujours été validés. Les résultats obtenus dans une installation de laboratoire peuvent masquer certains problèmes qui pourraient apparaître dans l'utilisation de ces systèmes dans une installation de terrain. De plus, il est difficile de comparer les travaux sur ces différentes configurations car les conditions d'essais diffèrent d'un auteur ou d'un laboratoire à l'autre.

Récemment, des études ont été faites dans la littérature sur des installations de puissance plus élevée (plus de 40 kW) [10], [32], [41], [42]. Cependant, la plupart de ces études ont été réalisées sur des installations à deux étages d'évaporation [22], [39], [43]–[45]. La distribution d'énergie diffère considérablement de celle d'une installation à un seul étage d'évaporation pour une configuration donnée. Par exemple, l'ajout d'un échangeur de chaleur interne entre la sortie du refroidisseur de gaz et la sortie de l'évaporateur (évaporateur de moyenne température dans le cas d'une installation bi-étagée) a un impact différent sur la puissance absorbée par les compresseurs en raison des variations des conditions d'aspiration entre systèmes mono-étagé et bi-étagé.

L'objectif principal de cette thèse est donc de comparer différentes solutions d'amélioration des performances d'un système frigorifique à un seul étage d'évaporation utilisant le CO_2, dans les mêmes conditions de travail et dans une large plage de fonctionnement. Pour cela un dispositif expérimental de taille significative (40 kW froid) a été utilisé. Des modèles numériques ont également été développés et validés à partir de données expérimentales. Enfin, de nouvelles configurations seront proposées pour un système de réfrigération à un seul étage d'évaporation. De plus, l'amélioration des propriétés thermodynamiques du fluide frigorigène en utilisant un mélange à base de CO_2 a été évaluée.

Structure de la thèse

Le contenu de la thèse est organisé de la manière suivante :

- Le Chapitre 1 présente un état de l'art des différentes configurations permettant d'améliorer la performance d'une installation frigorifique au CO_2. Il met en évidence les verrous scientifiques sur lesquels cette thèse a travaillé.
- Le Chapitre 2 décrit de manière détaillée le banc d'essai et les conditions de travail utilisées tout au long de la thèse.
- Le Chapitre 3 montre les résultats expérimentaux obtenus avec le banc d'essais pour différentes configurations. Les performances de ces configurations y sont comparées les unes aux autres et discutées. De plus, une étude de performances annuelles pour quatre villes de France est présentée.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

- Le Chapitre 4 présente les modèles numériques et leur validation avec les résultats expérimentaux du chapitre précédent. De plus, une analyse exergétique et une étude paramétrique technico-économique a été réalisée pour différentes configurations du système de réfrigération. Elles permettent de proposer une optimisation du dimensionnement des échangeurs de chaleur du banc d'essais.
- Le Chapitre 5 présente l'étude d'autres pistes d'améliorations différentes de celles du banc d'essais. Les performances énergétiques de ces pistes sont calculées et discutées.

Contributions de cette thèse

- Mise en service et amélioration des fonctionnalités d'un banc d'essai avec compresseur parallèle, éjecteur monophasique, sous-refroidisseur et économiseur.
- Implémentation d'un contrôle commande adaptatif du multi éjecteur monophasique selon le régime de fonctionnement de l'installation.
- Implémentation d'un contrôle avancé et optimal de la haute pression de l'installation et de la température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz.
- Réalisation d'essais en laboratoire sur banc d'essais de 40 kW frigorifique.
- Propositions d'améliorations de la performance de l'installation.
- Étude comparative théorique entre éjecteurs monophasique et diphasique.
- Réalisation d'une interface d'acquisition des données sous LabVIEW.
- Conception et réalisation d'un outil automatisé de traitement de données pour les différentes configurations du banc d'essais.
- Modélisation numérique du banc d'essais.
- Validation des modèles numériques avec les données expérimentales.
- Analyse des résultats d'essais de performances du mélange CO2/propane.
- Analyse d'inflammabilité théorique du mélange CO_2/ propane.

Liste de publications

Journal :

- A. Paez, B. Ballot-miguet, B. Michel, P. Tobaly, and R. Revellin, "Experimental investigation of a new CO_2 refrigeration system arrangement for supermarket applications". *International Journal of Refrigeration*, 2023, en soumission.

Conférences :

- A. Paez, P. Haberschill, R. Revellin, B. Michel, P. Tobaly, and B. Ballot-miguet,

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

"Critical comparison between single-phase ejector and two-phase ejector in simulated CO_2 transcritical commercial cooling system", presented at the 15th IIR-Gustav Lorentzen conference on Natural Refrigerants (GL2022), Trondheim, Norway, June 2022.

- A. Paez, R. Revellin, P. Tobaly, B. Ballot-Miguet, and B. Michel, "Les avantages de la flash gaz dans différentes configurations pour améliorer l'efficacité énergétique d'une machine frigorifique au CO_2 transcritique », Présenté à la Journée fluides AFF, Lyon, France, Décembre 2022.
- R. Revellin, A. Paez, B. Michel, P. Tobaly, and B. Ballot-Miguet, "Different architectures for transcritical CO_2 refrigeration cycles", Présenté au workshop : Vers une réfrigération plus performante et respectueuse de l'environnement, Clermont-Ferrand, France, Juin 2023.
- A. Paez, B. Ballot-Miguet, and P. Tobaly, "Flammability classification and advantages of CO_2/propane over pure CO_2 in cooling systems" , presented at the 26th International Congress of Refrigeration (ICR23), Paris, France, August 2023.
- A. Paez, P. Tobaly, B. Ballot-Miguet, B. Michel, and R. Revellin, "Analysis and comparison of five configurations using flooded evaporator in an experimental transcritical CO_2 refrigeration machine" presented at the 26th International Congress of Refrigeration (ICR23), Paris, France, August 2023.
- A. Paez, B. Ballot-Miguet, P. Tobaly, B. Michel, and R. Revellin, "Enhancing carbon dioxide (CO_2) refrigeration efficiency in different climates: experimental analysis of four configurations and annual performance prediction in different Cities" will be presented at the 16th IIR-Gustav Lorentzen conference on Natural Refrigerants (GL2024), Washington, USA, August 2024.

Posters :

- A. Paez, "Optimisation d'une machine frigorifique au CO_2 : Comparaison des configurations", Présenté à la journée de doctorants EDF R&D, Paris, France, Mars 2022.
- A. Paez, "Optimisation d'une machine frigorifique au CO_2 : Alternatives au cycle thermodynamique", Présenté à la journée de doctorants EDF R&D, Paris, France, Avril 2023.

Brévet :

- Installation frigorifique avec bouteille et serpentin. B253096FR - FB/BB.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Chapitre 1 : État de l'art

Chapitre 1 : État de l'art 1
1.1 Introduction 1
1.2 Une brève histoire des fluides frigorigènes 2
1.3 Règlementation des fluides frigorigènes 3
1.3.1 Classification de sécurité 3
1.3.2 Règlementation des équipements sous pression 4
1.3.3 Règlementations environnementales 4
1.3.3.1 Règlementation pour la protection de la couche d'ozone 5
1.3.3.2 Réglementation pour la réduction de l'effet de serre 5
1.4 Le CO_2 comme fluide frigorigène 7
1.4.1 Particularités du CO_2 7
1.4.2 Propriétés thermodynamiques du CO_2 9
1.4.3 Propriétés de transport 10
1.4.4 Mélanges CO_2 11
1.5 Système de réfrigération 13
1.5.1 Cycle thermodynamique classique 13
1.5.2 Performance d'un système de réfrigération 14
1.5.3 Modifications du cycle thermodynamique classique pour le CO_2 14
1.5.3.1 Système de réfrigération avec détente intermédiaire 14
1.5.3.2 Système de réfrigération avec échangeur de chaleur interne 15
1.5.3.3 Système avec sous-refroidisseur mécanique 19
1.5.3.4 Système de réfrigération avec éjecteur 21
1.5.3.5 Systèmes avec un compresseur parallèle 28
1.5.3.6 Systèmes de réfrigération avec un évaporateur noyé 29
1.5.4 Récapitulatif des configurations proposées dans la littérature 32
1.6 Conclusion du chapitre 39

1.1 Introduction

Ce premier chapitre de thèse présente l'évolution des fluides frigorigènes dans le domaine de la réfrigération. Il conduit au choix du CO_2 comme fluide frigorigène en tant qu'alternative respectueuse de l'environnement.

Tout d'abord les différentes réglementations des fluides frigorigènes, notamment pour la sécurité et leur impact environnemental sont présentées. Ensuite, les particularités et les contraintes du CO_2, ainsi que ses propriétés thermodynamiques et de transport sont exposées, en mettant en évidence l'importance de réévaluer le système de réfrigération au CO_2. Enfin, un état de l'art est dressé sur les différentes modifications apportées au cycle

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

thermodynamique classique, permettant ainsi une compréhension approfondie de ces systèmes et de leur potentiel d'optimisation.

1.2 Une brève histoire des fluides frigorigènes

Le premier système de réfrigération a été conceptualisé par Oliver Evans en 1805 en utilisant de l'éther. Il a décrit un système où l'éther était évaporé sous vide, puis la vapeur était pompée vers un échangeur de chaleur pour être condensée, recommençant ainsi un nouveau cycle. Jacob Perkin a mis en œuvre l'idée d'Oliver Evans en 1834 en inventant la première machine à compression de vapeur [46]. Après lui, certains chercheurs ont essayé la machine de réfrigération avec différents fluides frigorigènes. Les fluides les plus utilisés à l'époque étaient le pétrole (années 1860), l'ammoniac (NH_3 - 1873), le dioxyde de carbone (CO_2 - 1886) et le dioxyde de soufre (SO_2 - années 1890) [47]. De 1830 à 1930, d'autres fluides tels que H_2O, CCl_4, $HCOOCH_3$, ainsi que des composés appartenant aux familles des hydrofluorocarbures (HFC) ont également été utilisés. Cependant, la plupart d'entre eux étaient toxiques, inflammables et réactifs.

En 1928, Midgley *et al.* [48], en s'appuyant sur le tableau périodique des éléments, ont commencé à chercher un frigorigène qui n'était ni inflammable ni toxique et ayant une grande stabilité. Ils ont rapidement éliminé tous les gaz inertes (car ce sont des éléments instables) et les éléments dont le point d'ébullition était faible. Ils ont également supprimé les éléments toxiques. Ne restaient plus que huit éléments de la table périodique : le carbone, l'azote, l'oxygène, le soufre, l'hydrogène, le fluor, le chlore et le brome. Ils ont constaté une influence du point d'ébullition, de l'inflammabilité et de la toxicité en faisant varier la chloration et la fluoration des hydrocarbures. C'est ainsi que les chlorofluorocarbures (CFC) sont nés en 1930 et ont été rapidement adoptés par l'industrie comme frigorigènes, remplaçant l'utilisation du NH_3 et éliminant progressivement le CO_2 dans les années 1950 [47]. À la même époque, les hydrochlorofluorocarbures (HCFC) ont commencé à s'imposer dans les climatiseurs et les pompes à chaleur résidentiels et commerciaux. À cette époque, les fluides CFC et HCFC étaient considérés comme une solution aux fluides potentiellement dangereux pour l'homme.

Cependant, les scientifiques ont observé que les CFC et les HCFC contribuaient à la dégradation de la couche d'ozone stratosphérique. Ainsi, afin de préserver la couche d'ozone, les hydrofluorocarbures (HFC) ont été considérés comme une alternative non nocive car ils ne contiennent pas de chlore. Cependant, il a été constaté que les HFC, tout comme les HCFC, avaient un fort potentiel de réchauffement climatique.

Pour remédier à cela, différentes réglementations ont été mises en place pour éliminer progressivement l'utilisation de ces types de fluides dans les systèmes à compression mécanique de vapeur. Une explication plus détaillée de ces réglementations sera fournie dans la section 1.3.2. Ces réglementations ont encouragé l'utilisation de fluides frigorigènes naturels tels que l'eau, l'air, l'ammoniac, l'éthanol, le méthane et le dioxyde de carbone.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

1.3 Règlementation des fluides frigorigènes

1.3.1 Classification de sécurité

La classification des propriétés liées à la sécurité des personnes utilisant des frigorigènes sont établies par l'American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning (ASHRAE) [49]. Il s'agit d'une association américaine qui fournit différentes normes et lignes directrices pour des pratiques sûres dans la conception et l'installation d'équipements dans les industries. La norme ASHRAE-34, qui concerne la désignation et la classification de sécurité des frigorigènes, fournit des orientations essentielles aux fabricants, aux ingénieurs concepteurs et aux opérateurs. Elle établit une classification de sécurité uniforme et des limites de concentration dans l'air des fluides frigorigènes en fonction de leur inflammabilité et de leur toxicité. La classification se compose de deux caractères alphanumériques, le premier étant une lettre majuscule qui indique la toxicité du fluide frigorigène, et le second étant un caractère numérique qui représente l'inflammabilité du fluide.

La classification de la toxicité est attribuée aux classes A ou B. La classe A regroupe les frigorigènes dont la toxicité n'a pas été identifiée à des concentrations dans l'air inférieures ou égales à 400 ppm en volume. La classe B regroupe les fluides frigorigènes dont la toxicité a été démontrée à des concentrations en air inférieures à 400 ppm en volume.

La classification de l'inflammabilité est basée sur la limite inférieure d'inflammabilité (LFL), la chaleur de combustion, la propagation de la flamme et la vitesse de combustion [50]. Elle peut prendre la valeur d'un à trois en fonction des conditions mentionnées ci-dessous.

- Classe 1 : Il n'y a pas de propagation de la flamme lors d'essais à 60 °C et 101,3 kPa.
- Classe 2L : Inflammabilité réduite. Propagation de la flamme à 60 °C et 101,3 kPa, LFL $>$ 0,10 kg/m^3, chaleur de combustion (HOC) $<$ 19000 kJ/kg et vitesse de combustion $\leq$ 10 cm/s à 23 °C et 101,3 kPa dans de l'air sec.
- Classe 2 : Inflammable. Présente une propagation de flamme lorsqu'il est testé à 60 °C et 101,3 kPa, a une LFL $>$ 0,10 kg/m^3 et a une chaleur de combustion $<$ 19000 kJ/kg.
- Classe 3 : Inflammabilité élevée. Propagation de la flamme à 60 °C et 101,3 kPa, LFL $<$ 0,10 kg/m^3 ou chaleur de combustion $>$ 19000 kJ/kg.

Un résumé de ces propriétés est illustré dans la Figure 1.1. Voici un exemple de fluide appartenant à chaque catégorie : CO_2 (A1), R32 ou R454A (A2L), R152a (A2), R290 (A3), R514A (B1), Ammoniac (B2L), R40 (B2).

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

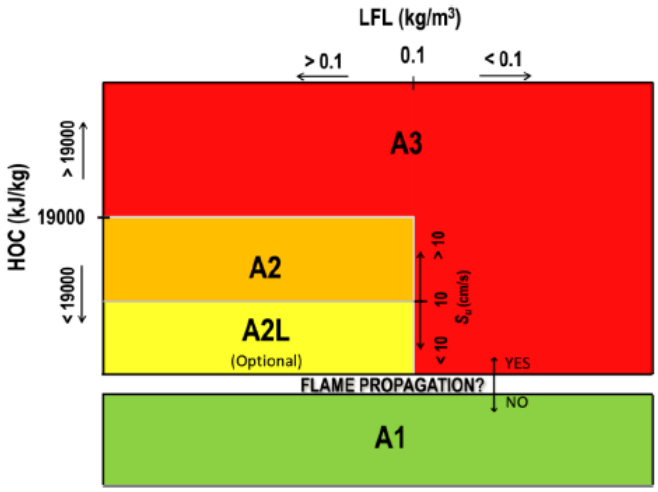


Figure 1.1. ASHRAE classification [51]

1.3.2 Règlementation des équipements sous pression

Les équipements installés dans une machine frigorifique sont soumis à des pressions élevées, en particulier avec l'utilisation du CO_2 qui peut atteindre des niveaux de pression très élevés, dépassant les 100 bar. Afin d'assurer la sécurité des personnes travaillant avec ces équipements et de prévenir les accidents, une réglementation européenne a été établie pour fixer des limites acceptables pour tout équipement fonctionnant sous pression à une pression maximale admissible supérieure à 0,5 bar.

La réglementation DESP (Directive Européenne des Equipements Sous Pression) 2014/68/UE a pour objectif principal de garantir que ces équipements sont équipés de soupapes de sécurité et de dispositifs de protection appropriés.

1.3.3 Règlementations environnementales

Les systèmes de refroidissement par compression contribuent de deux façons au réchauffement climatique : par les émissions directes, qui se produisent lorsqu'il y a des fuites de fluide dont le potentiel de réchauffement global (PRG) n'est pas nul, ou des émissions indirectes dues aux émissions de gaz à effet de serre lors de la production de l'énergie utilisée pour faire fonctionner le système. Les premières émissions peuvent être réduites en minimisant le taux de fuite et en utilisant un frigorigène à faible PRG. Les deuxièmes émissions, les émissions indirectes, peuvent être réduites en optimisant l'efficacité énergétique du système [52].

Certains types de fluides frigorigènes contribuent à l'appauvrissement de la couche d'ozone ; certains types contribuent au réchauffement climatique et certains types contribuent aux deux phénomènes.

Pour réduire les émissions directes des fluides frigorigènes, ceux-ci doivent respecter les réglementations décrites ci-dessous.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

1.3.3.1 Règlementation pour la protection de la couche d'ozone

La dégradation de la couche d'ozone se produit dans la stratosphère, où le chlore agit en tant que catalyseur, décomposant les molécules d'ozone (O_3) en molécules d'oxygène (O_2). Le chlore n'est pas consommé dans la réaction, il continue à convertir davantage d'ozone en oxygène, détruisant ainsi la couche d'ozone [53]. Ce phénomène a suscité une préoccupation mondiale et a conduit à l'établissement d'un protocole international, le Protocole de Montréal. En Europe, ce protocole a été suivi par la mise en place du règlement RE 1005/2009.

1.3.3.1.1 Protocole de Montréal

Le protocole de Montréal est un accord international dont l'objectif est de protéger la couche d'ozone de la planète Terre en éliminant de manière progressive la production et l'utilisation de substances qui appauvrissent cette dernière, autrement dit, tous les fluides frigorigènes contenant du chlore, comme les CFC et HCFC. Il a été signé en 1987 et est entré en vigueur en 1989 [54]. Depuis, différentes réunions ont été organisées par les parties prenantes au protocole afin d'établir six amendements, qui ont ajouté de nouvelles substances à la liste initiale. L'amendement le plus récent est celui de Kigali en 2016, qui prévoit la réduction progressive des hydrofluorocarbures (HFC) à différentes échéances selon le pays [55].

1.3.3.1.2 RE 1005/2009

Ce règlement européen [56] adopte les mesures établies par le protocole international de Montréal. La production, l'importation, l'exportation, l'utilisation, la récupération, la régénération et la recharge des installations avec des substances qui appauvrissent la couche d'ozone sont aujourd'hui interdits. La France a été particulièrement impactée par ce règlement sur les fluides frigorigènes car grande utilisatrice du R22 (HCFC). En effet, les contraintes de sécurité liées à l'utilisation de l'ammoniac ont conduit à une utilisation importante du R22 dans différents secteurs en France, contrairement à d'autres pays européens. Cette situation a entraîné des ajustements significatifs pour se conformer aux nouvelles réglementations et réduire progressivement l'utilisation du R22. Les autres pays d'Europe, ayant une utilisation moindre du R22, ont été moins impactés par ce règlement.

1.3.3.2 Réglementation pour la réduction de l'effet de serre

L'effet de serre est un phénomène naturel qui permet de maintenir la chaleur dans l'atmosphère de la Terre, favorisant ainsi la vie telle que nous la connaissons. Cependant, l'activité humaine, dont la réfrigération, a entraîné une augmentation significative des gaz à effet de serre (GES) dans l'atmosphère, ce qui entraîne un déséquilibre et un réchauffement excessif de la planète.

Pour faire face à ce problème, le Protocole de Kyoto a été établi pour contrôler ces émissions à l'échelle mondiale, tandis que le règlement européen F-Gaz est adressé spécifiquement à l'utilisation des gaz fluorés, des GES puissants.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

1.3.3.2.1 Protocole de Kyoto

Il s'agit d'une convention internationale sur le changement climatique qui a été adoptée à Kyoto en 1997 et qui est entrée en vigueur en 2005. L'objectif de ce protocole est de limiter la quantité des substances qui contribuent au changement climatique. Il établit des engagements de réduction des émissions en fixant une quantité maximale admissible d'émissions (mesurée en équivalent de dioxyde de carbone) pour six principaux gaz ou famille de gaz à effet de serre : le dioxyde de carbone (CO_2), le méthane (CH_4), l'oxyde nitreux (N_2O), les hydrofluorocarbures (HFC), les perfluorocarbures (PFC) et l'hexafluorure de soufre (SF_6). Le protocole de Kyoto distingue les pays développés et les pays en développement. Il considère que les pays développés sont largement responsables des niveaux élevés actuels d'émissions de gaz à effet de serre. Il a donc fixé des objectifs de réduction contraignants spécifiquement pour les pays développés, tandis que les pays en développement étaient encouragés à prendre des mesures volontaires.

1.3.3.2.2 F-gaz

Dans le cadre de la mise en œuvre du protocole de Kyoto, le règlement sur les gaz fluorés (F-Gaz) a été adopté par la Commission européenne en 2006. Il a pour objectif de réduire l'utilisation des frigorigènes contenant du fluor tels que les HFC, PFC et SF6, et d'encourager l'utilisation de gaz alternatifs moins nocifs pour l'environnement du point de vue du réchauffement climatique.

Le règlement (CE) n° 842/2006, dit règlement F-Gaz I, fixe des limites pour la réduction des émissions de gaz fluorés en Europe et établit des obligations pour les acteurs du marché tels que les producteurs, les importateurs et les utilisateurs de ces gaz. Une modification à ce règlement a été apportée en 2014 avec le nom de Règlement (CE) n° 517/2014 (dit F-Gaz II). Le règlement F-gaz II a renforcé les dispositions de la réglementation F-gaz I en fixant des objectifs plus ambitieux de réduction des émissions de gaz fluorés et en élargissant le champ d'applications du règlement pour inclure des mesures supplémentaires de contrôle et de surveillance des émissions. De plus, il met en place des exigences plus strictes en matière de formation et de certification pour les personnes manipulant des équipements contenant des gaz fluorés.

Depuis le 1er janvier 2020, la réglementation européenne interdit l'utilisation de fluides frigorigènes HFC ayant un potentiel de réchauffement globale (PRG) supérieur ou égal à 2 500 dans le domaine de la réfrigération commerciale, pour les installations neuves hermétiques et en réfrigération industrielle. Depuis le 1er janvier 2022, le règlement F-Gaz II restreint l'utilisation des fluides HFC dont le PRG est supérieur ou égal à 150 dans les applications de froid commercial, et pour toutes les machines (hermétiques et déportées). Cela s'applique également à tous les équipements de réfrigération centralisée multi postes d'une puissance frigorifique supérieure à 40 kW [8].

La réglementation F-Gaz II est en cours de révision ; la F-gaz III sera publiée fin 2023 ou début 2024. Au 5 Octobre 2023, le trilogue européen (Parlement, Commission et Conseil) a

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

adopté une version prévoyant l'interdiction totale de mise sur le marché d'ici 2050 et une diminution drastique (15 %) à 2036. Les restrictions en maintenance et sur les équipements neufs ne sont pas connues du public au jour de la clôture de rédaction du présent manuscrit. Néanmoins, la version approuvée par le trilogue est une version très contraignante, qui conforte l'intérêt de cette thèse au bénéfice du secteur.

La recherche de fluides frigorigènes adaptés aux différentes applications a été une préoccupation constante depuis le début des systèmes à compression de vapeur. Cependant, il est difficile de trouver un fluide qui réponde parfaitement aux critères de sécurité pour l'homme et l'environnement, tout en offrant d'excellentes performances énergétiques dans toutes les conditions climatiques et d'applications. Cette thèse a décidé d'investir ces efforts dans l'étude du CO_2 comme fluide frigorigène car il semble être une solution prometteuse au remplacement des frigorigènes actuels.

1.3.3.3 Réglementation sur les produits chimiques : REACH

REACH est un règlement européen (règlement n°1907/2006) entré en vigueur en 2007 pour sécuriser la fabrication et l'utilisation des substances chimiques dans l'industrie européenne.

Il s'agit de recenser, d'évaluer et de contrôler les substances chimiques fabriquées, importées, mises sur le marché européen.

Un projet de mise à jour est en cours depuis plusieurs mois. Ce projet impliquerait des restrictions sur la fabrication, la mise sur le marché et l'utilisation des substances Per – et Polyfluoroalkylées (PFAS). Parmi les PFAS, on compte les HFC et les HFO.

1.4 Le CO_2 comme fluide frigorigène

Le frigorigène naturel CO_2 est une alternative aux frigorigènes synthétiques car il a un très faible potentiel de réchauffement global (PRG=1, pris comme fluide de référence) et il ne contribue pas à l'appauvrissement de la couche d'ozone. En outre, il présente certains avantages par rapport à d'autres frigorigènes naturels : il est non toxique, non inflammable et non corrosif et peut fonctionner dans un cycle de compression de vapeur sur une large gamme de températures [57].

L'utilisation du CO_2 comme fluide frigorigène a attiré l'attention et l'intérêt de nombreux chercheurs après l'étude présentée par Lorentzen en 1994 qui a relancé l'idée d'utiliser le CO_2 en régime transcritique [58]. Il le présente comme un fluide prometteur et montre qu'en améliorant ses conditions de travail, il est possible d'obtenir un bon coefficient de performance.

1.4.1 Particularités du CO_2

Le CO_2 a un comportement différent de celui des autres frigorigènes conventionnels, principalement en raison de son point critique et de son point triple. La température et la

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

pression critiques du CO_2 sont de 31,1 °C et 73,7 bar respectivement. Le point triple se situe à - 56,6 °C et 5,2 bar. Cela signifie qu'à la pression atmosphérique et à très basse température, le CO_2 peut se solidifier rapidement en neige carbonique.

Lorsque la température extérieure est supérieure à 31 °C, la condensation du CO_2 n'est plus possible. A ces températures et dans une installation utilisant le dioxyde de carbone comme fluide frigorigène le condenseur s'appelle refroidisseur de gaz.

Il est donc important de distinguer deux régimes essentiels : le régime subcritique et le régime transcritique, en ce qui concerne le fonctionnement du CO_2. Dans le régime subcritique, le CO_2 se comporte comme tout autre fluide, avec une étape de condensation. En revanche, dans le régime transcritique, la réjection de chaleur se produit au-dessus du point critique, où la pression n'a pas de corrélation directe avec la température.

Dans le régime transcritique, il est essentiel d'ajouter un organe de contrôle pour réguler la haute pression, afin de travailler à une pression optimale qui permet d'obtenir le COP le plus élevé. Il est également important de noter que les propriétés thermodynamiques du CO_2 subissent un changement drastique autour du point critique (voire section 1.4.2).

Pour faciliter une transition en douceur entre le régime subcritique et le régime transcritique, il est nécessaire de définir un régime ou zone de transition. Cette zone de transition joue un rôle crucial dans la loi de commande de la haute pression de l'installation. Dans le cadre de cette thèse, la zone de transition est définie entre 61 bar et 83 bar, ce qui correspond à des températures de sortie du CO_2 du refroidisseur de gaz entre 20 °C et 31 °C.

Cette approche garantit le bon fonctionnement du système pour toutes les températures extérieures. La Figure 1.2 illustre les trois principaux régimes de travail du CO_2 : subcritique, de transition et transcritique.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

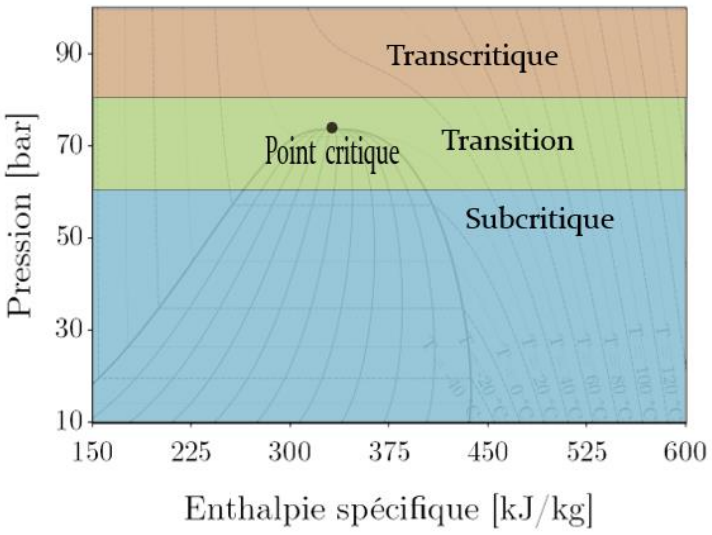


Figure 1.2. Trois conditions de travail avec le CO_2 : subcritique, de transition et transcritique.

1.4.2 Propriétés thermodynamiques du CO_2

Le CO_2 possède des propriétés thermodynamiques intéressantes, en particulier autour du point critique et des points pseudo critiques (température à laquelle la chaleur spécifique devient maximale pour une pression donnée).

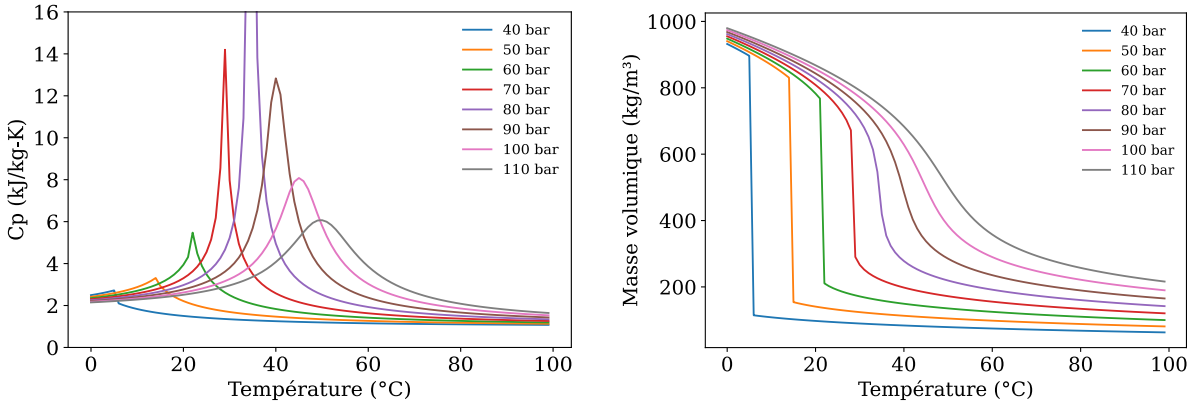
La capacité thermique massique est une propriété thermodynamique importante car elle mesure la capacité à absorber et à restituer la chaleur lorsque le fluide est chauffé ou refroidi. Plus précisément, elle mesure la quantité d'énergie nécessaire pour élever la température d'un Kelvin. Cette propriété peut avoir un impact important sur les coefficients de transfert de chaleur.

La Figure 1.3 montre (a) la capacité thermique massique, (b) la masse volumique et (c) le coefficient de convection thermique, d'après Yamaguchi *et al.* [59], du CO_2 en fonction de la température à une pression donnée. La capacité thermique massique augmente avec la pression et présente son maximum dans les températures pseudo critiques. La capacité thermique massique de la vapeur doit être élevée pour réduire la surchauffe de la zone monophasique de vapeur. En revanche, la capacité thermique massique du liquide doit être la plus faible possible pour augmenter le sous-refroidissement dans la zone liquide [57], [60].

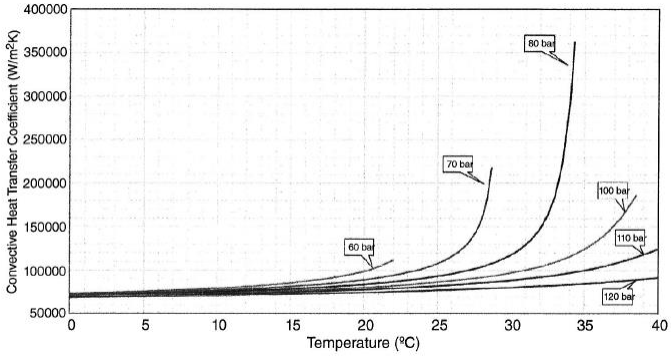
Le rapport entre les masses volumiques liquide et vapeur du CO_2 est plus petit en comparaison de celui des autres fluides frigorigènes conventionnels. Pendant l'évaporation et à un débit donné, le faible rapport des masses volumiques liquide/vapeur permet des variations de vitesse plus petites et un nombre de Reynolds plus faible dans la zone diphasique, par rapport aux autres fluides frigorigènes [61]. Cela favorise une distribution

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

homogène du CO_2 à l'intérieur des échangeurs de chaleur, ce qui améliore le transfert de chaleur dans les échangeurs de chaleur.



(a) Capacité thermique massique (b) Masse volumique



(c) Coefficient de convection thermique [59]

Figure 1.3. Propriétés de CO_2 en fonction de la température et pour différentes pressions.

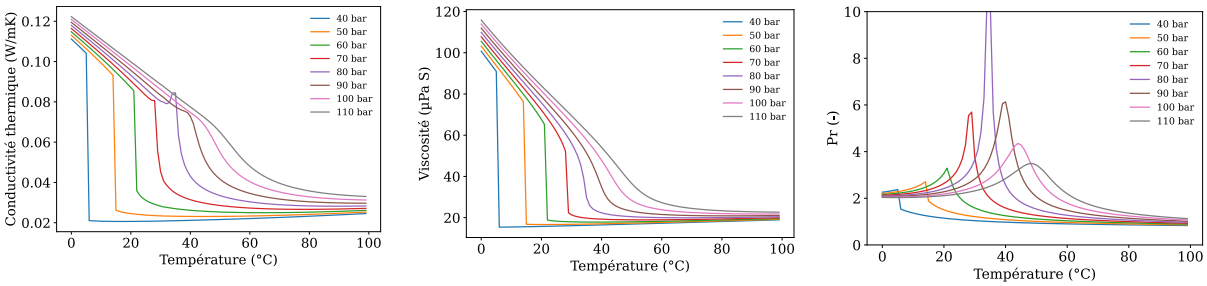
1.4.3 Propriétés de transport

Le nombre de Prandtl a une influence sur les coefficients de transfert de chaleur. Il compare la rapidité des phénomènes thermiques dans le fluide. Il est directement proportionnel à la capacité thermique massique et à la viscosité mais indirectement proportionnel à la conductivité thermique. La Figure 1.4 illustre la forte variation de (a) la conductivité thermique, (b) la viscosité et (c) du nombre de Prandtl autour de la température critique à une pression donnée, cela rend difficile le calcul précis du transfert de chaleur dans cette zone.

La tension superficielle du CO_2 est inférieure à celle des autres fluides frigorigènes [57]. Cette caractéristique favorise la formation de bulles et réduit la surchauffe nécessaire à la nucléation, permettant ainsi une ébullition nucléée plus élevée à faible titre en vapeur en comparaison des autres frigorigènes [61]. En conséquence, les transferts de chaleur sont améliorés grâce à une augmentation de la surface de transfert thermique disponible.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

La viscosité impacte le comportement de l'écoulement, la convection et les caractéristiques de séparation des phases. La viscosité liquide du CO_2 est plus faible que celle des autres fluides frigorigènes, ce qui se traduit par une perte de charge réduite dans les échangeurs de chaleur par rapport à ces derniers. Il y a moins de résistance à l'écoulement, donc moins de pertes de pressions à l'intérieur des échangeurs de chaleur [61].



(a) Conductivité thermique (b) Viscosité (c) Nombre de Prandlt

Figure 1.4. Propriétés de transport du CO_2 en fonction de la température et pour différentes pressions.

1.4.4 Mélanges à base de CO_2

L'intérêt de mélanger le CO_2 avec une autre substance est d'augmenter la température critique de ce mélange et de diminuer sa pression critique (principal inconvénient du CO_2). Bouteiller [62] a étudié différentes substances à mélanger au CO_2 afin d'améliorer ses propriétés thermodynamiques. Le Tableau 1-1 présente les substances étudiées avec leurs points critiques, températures d'ébullition, PRG et les principaux inconvénients par rapport à l'inflammabilité ou la toxicité.

Tableau 1-1. Hydrocarbures susceptibles d'être mélangés au CO_2 [62]

Familles chimiques	Substances chimiques	Températures critiques		Pressions critiques [bar]	T ébullition à 1 atm [°C]	GWP	Inconvénients potentiels
		[Kelvin]	[°C]				
Hydrocarbures	Butane	425.13	151.98	37.96	-0.49	3	Inflammable
	Propane	369.9	96.75	42.5	-42.11	20	Inflammable
	Ethane	305.32	32.17	48.72	-88.58		Inflammable
	Isobutane	407.81	134.66	36.29	-11.75	4	Inflammable
	Propène	364.21	91.06	45.55	-47.62		Inflammable
Alcools	Méthanol	512.6	239.45	81.04	64.48	Faible	Toxique, Inflammable
	Ethanol	514	240,85	61.4	78.24	Faible	Inflammable
Ethers	Diméthyle éther	400.38	127.23	53.37	-24.78	<1	Toxique, Inflammable
Esters	Méthyle acétate	506.6	233.45	47.5	57-58		Irritant, Inflammable
	Acétone	508.1	234.95	47	56.01		
inorganiques	Ammoniac	405.4	132.25	113.33	-33.33		Toxique, corrosif
	CO_2	304.13	30.98	73.77	-78.46*	1	
HFO	R-1234yf	367.85	94.7	33.82	-29.45		Inflammable

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

La température d'ébullition est un bon indicateur de la volatilité de la substance. Plus elle est basse, plus elle est volatile. De plus, elle donne un indice sur la variation de température lors des changements de phase : plus elle est proche de celles du CO_2, et moins il y a de glissements de températures. Ainsi, les substances les plus prometteuses sont le propane, le propène, le R-1234yf et le diméthyle-éther [62].

Sanchez *et al.* [63] ont également comparé différentes substances pour les mélanger avec le CO_2 à une concentration spécifique. La concentration choisie a été la concentration maximale pour laquelle le mélange peut rester classé A2 selon la classification de l'ASHRAE [50]. Ils ont comparé le potentiel de réchauffement, la pression et la température critique du mélange et le glissement total avec un titre en vapeur de 0,5 (Tableau 1-2). GWP_{100} (5th) fait référence au potentiel de réchauffement global d'après le cinquième rapport du GIEC.

Tableau 1-2. Mélanges avec CO_2 Extrait de Sanchez *et al.* [63]

Blend	% CO_2 (in mass)	% Flammable Gas (in mass)	GWP_{100} (5^{th})	P_{crit} (bar)	T_{crit} (°C)	Total Glide (K) (-10 °C, x = 0.5)
CO_2 + R152a	79.5%	20.5%	138.0	81.39	51.88	23.72
CO_2 + R161	86.9%	13.1%	1.4	79.37	46.41	14.78
CO_2 + R32	56.1%	43.9%	297.6	-	-	-
CO_2 + R32	78.0%	22.0%	149.7	75.81	43.24	6.49
CO_2 + R41	79.6%	20.4%	24.5	71.54	34.50	1.12
CO_2 + R600a	92.2%	7.8%	1.2	74.97	37.78	12.23
CO_2 + R290	92.2%	7.8%	1.2	69.80	31.68	2.20
CO_2 + R1270	92.4%	7.6%	1.1	76.17	36.95	3.37
CO2 + R1234yf	44.6%	55.4%	4.3	78.30	73.77	33.90

Les mélanges proposés précédemment avec le CO_2 sont des mélanges zéotropiques, c'est-à-dire que la phase vapeur et la phase liquide n'ont pas la même composition à température et pression données. Ceci crée un glissement de température dans les échangeurs de chaleur à pression constante. Ce glissement est un paramètre important à prendre en compte car s'il est très élevé, le composant le moins volatile risque de rester « piégé » en phase liquide dans l'évaporateur, laissant le deuxième composant circuler seul dans la machine. Il y a donc une composition variable à l'intérieur de l'installation, ce qui dégrade la performance de la machine. Plus les températures de changement de phase des deux composants sont éloignées, plus les glissements de température auront tendance à être importants lors des changements d'état du mélange. Cependant, travailler avec un mélange zéotropique dans un échangeur est avantageux car cela permet de réduire les pincements de température entre le fluide secondaire et le frigorigène. Il s'ensuit une réduction de la production d'entropie dans les échangeurs de chaleur [64].

Parmi les composants étudiés par Sanchez *et al.* [52] et Bouteiller [62], [63]le mélange du CO_2 avec du propane semble être une alternative prometteuse car il affiche un faible glissement et il permet d'améliorer les propriétés thermodynamiques du CO_2 pur en basculant, sous certaines conditions de pression et température, du régime transcritique au régime subcritique.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Kim *et al.* [64] ont fait une étude comparative de la performance d'une installation entre un mélange CO_2/propane à différentes concentrations et le CO_2 pur. Ils ont trouvé que les mélanges CO_2/propane permettent de réduire la pression dans le refroidisseur de gaz/condenseur. Cette réduction est proportionnelle à la proportion de propane dans le mélange. Pour les concentrations massiques de CO_2/propane de 85/15, 75/25 et 60/40 ils ont trouvé une réduction de pression de 11,8 %, 22,7 % et 37,9 % respectivement en comparaison avec le CO_2 pur.

L'analyse énergétique de ce mélange en régime subcritique et transcritique devient donc intéressante à étudier. Cette thèse analysera cette piste d'amélioration dans le chapitre 5.

1.5 Système de réfrigération

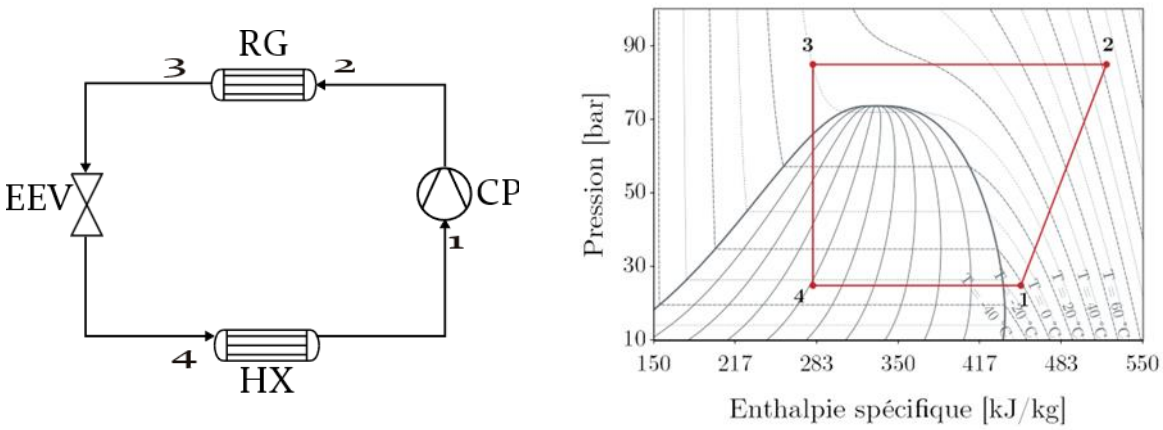
La réfrigération joue un rôle important dans notre société et notre vie quotidienne. Elle est utilisée dans différentes applications telles que l'alimentation, les produits pharmaceutiques, les entrepôts frigorifiques, le transport, le confort thermique, etc. Elle représente environ 15 % de toute l'électricité consommée dans le monde [65], ce qui souligne l'importance d'améliorer l'efficacité des systèmes frigorifiques pour réduire la consommation électrique globale.

1.5.1 Cycle thermodynamique classique

Un système de réfrigération classique fonctionnant au CO_2, avec réjection de chaleur sur l'air extérieur, est généralement transcritique. Il est composé d'un compresseur (CP), d'un refroidisseur de gaz (RG), d'un détendeur (EEV pour Electronic Expansion Valve) et d'un évaporateur (HX pour Heat eXchanger) (Figure 1.5).

Dans un cycle transcritique (lorsque la pression dans le refroidisseur de gaz dépasse la pression critique) (Figure 1.5), le titre en vapeur du CO_2 à l'entrée de l'évaporateur est considérablement plus élevé, à température extérieure donnée, que celui d'un cycle subcritique obtenu avec des frigorigènes tel que les HFC. Cela entraîne une diminution de la différence d'enthalpie entre l'entrée et la sortie de l'évaporateur. En conséquence, un débit massique plus élevé doit être utilisé, ce qui augmente la charge de travail du compresseur et dégrade les performances de la machine.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés



a) Schéma du système

b) Représentation du cycle dans un diagramme de Mollier

Figure 1.5. Système de réfrigération transcritique classique

1.5.2 Performance d'un système de réfrigération

Le coefficient de performance (COP) est un indicateur communément utilisé pour évaluer la performance d'un système de réfrigération. Il est défini comme le rapport de l'énergie récupérée (ou la puissance de la source à refroidir) et de l'énergie consommée par le compresseur (ou la puissance de celui-ci) (équation (1.1)).

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{P_{elec}} \tag{1.1}$$

En raison des particularités du CO_2 mentionnées précédemment, principalement pour sa faible température critique, le coefficient de performance des systèmes frigorifiques utilisant le CO_2 est généralement plus faible à des températures extérieures élevées que celui d'autres fluides frigorigènes. Ce faible rendement contribue à augmenter les émissions indirectes de gaz à effet de serre [52]. Différentes modifications du cycle thermodynamique classique ont été proposées par des chercheurs afin d'améliorer sa performance énergétique.

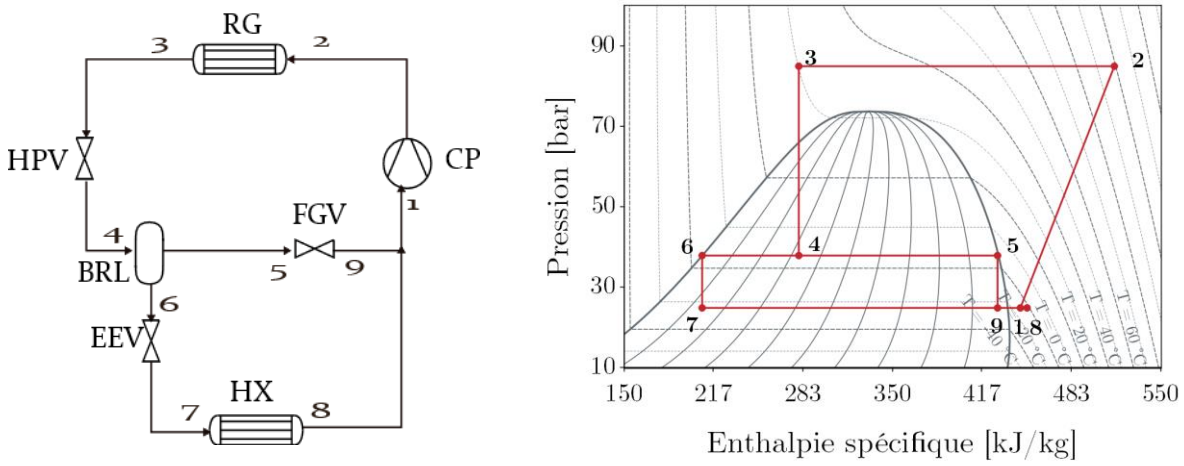
1.5.3 Modifications du cycle thermodynamique classique pour le CO_2

1.5.3.1 Système de réfrigération avec détente intermédiaire

Une solution pour augmenter la plage d'enthalpie et diminuer le titre en vapeur du CO_2 à l'entrée de l'évaporateur est d'ajouter une bouteille séparatrice (BRL pour Bouteille Receveuse de Liquide), une vanne haute pression (HPV pour High Pressure Valve) et une vanne flash gaz (FGV pour Flash Gas Valve), au circuit (Figure 1.6). Par ailleurs, une diminution du titre en vapeur à l'entrée de l'évaporateur permet d'améliorer les coefficients de transfert de chaleur, diminuer le débit et par conséquent réduire la perte de charge à l'intérieur de celui-ci [66]–[68]. Yu *et al.* [69] ont conclu qu'il est possible d'améliorer la

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

performance du système autour de 7 % avec cette configuration. C'est la configuration la plus fréquemment utilisée avec le CO_2 transcritique.



a) Schéma du système

b) Représentation du cycle dans un diagramme de Mollier

Figure 1.6. Système avec détente intermédiaire

1.5.3.2 Système de réfrigération avec échangeur de chaleur interne

L'ajout d'un échangeur de chaleur interne (IHX pour Internal Heat eXchanger) au cycle thermodynamique apporte des améliorations à la performance du système de réfrigération au CO_2 et ce d'autant plus que l'on se trouve en régime transcritique [14], [17], [57], [69]–[71]. L'échangeur permet de transférer la chaleur d'une partie du cycle à une autre en générant différents effets thermodynamiques. Différents emplacements de l'échangeur de chaleur dans le cycle ont été proposés dans la littérature :

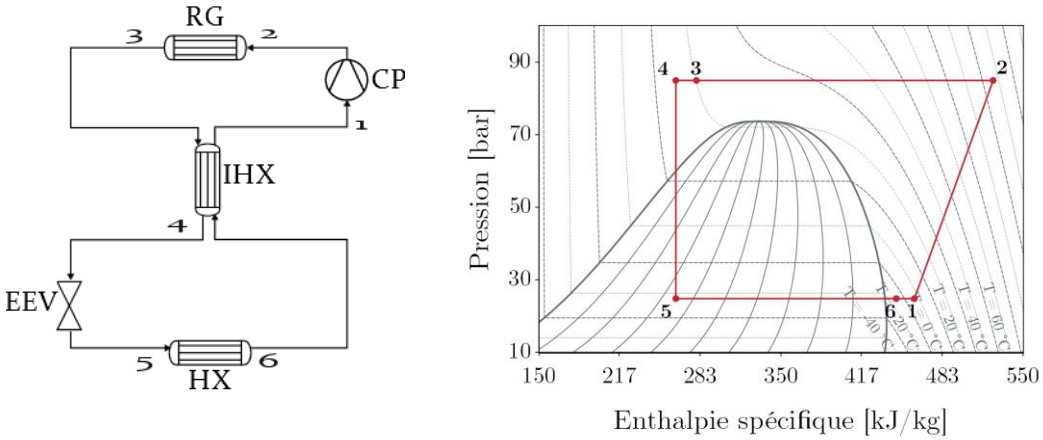
- L'échangeur de chaleur interne peut se placer entre la sortie du refroidisseur de gaz (Figure 1.7, point 3) et la sortie de l'évaporateur (Figure 1.7, point 6) [14], [17], [69], [72]–[80]. Cet emplacement entraîne, d'un côté, une augmentation de la différence d'enthalpie entre l'entrée et la sortie de l'évaporateur (points 5-6), donc de la puissance frigorifique à débit constant, mais d'un autre côté, une diminution de la masse volumique à l'entrée du compresseur (point 1), ce qui augmente le travail de ce dernier [80]. La combinaison de ces deux effets peut améliorer ou dégrader le COP de l'installation.

  L'ajout de cet échangeur de chaleur interne assure également une évaporation totale de l'excès de liquide sortant de l'évaporateur afin de protéger le compresseur [74]. Rigola *et al.* [14] et Elbel *et al.* [33] ont montré respectivement une amélioration de COP de 23 % pour une température d'évaporation de -10 °C et de 9 % avec une température d'évaporation de 5 °C. Kim *et al.* [77] et Cho *et*

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

al. [76] ont identifié une légère réduction dans la pression du refroidisseur de gaz lorsque l'échangeur de chaleur interne est utilisé. Zhang *et al.* [36] ont montré avec des résultats de simulation, une amélioration de 6,9 % avec une température d'évaporation de 0 °C et une température extérieure de 40 °C.

Nakagawa *et al.* [34] ont fait varier la longueur de l'IHX de 30 à 60 cm et ils ont trouvé une amélioration maximale du COP par rapport au système de référence de 17 % avec un IHX de 60 cm au lieu de 30 cm, pour une température extérieure de 42 °C et une température d'évaporation de 0 °C.



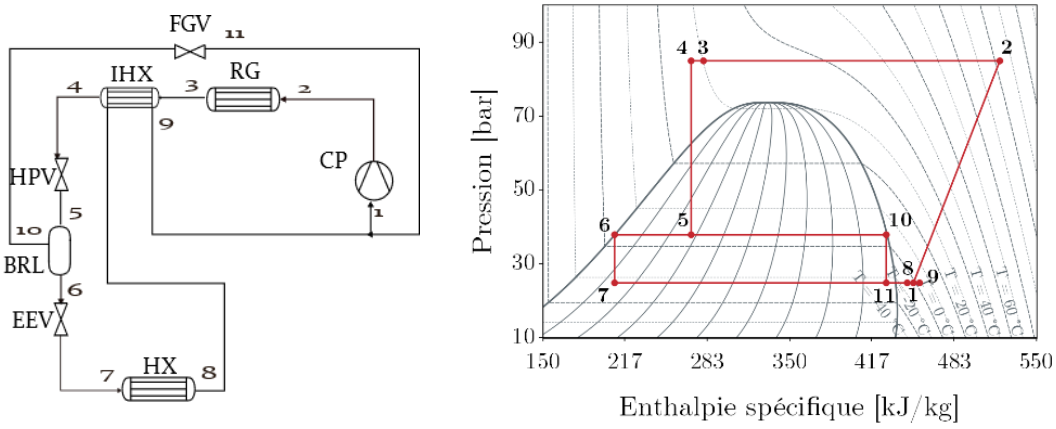
a) Schéma du système

b) Représentation du cycle dans un diagramme de Mollier

Figure 1.7. Système avec échangeur de chaleur interne

- Il est possible d'ajouter un échangeur de chaleur interne entre la sortie du refroidisseur de gaz et l'entrée du compresseur dans le système décrit dans la section 1.5.3.1 (Figure 1.8). Cela permet de diminuer le titre en vapeur à l'entrée de la bouteille BRL et celui de l'entrée de l'évaporateur. L'ajout de cet échangeur de chaleur interne augmente la température d'aspiration du compresseur. Cependant dans cette configuration, la température d'aspiration du compresseur est réduite grâce au fluide diphasique sortant de la vanne flash gaz. Shengchun *et al.* [12] ont trouvé une amélioration du COP de 6,4 % avec cette configuration pour une température ambiante de 40 °C.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés



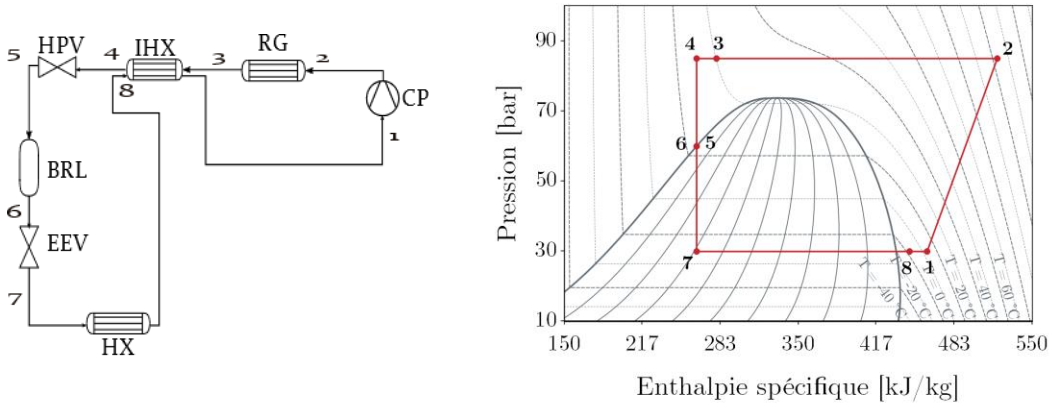
a) Schéma du système

b) Représentation du cycle dans un diagramme de Mollier

Figure 1.8. Système avec échangeur de chaleur interne et détente intermédiaire

- Il est possible d'ajouter un échangeur de chaleur interne au système avec une bouteille séparatrice (Figure 1.9) mais sans avoir forcément une séparation de liquide-vapeur [15], [17], [70]. Cela permet d'avoir un contrôle de la surchauffe à la sortie de l'évaporateur indépendamment du contrôle de la haute pression, grâce aux vannes EEV et HPV [17], ce qui est très intéressant dans les systèmes frigorifiques au CO_2 en régime transcritique. Il est possible d'ajuster la surchauffe et la pression dans le refroidisseur de gaz adaptées aux conditions de fonctionnement de la machine. Aprea et Maiorino [70] rapportent une amélioration de COP de 8,1 % et 10,5 % pour une température extérieure de 40 °C et 25 °C, respectivement. Sanchez *et al.* [15] rapportent une amélioration du COP autour de 10,6 % pour une température d'entrée du fluide secondaire à l'évaporateur de 5 °C, une surchauffe de 5 K et une température extérieure de 35 °C. Tous ces résultats sont basés sur des données expérimentales.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

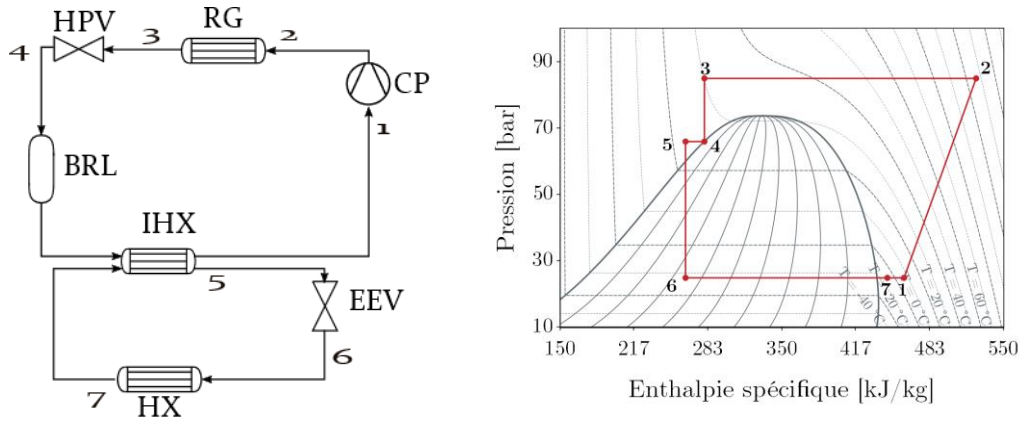


a) Schéma du système

b) Représentation du cycle dans un diagramme de Mollier

Figure 1.9. Système avec échangeur de chaleur interne et bouteille séparatrice

- L'échangeur de chaleur interne peut se positionner entre la sortie du départ liquide de la bouteille séparatrice et la sortie de l'évaporateur (Figure 1.10). Cet arrangement permet d'augmenter la plage de refroidissement dans l'évaporateur en réduisant le titre en vapeur à l'entrée de l'évaporateur. La différence de températures de part et d'autre de l'IHX est réduite par rapport à celle des configurations précédentes. Sanchez *et al.* [15] rapportent une amélioration maximale de COP de 6,2 % à des températures extérieures de 25 °C et 35 °C et à des températures d'entrée du fluide secondaire à l'évaporateur entre 5 °C et 15 °C.



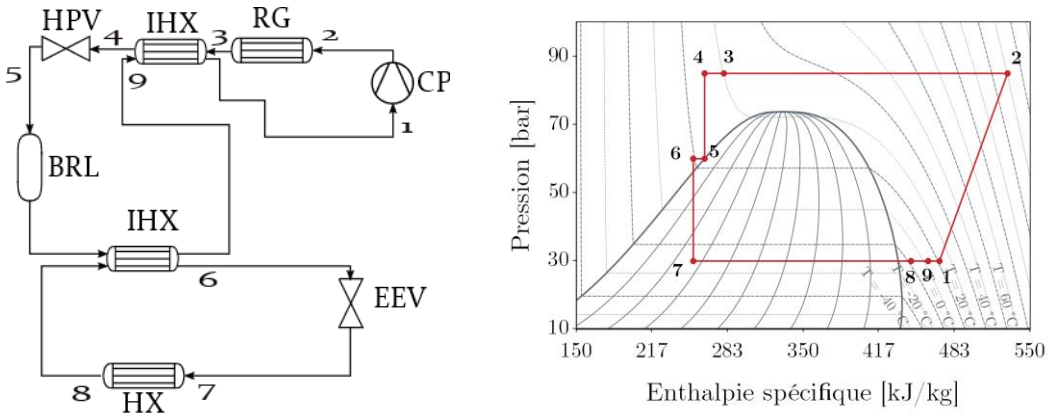
a) Schéma du système

b) Représentation du cycle dans un diagramme de Mollier

Figure 1.10. Autre configuration avec échangeur de chaleur interne

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

- Il est possible d'ajouter deux échangeurs de chaleur internes au cycle thermodynamique avec une bouteille séparatrice (Figure 1.11). De la même manière que dans les systèmes précédents, l'ajout de la vanne HPV et de la bouteille séparatrice intermédiaire permet d'avoir une haute pression optimale et une surchauffe réduite. De plus, cette configuration permet de réduire encore plus le titre en vapeur à l'entrée de l'évaporateur en comparaison de la configuration précédente (Figure 1.10). Cela est dû au refroidissement à la sortie du refroidisseur de gaz et à la sortie de la bouteille liquide. Cependant, l'ajout de ces deux échangeurs de chaleur augmente le volume massique à l'entrée du compresseur, ce qui augmente le travail de compression. Sanchez *et al.* [15] ont observé une amélioration du COP allant jusqu'à 13 %. Cette amélioration s'explique par l'augmentation de la différence d'enthalpie dans l'évaporateur plus importante que celle du travail de compression (induite par la surchauffe obtenue grâce aux deux échangeurs de chaleur internes).



a) Schéma du système

b) Représentation du cycle dans un diagramme de Mollier

Figure 1.11. Système avec deux échangeurs de chaleur internes

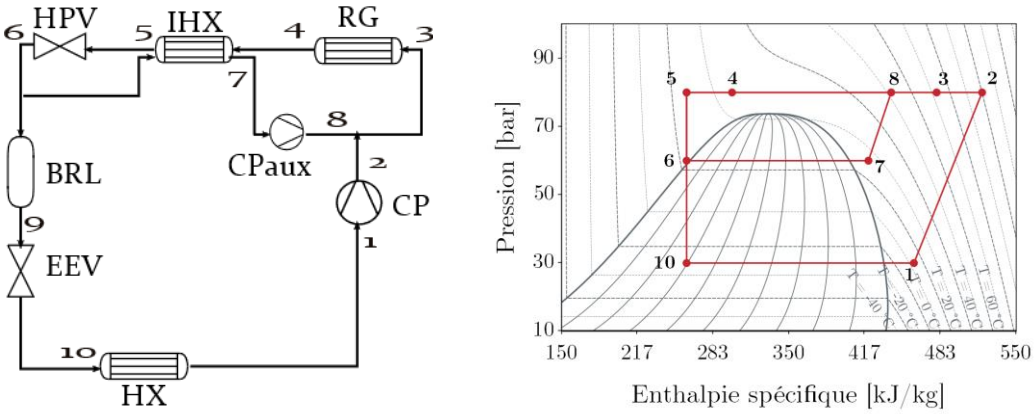
Indépendamment de la position de l'échangeur de chaleur interne, son dimensionnement joue un rôle important sur la performance de la machine. Kim *et al.* [77] et Cho *et al.* [76] ont fait respectivement une étude mathématique et une étude expérimentale. Ils affirment qu'il existe une longueur optimale du IHX permettant d'obtenir le meilleur COP. Cette longueur dépend des conditions de fonctionnement et de la charge en fluide frigorigène dans l'installation.

1.5.3.3 Système avec sous-refroidisseur mécanique

Un autre système étudié dans la littérature est l'ajout d'un sous-refroidisseur mécanique, qui peut être intégré dans le cycle ou externe au cycle :

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

- Le système avec sous-refroidisseur mécanique intégré au cycle [20], [81]–[83] est illustré dans la Figure 1.12. Après le sous-refroidisseur et la détente par la vanne HPV, une fraction du débit de CO_2 moyenne pression est envoyée au sous-refroidisseur de gaz pour récupérer la chaleur du fluide haute pression. Ensuite, le CO_2 détendu est comprimé à l'aide d'un compresseur parallèle avant d'être réintégré dans le cycle principal. Cette configuration permet de réduire la pression dans le refroidisseur de gaz. Cecchinato *et al.* [84] ont comparé cette configuration avec le cycle classique à une température extérieure de 30 °C et une température d'évaporation de 4 °C, - 10 °C et - 30 °C et ils ont trouvé une amélioration de 16,3 %, 17,3 % et 25,5 % respectivement. Nebot-Andrés *et al.* [20], [82] ont trouvé une amélioration du COP de 9,5 % à 35 °C, 7,2 % à 30 °C et 4,1 % à 25 °C en comparaison avec un système avec compresseur parallèle. Gullo et Cortella [85] ont comparé également la performance du système avec un système avec compresseur parallèle à une température extérieure de 30 °C et 42 °C pour une température d'évaporation de - 10 °C et ils ont trouvé une amélioration de 2,8 % et 5,5 % respectivement.



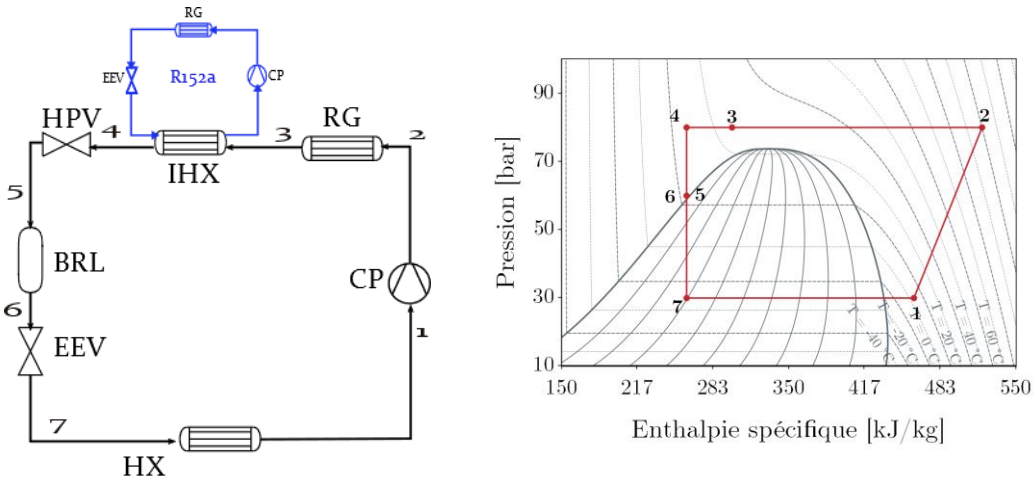
a) Schéma du système

b) Représentation du cycle dans un diagramme de Mollier

Figure 1.12. Système avec un sous-refroidisseur intégré

- Le système avec sous-refroidisseur externe [20], [82], [83] est illustré dans la Figure 1.13. Le fluide sortant du refroidisseur de gaz est refroidi grâce à un sous-refroidisseur qui est connecté à un autre circuit utilisant R152a. Cela permet de réduire la pression dans le refroidisseur de gaz et d'augmenter la puissance frigorifique d'après les différentes auteurs [20], [82], [83]. Nebot-Andrés *et al.* [82] ont comparé cette configuration avec celle utilisant un compresseur parallèle et ils ont trouvé une amélioration du COP de 17,5 % à 35 °C, 13,7 % à 30 °C et 7,8 % à 25 °C.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés



a) Schéma du système

b) Représentation du cycle dans un diagramme de Mollier

Figure 1.13. Système avec un sous-refroidisseur externe

1.5.3.4 Système de réfrigération avec éjecteur

Un éjecteur est un système de compression gratuite (sans consommation électrique) sans pièces mobiles. Il utilise l'énergie du fluide primaire (provenant du refroidisseur de gaz) pour comprimer le fluide secondaire (provenant de l'évaporateur ou d'une bouteille séparatrice, selon le type d'éjecteur) et réduire le rapport de pressions dans le compresseur. Par conséquent la puissance électrique consommée par ce dernier est réduite.

La Figure 1.14 illustre les pièces de l'éjecteur, dont les plus importantes sont soulignées en orange. L'éjecteur comporte deux d'entrées et une sortie. Il se compose principalement d'une entrée primaire (buse motrice), d'une entrée secondaire (buse d'aspiration), d'une section de mélange et d'une sortie (diffuseur). Le CO_2 provenant du refroidisseur de gaz, appelé fluide primaire, rentre à haute pression dans la buse motrice de l'éjecteur. Ce fluide subit une accélération due à la réduction de la section de passage au col qui provoque une baisse de pression. Cette baisse de pression permet d'aspirer le fluide secondaire provenant de l'évaporateur via la buse d'aspiration. Les deux flux sont mélangés dans la section de mélange. Ensuite, le fluide subit une perte d'énergie cinétique due à l'augmentation de la section de passage dans le diffuseur, ce qui diminue la vitesse du fluide conduisant à une augmentation de sa pression. Finalement le fluide sort de l'éjecteur à une pression intermédiaire [86].

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

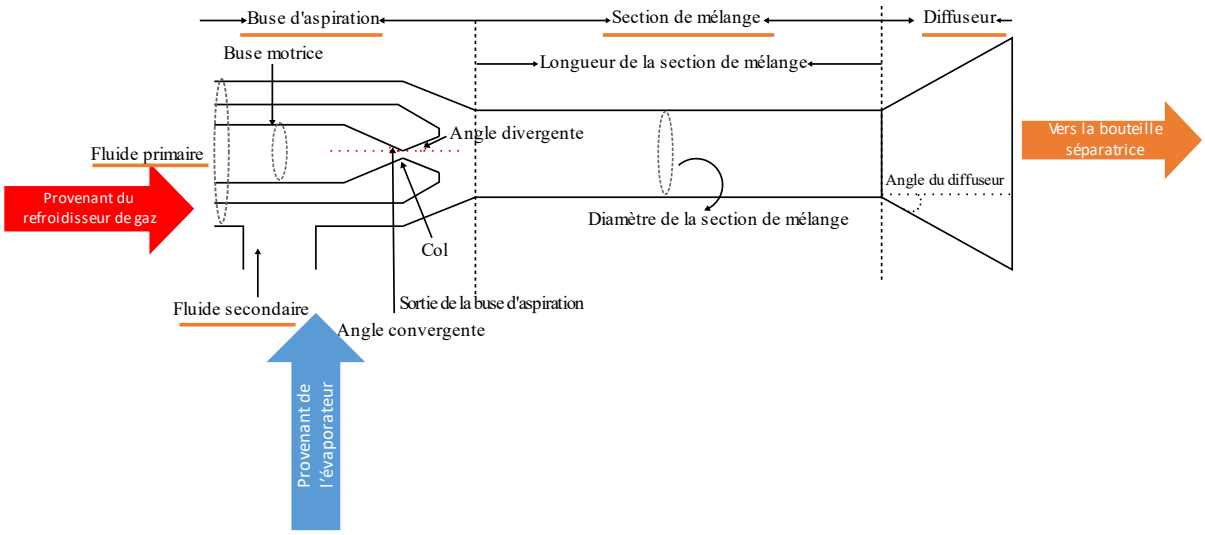


Figure 1.14. Description de l'éjecteur

L'éjecteur est un équipement qui permet d'améliorer les performances d'un système de réfrigération, il est donc fondamental de connaître ses principaux paramètres de performance : le taux de compression, le taux d'entraînement et son efficacité.

Le taux de compression ($\prod$) est le rapport de la pression de sortie de l'éjecteur (moyenne pression, P_{s_EJR}) et de la pression d'aspiration de l'éjecteur (pression de l'évaporateur, P_{evap}) (équation (1.2)), autrement dit, c'est le taux de compression qui est économisé par le compresseur. Il dépend des paramètres géométriques de l'éjecteur tels que la longueur de la section de mélange et l'angle du divergent [87], [88].

$$\prod = \frac{P_{s_EJR}}{P_{evap}} \tag{1.2}$$

Le taux d'entraînement est le rapport entre le débit massique aspiré (fluide secondaire, $\dot{m}_s$) et le débit massique de la buse motrice (fluide primaire, $\dot{m}_m$) comme le définit l'équation (1.3). Il existe un transfert de quantité de mouvement à l'intérieur de l'éjecteur, plus le taux d'entraînement est grand, moins il y a de quantité de mouvement disponible pour augmenter la pression à la sortie de l'éjecteur et plus le travail du compresseur augmente [23]. Nakagawa *et al.* [34] affirment que le taux d'entraînement peut varier en fonction de la surface de la section de mélange.

$$g = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_m} \tag{1.3}$$

Enfin, l'efficacité globale de l'éjecteur peut se définir par le rapport entre l'énergie nette minimale récupérée et l'énergie nette maximale disponible, équation (1.4). h_C est l'enthalpie du fluide qui serait à la sortie de l'éjecteur à la même entropie qu'à la sortie de l'évaporateur (point C, Figure 1.15). h_D est l'enthalpie du fluide à la sortie de l'évaporateur (point D, Figure 1.15). h_A est l'enthalpie du fluide à la sortie du refroidisseur de gaz (point A, Figure

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

1.15). h_B est l'enthalpie du fluide à la pression de sortie de l'éjecteur à la même entropie qu'en sortie du refroidisseur de gaz (point B, Figure 1.15).

$$\eta_{eje} = \frac{\dot{m}_s\,(h_C - h_D)}{\dot{m}_m\,(h_A - h_B)} \tag{1.4}$$

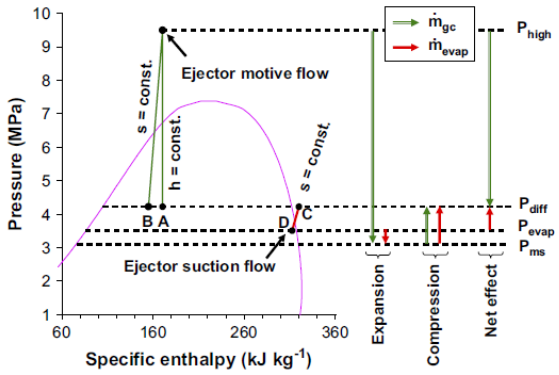


Figure 1.15. Efficacité globale de l'éjecteur selon Elbel et Hrnjak [89]

Un éjecteur peut être classé en fonction de la position de la buse, de la géométrie de la buse et de l'état du fluide aux entrées de l'éjecteur (Figure 1.16). Selon la position de la buse, il peut s'agir d'un mélange à pression constante, en anglais « constant pressure mixing », (CPM), dans lequel la sortie de la buse motrice est placée dans la buse d'aspiration ; il peut s'agir aussi d'un mélange à section constante, en anglais « constant area mixing », (CAM), dans lequel la sortie de la buse motrice est placée à l'intérieur de la section de mélange (Figure 1.17).

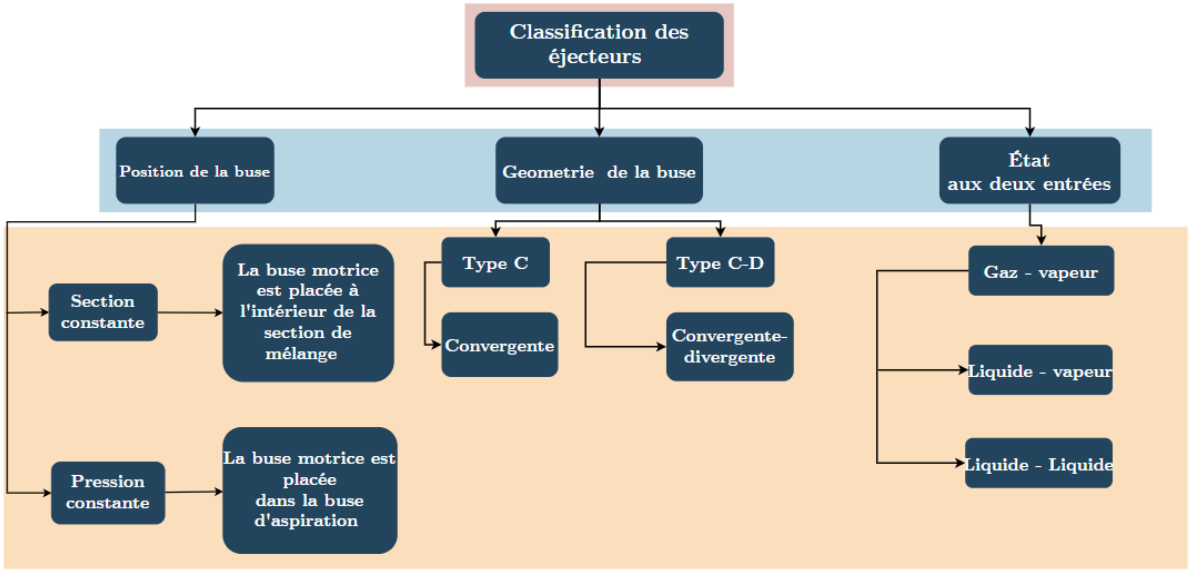


Figure 1.16. Classification des éjecteurs

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Besagni *et al.* [90] et Tashtoush *et al.* [91] mentionnent que les éjecteurs CPM sont principalement utilisés pour travailler avec un écart plus important de pression entre la pression de l'évaporateur et la moyenne pression du système, tandis que les éjecteurs CAM sont utilisés pour aspirer des débits massiques plus élevés dans la buse d'aspiration.

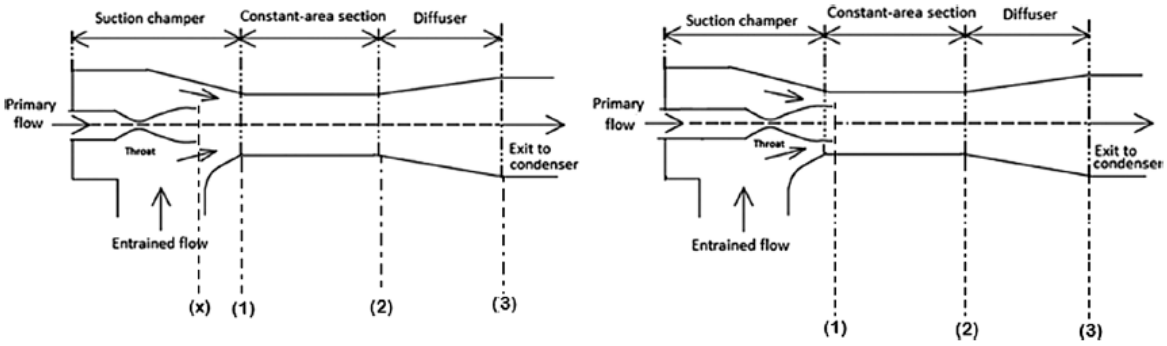


Figure 1.17. Deux types d'éjecteurs : à gauche une représentation d'éjecteurs CPM et à droite une représentation d'éjecteurs CAM [91]

La géométrie de la buse motrice affecte les performances de l'éjecteur. Elle détermine la relation entre les flux primaire et secondaire (taux d'entraînement) et le taux de compression [91]. La géométrie de la buse motrice peut être convergente ou convergente-divergente. Dans le premier cas, le fluide primaire atteint une vitesse sonique ou subsonique à la sortie de la buse primaire, tandis qu'il peut atteindre une vitesse supersonique à la sortie avec la deuxième géométrie. Le flux primaire présente une chute de pression plus importante lorsque la vitesse supersonique est atteinte, ce qui augmente la quantité de fluide secondaire aspiré dans l'éjecteur [90], [92].

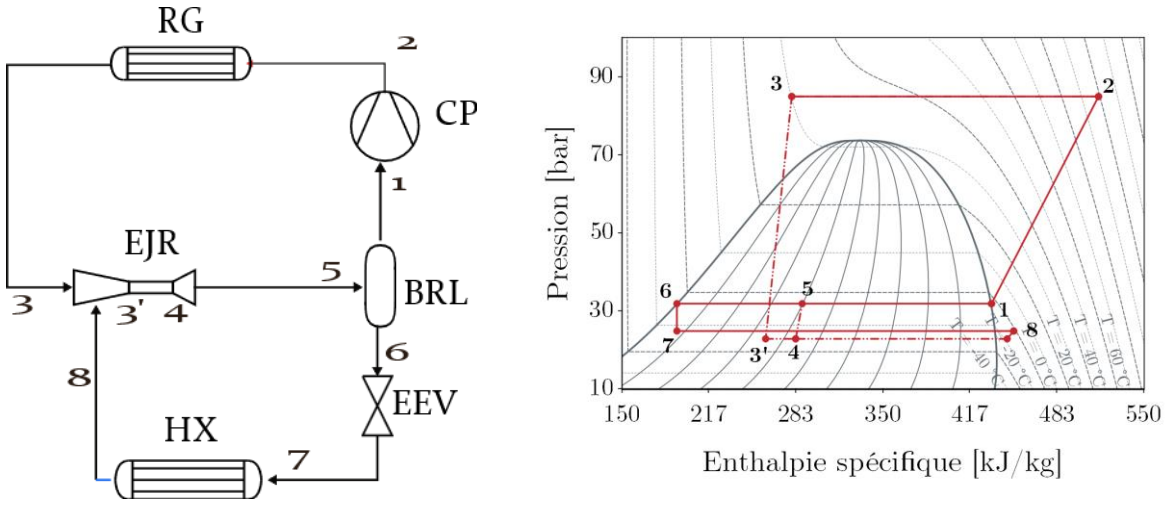
L'état des flux primaire et secondaire aux entrées de l'éjecteur est une autre façon de classer les éjecteurs. [90]. Dans un éjecteur monophasique, le fluide primaire et le fluide secondaire sont dans le même état (liquide-liquide ou gaz-vapeur). Dans un éjecteur diphasique les deux fluides sont dans des états différents (liquide et vapeur).

1.5.3.4.1 Système avec un éjecteur diphasique

La Figure 1.18 montre le système avec un éjecteur diphasique. Ce système remplace la vanne haute pression et la vanne flash gaz par un éjecteur diphasique. La buse motrice de l'éjecteur est connectée à la sortie du refroidisseur de gaz (point 3), et la buse d'aspiration de l'éjecteur est connectée à la sortie de l'évaporateur (point 8). La sortie de l'éjecteur est connectée à une bouteille séparatrice (point 5) où la vapeur est séparée du liquide. Le liquide est détendu par le détendeur (EEV) (point 7), il traverse l'évaporateur et il revient à l'éjecteur par la buse d'aspiration (point 8). La vapeur sortant de la bouteille séparatrice est comprimée directement par le compresseur de la moyenne pression (point 1) à la haute pression (point 2). Dans ce système, le débit massique comprimé par le compresseur est généralement différent du débit qui traverse l'évaporateur grâce à la recirculation créée par l'éjecteur.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Le taux de compression produit par cet éjecteur dépend de différents facteurs : la section de passage au col à la sortie de la buse motrice (point 3'), la pression de l'évaporateur, la pression au refroidisseur de gaz, la masse volumique du fluide à la sortie de l'évaporateur et la puissance frigorifique demandée. Deng *et al.* [23], Elbel *et al.* [89], Fangtian *et al.* [24], Ksayer *et al.* [25], Pardinas *et al.* [44], [45], Fabris *et al.* [93]et Li *et al.* [26] ont étudié l'amélioration du COP des systèmes de réfrigération au CO_2 à l'aide d'un éjecteur diphasique dans différentes conditions environnementales et pour plusieurs puissances frigorifiques. Ils ont rapporté une amélioration du COP pouvant être supérieure à 16 %.



a) Schéma du système

b) Représentation du cycle dans un diagramme de Mollier

Figure 1.18. Système avec éjecteur diphasique

1.5.3.4.2 Système avec éjecteur monophasique

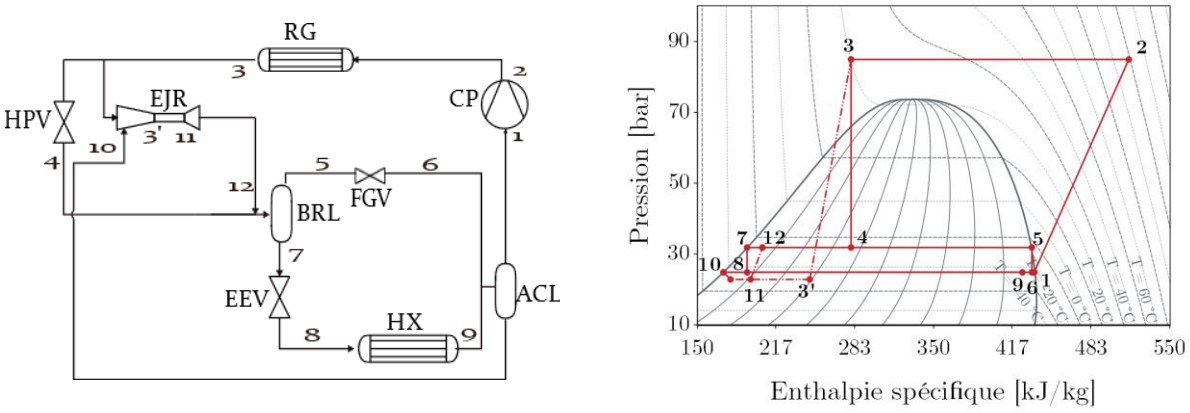
La Figure 1.19 illustre le système avec un éjecteur monophasique (EJR) et son cycle thermodynamique. Une deuxième bouteille séparatrice est ajoutée aux sorties de l'évaporateur (HX) et de la vanne flash gaz (FGV) (points 9 et 6). Cette bouteille est appelée « bouteille anti-coup de liquide (ACL) ». Sa sortie en phase vapeur est connectée au compresseur (point 1) et la sortie en phase liquide est connectée à la buse d'aspiration de l'éjecteur (point 10). Dans ce système, le débit massique provenant du refroidisseur de gaz (RG) est divisé en deux. L'un des deux passe par la vanne de détente « haute pression » vers la bouteille séparatrice et l'autre passe par la buse motrice de l'éjecteur. La vapeur sortant de la bouteille BRL (point 5) est détendue à basse pression par la vanne flash gaz (point 6) pour entrer dans la bouteille ACL. Le liquide provenant de la bouteille séparatrice (point 7) est détendu à basse pression et circule dans l'évaporateur. L'excès du liquide provenant de l'évaporateur, qui fonctionne en régime noyé, est stocké dans la bouteille ACL. Une vanne placée à l'entrée primaire de l'éjecteur permet d'activer ou de désactiver l'éjecteur. Lorsque le liquide dans cette bouteille atteint un niveau spécifique, la vanne

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

s'ouvre et l'éjecteur démarre, le liquide traverse l'éjecteur pour se stocker dans la bouteille BRL. Une fois que la bouteille ACL est vide, la vanne se ferme et l'éjecteur s'éteint. Ce fonctionnement intermittent de l'éjecteur rend la machine plus instable que tout autre système modifiant le cycle classique, son pilotage est donc également plus complexe.

Ce système est dimensionné pour fonctionner avec un évaporateur noyé, ce qui sera expliqué en détail dans la section 1.5.3.6.

Bien que le compresseur comprime de la basse pression à la haute pression, Minneto *et al.* [37] ont trouvé une amélioration de COP, en utilisant ce système, de 13 % due à l'utilisation d'un évaporateur noyé que permet l'augmentation de la pression de l'évaporateur. L'éjecteur n'était utilisé que pour envoyer le liquide stocké dans la bouteille ACL vers la bouteille BRL, en évitant toute entrée de liquide dans le compresseur.



a) Schéma du système

b) Représentation du cycle dans un diagramme de Mollier

Figure 1.19. Système avec éjecteur monophasique

1.5.3.4.3 Systèmes multi-éjecteur

Cette technologie est l'une des plus étudiées récemment car elle présente une bonne amélioration de la performance des installations au CO_2. Ces systèmes bénéficient des avantages des éjecteurs diphasique et monophasique au même temps [18], [29], [30], [32], [38], [94]–[96]. Gullo *et al.*[38] présente une amélioration de la performance entre 15,6 % et 27,3 %. Liu *et al.* [18] ont montré avec des résultats de simulation une amélioration de COP entre 33,5 % et 40 %.

Cette technologie est utilisée en systèmes frigorifiques bi-étagés, raison pour laquelle une étude de cette configuration n'est pas réalisée dans cette thèse qui se focalise sur les systèmes mono-étagés.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

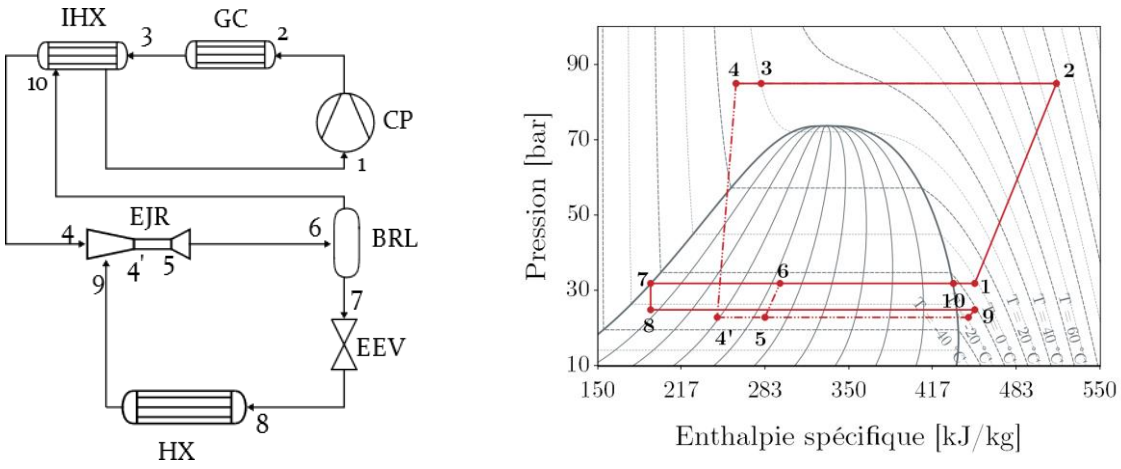
1.5.3.4.4 Systèmes avec éjecteur diphasique et échangeur de chaleur interne

Cette configuration (Figure 1.20) utilise le même arrangement que la configuration avec éjecteur diphasique (EJR) et ajoute un échangeur de chaleur interne (IHX) entre la sortie du refroidisseur de gaz (RG) (point 3) et l'entrée du compresseur (CP) (point 1). Cet échangeur de chaleur interne permet de refroidir le fluide sortant du refroidisseur de gaz, autrement dit, l'enthalpie du CO_2 à l'entrée de la buse motrice de l'éjecteur est réduite. Cela implique que l'enthalpie du CO_2 à la sortie de l'éjecteur est également réduite, par conséquent le titre en vapeur qui rentre dans la bouteille séparatrice est moindre en comparaison avec le système à éjecteur diphasique et sans échangeur (section 1.5.3.4.1). Par conséquent, le débit traversant le compresseur est également plus faible, à puissance frigorifique égale, que dans le système à évaporateur diphasique seul. [33].

Ce phénomène a plusieurs impacts sur le cycle de réfrigération. D'une part, le débit massique de vapeur qui traverse le compresseur diminue ainsi que la consommation électrique de ce dernier et d'autre part, l'efficacité de l'éjecteur et le taux d'entraînement augmentent tandis que le taux de compression de l'éjecteur diminue, ce qui augmente le taux de compression dans le compresseur et donc sa consommation électrique [33], [35], [36], [89], [97]. Afin d'améliorer la performance de l'installation, il existe un compromis à trouver entre le taux de compression de l'éjecteur et le débit massique traversant le compresseur.

Xu *et al.* [35], Lee *et al.* [98], Zhang *et al.* [36], Elbel *et* Hrnjak [89], Nakagawa *et al.* [88] ont étudié cette configuration théoriquement et expérimentalement. Ils confirment que l'ajout d'un échangeur de chaleur interne au cycle de réfrigération avec éjecteur diphasique réduit le taux de compression de l'éjecteur, mais augmente la puissance frigorifique. Deux phénomènes contradictoires qui rendent difficile l'identification du comportement du COP. Zhang *et al.* [36] et Elbel *et al.* [89] ont fait varier les efficacités de l'échangeur de chaleur interne et de l'éjecteur. Ils concluent qu'il existe une valeur optimale pour ces deux paramètres afin que la performance du système devienne intéressante. L'efficacité de l'échangeur de chaleur interne doit être, selon ces auteurs, de 80 % [36], [89] et l'efficacité de l'éjecteur doit être inférieure à 40 % pour que les performances de ce système soient supérieures à celles du système avec éjecteur diphasique seul [36]. Nakagawa *et al.* [97] ont fait varier la longueur de l'échangeur de chaleur interne et ils ont trouvé que l'IHX permet d'améliorer la performance de la machine avec éjecteur diphasique quelle que soit la longueur de l'IHX.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés



a) Schéma du système

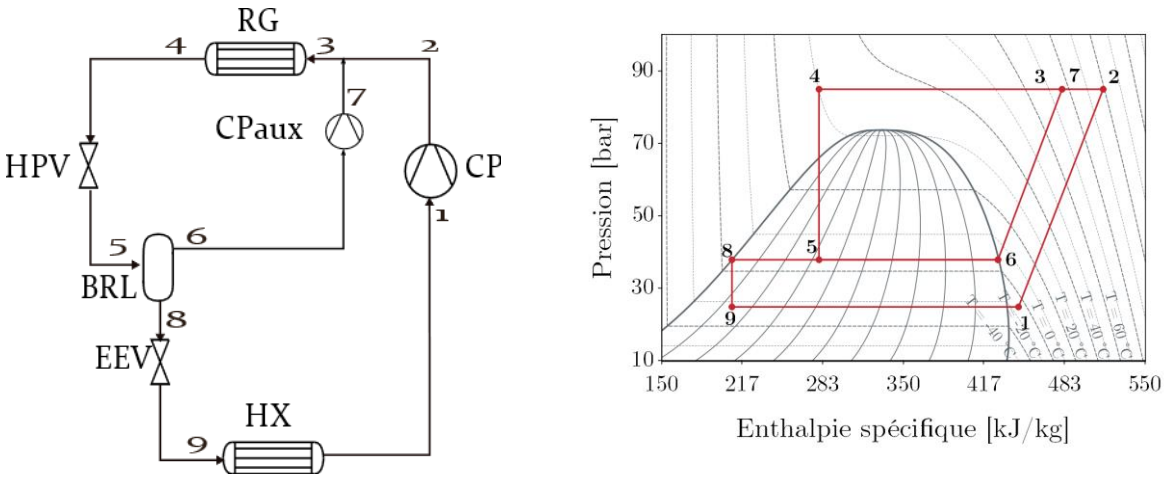
b) Représentation du cycle dans un diagramme de Mollier

Figure 1.20. Système avec éjecteur diphasique et échangeur de chaleur interne

1.5.3.5 Systèmes avec un compresseur parallèle

Une solution d'amélioration des performances du cycle au CO_2 consiste à utiliser un compresseur dit 'parallèle' ou 'auxiliaire' (CP aux) à la place d'une vanne flash gaz (FGV) (Figure 1.21). La vapeur sortante de la bouteille séparatrice est comprimée par le compresseur parallèle, passant ainsi de la moyenne pression à la haute pression. Seule la fraction liquide de la bouteille continue le cycle. Cela permet de réduire le débit qui traverse les compresseurs principaux. Gullo *et al.* [39] ont fait une étude théorique et ils ont trouvé une réduction de la consommation annuelle d'énergie d'environ 5 %. Sarkar *et al.* [99] ont évalué cette configuration à différentes températures d'évaporation et en régime transcritique. Ils ont conclu que ce système est plus performant aux très faibles températures d'évaporation en obtenant une amélioration maximale de 47,3 % en comparaison du cycle classique. Tsamos *et al.* [43] ont fait une étude avec une installation à deux étages d'évaporation et ont trouvé une amélioration de COP de 5 %. Chesi *et al.* [21] ont fait une étude expérimentale et théorique à différentes conditions. Ils ont trouvé une amélioration du COP de 7 % à 30 %, selon les conditions. L'écart observé entre les améliorations constatées lors de l'expérimentation et celles prédites par la théorie s'explique, selon ces auteurs, par les différentes hypothèses prises dans le modèle de simulation, par exemple, négliger la chute de pression dans le système et négliger l'efficacité du séparateur. Enfin, Sacasas *et al.* [22] ont trouvé une amélioration du COP de 11 %, 15 % et 16 % pour les régimes subcritique, transcritique et supercritique, respectivement.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés



a) Schéma du système

b) Représentation du cycle dans un diagramme de Mollier

Figure 1.21. Système avec compresseur parallèle

1.5.3.6 Systèmes de réfrigération avec un évaporateur noyé

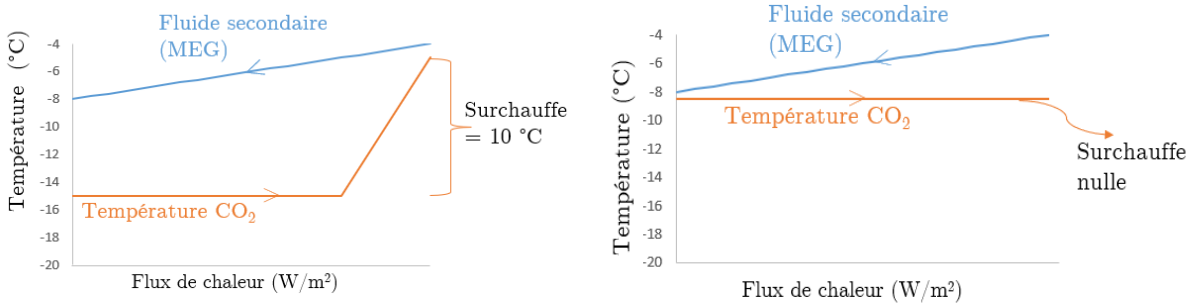
Le mot « noyé » fait référence aux conditions de fonctionnement de l'évaporateur. Il ne se réfère pas à un type spécifique d'évaporateur. Un évaporateur noyé est un évaporateur qui fonctionne avec une surchauffe nulle ou quasiment nulle [10]. Par conséquent, la différence de température entre le CO_2 à la sortie de l'évaporateur et du fluide secondaire à l'entrée de l'évaporateur est plus faible que dans le cas d'un évaporateur à surchauffe sèche. Cela permet une augmentation de la pression d'évaporation, une diminution du taux de compression et donc de la consommation d'électricité [100].

Une surchauffe nulle implique l'envoi d'une quantité plus importante du fluide vers l'évaporateur à une surface donnée. La zone d'assèchement est plus grande, ce qui entraîne une amélioration des coefficients de transfert de chaleur. Cela se traduit par une meilleure efficacité de l'évaporateur [10], [37], [79]. La surface de l'évaporateur est optimisée car il n'y a plus besoin d'une surface dans l'évaporateur dédiée à surchauffer la vapeur de CO_2.

Le contraire d'un évaporateur noyé est un évaporateur à surchauffe positive ou sèche, dont la surchauffe est généralement comprise entre 8 et 15 °C.

La Figure 1.22 met en évidence l'augmentation de la pression d'évaporation grâce à une surchauffe nulle.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés



a) Évaporateur à conditions sèches b) Évaporateur à conditions noyées

Figure 1.22. Comparaison entre le fonctionnement d'un évaporateur à surchauffe positive (sèche) et un évaporateur noyé.

L'excès de CO_2 liquide sortant de l'évaporateur ne doit pas atteindre les compresseurs car cela peut les endommager. Pour éviter ce problème, différentes solutions ont été proposées dans la littérature, comme présenté ci-après.

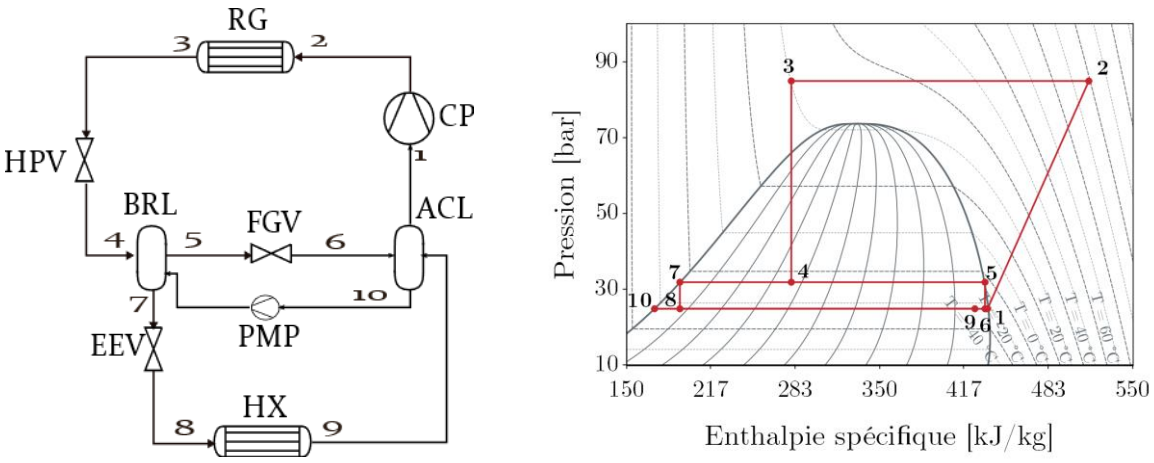
1.5.3.6.1 Système avec évaporateur noyé et échangeur de chaleur interne

Cette solution a été décrite précédemment dans la section 1.5.3.1. Un échangeur de chaleur interne peut se positionner à la sortie de l'évaporateur noyé afin d'évaporer le surplus de liquide et ne pas l'envoyer au compresseur.

1.5.3.6.2 Système avec évaporateur noyé et pompe

Gullo *et al.* [39] ont évalué la possibilité d'ajouter une pompe à la sortie de la bouteille anti-coup de liquide (ACL), afin d'envoyer le liquide stocké provenant des évaporateurs noyés, dans la bouteille séparatrice. Le travail de la pompe (indiquée par PMP sur la Figure 1.23), inclus dans le calcul des performances de l'installation, peut être négligeable d'après ces auteurs [39]. Enfin, ils ont analysé cette configuration dans trois villes différentes et ils ont conclu que cette configuration permet de réduire la consommation d'énergie d'environ 7,2 %.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés



a) Schéma du système

b) Représentation du cycle dans un diagramme de Mollier

Figure 1.23. Système avec évaporateur noyé et pompe

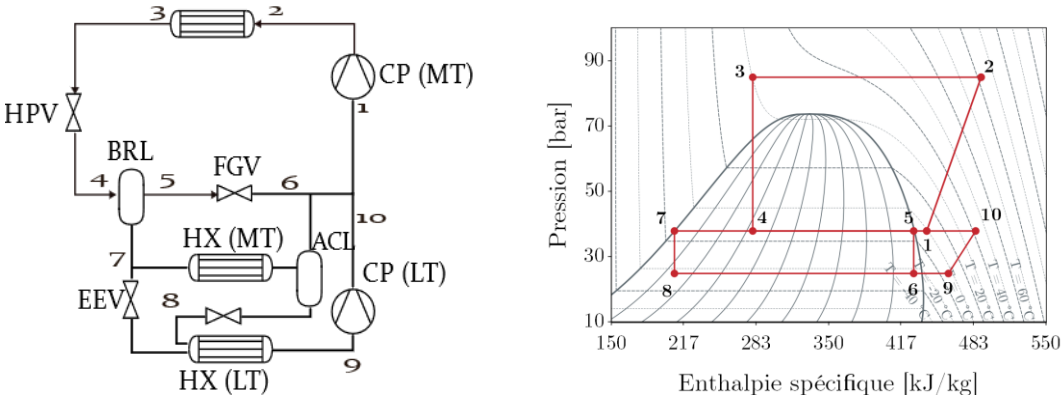
1.5.3.6.3 Système avec évaporateur noyé et un éjecteur monophasique

Cette solution a été décrite dans la section 1.5.3.4.2.

1.5.3.6.4 Système à deux étages d'évaporation avec une bouteille secondaire

Cette solution a été brevetée par EPTA [101]. Elle s'applique exclusivement à des systèmes frigorifiques à deux étages d'évaporation. Le liquide sortant de l'évaporateur de moyenne température (HX MT) est stocké dans la bouteille ACL, une fois que le liquide atteint un certain niveau, il est envoyé vers l'évaporateur de faible température (HX LT), cet évaporateur utilise une surchauffe positive afin de ne pas envoyer du liquide vers le compresseur basse température (CP LT pour Low Temperature). La Figure 1.24 montre (a) le schéma de ce système et (b) le système sur un diagramme de pression enthalpie.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés



a) Schéma du système

b) Représentation du cycle dans un diagramme de Mollier

Figure 1.24. Système à deux étages d'évaporation avec une bouteille secondaire

1.5.4 Récapitulatif des configurations proposées dans la littérature

Le Tableau 1-3 montre un résumé des modifications proposées dans la littérature pour améliorer les performances énergétiques d'un système frigorifique au CO_2.

La plupart des modifications proposées dans la littérature utilisent une puissance frigorifique inférieure à 10 kW ou ont été réalisées avec des modèles numériques qui n'ont pas toujours été validés. Les résultats obtenus dans des installations de laboratoire peuvent masquer certains problèmes qui pourraient survenir lors de l'utilisation de ces systèmes en conditions réelles sur le terrain.

Plus récemment, des études ont été menées dans la littérature sur des installations de plus grande puissance, dépassant les 40 kW [10], [32], [41], [42]. Cependant, la plupart de ces études ont été réalisées sur des installations à deux étages d'évaporation. La distribution de l'énergie diffère considérablement de celle d'une installation à un seul étage d'évaporation pour une configuration donnée. Par exemple, l'impact de l'ajout d'un échangeur de chaleur interne (section 1.5.3.2) sur la puissance absorbée par les compresseurs est différent entre un système à un seul étage [15] et un système à deux étages [11], [12] en raison des variations des conditions d'aspiration entre ces deux systèmes.

La variation des conditions d'essais, des dimensionnements des composants, des puissances frigorifiques et des méthodes (numériques ou expérimentales), font qu'il est difficile de quantifier le gain exact entre les différentes configurations proposées dans la littérature. Cette thèse permet de comparer plusieurs configurations dans des conditions uniformes et sur une large gamme de fonctionnement. De plus des nouvelles propositions ont été faites pour améliorer la performance d'une installation frigorifique utilisant le CO_2 comme fluide frigorigène.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Tableau 1-3. Résumé des alternatives proposées dans la littérature pour améliorer les performances des systèmes frigorifiques au CO_2. (sur plusieurs pages)

Auteurs	Type d'étude	Système de référence	Proposition de système	Tevap / [Tsec_in] (°C)	T_{RG} (°C)	COP après amélioration	Amélioration du COP	Puissance frigorifique (kW)
Rigola *et al.* [14]	T, E	Système classique (Figure 1.5) mono-étagé	Système avec échangeur de chaleur interne (Figure 1.7)	-10 °C	35 °C	1,1	+ 23 %	< 1
Elbel *et al.* [33]	T	Système classique (Figure 1.5) bi-étagé	Système avec échangeur de chaleur interne (Figure 1.7)	5 °C	35 °C	2	+ 9 %	< 12,5
Zhang *et al.* [36]	T	Système classique (Figure 1.5) mono-étagé	Système avec échangeur de chaleur interne (Figure 1.7)	0 °C, 5 °C, 10 °C	40 °C, 45 °C, 50 °C		+6,9 %	-
Cho *et al.* [76]	E	Système classique (Figure 1.5) mono-étagé	Système avec échangeur de chaleur interne (Figure 1.7)	-	24 °C	2,6	+ 9 % à 40 Hz + 7 % à 60 Hz	< 2,4
Cecchinato *et al.* [84]	T	Système classique (Figure 1.5) bi-étagé	Système avec sous-refroidisseur intégré (Figure 1.12)	4 °C -10 °C -30 °C	30 °C	3,72 2,37 1,33	16,3 %, 17,3 %, 25,5 %	-
Nebot-Andrés *et al.* [20], [82]	E	Système avec compresseur parallèle (Figure 1.21)	Système avec sous-refroidisseur intégré (Figure 1.12)	[3,8 °C]	25 °C, 30 °C, 35 °C	2,13 1,82 1,58	4,1 %, 7,2 %, 9,5 %	< 9

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Auteurs	Type d'étude	Système de référence	Proposition de système	Tevap / [Tsec_in] (°C)	T_{RG} (°C)	COP après amélioration	Amélioration du COP	Puissance frigorifique (kW)
		mono-étagé						
Gullo et Cortella [85]	T	Système avec compresseur parallèle (Figure 1.21) mono-étagé	Système avec sous-refroidisseur intégré (Figure 1.12)	-10 °C	30 °C, 42 °C		2,8 % 5,5 %	
Nebot-Andrés *et al.* [20], [82]	E	Système avec compresseur parallèle (Figure 1.21) mono-étagé	Système avec sous-refroidisseur externe (Figure 1.13)	[3,8 °C]	25 °C, 30 °C, 35 °C	2,21 1,93 1,69	7,8 %, 13,7 %, 17,5 %	<9
Sanchez *et al.* [15]	E	Système classique (Figure 1.5) + bouteille séparatrice mono-étagé	Système avec échangeur de chaleur interne (Figure 1.9)	[5,15 °C]	25,30, 35 °C	1,44 à 35 °C	+ 10,6 % à 35 °C et T_evap de 5 °C	<9
Aprea et maiorino [70]	E	Système classique (Figure 1.5) + bouteille séparatrice mono-étagé	Système avec échangeur de chaleur interne (Figure 1.9)	5 °C	25 °C – 40 °C	2,11 à 25 °C 1,20 à 40 °C	+ 10,5 % à 25 °C + 8,1 à 40 °C	<4,5
Sanchez *et al.* [15]	E	Système classique (Figure 1.5) + bouteille séparatrice mono-étagé	Système avec échangeur de chaleur interne (Figure 1.10)	[5,15 °C]	25, 30, 35 °C	1,38 à 35 °C	+ 6.17 %	<9

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Auteurs	Type d'étude	Système de référence	Proposition de système	Tevap / [Tsec_in] (°C)	T_{RG} (°C)	COP après amélioration	Amélioration du COP	Puissance frigorifique (kW)
Sanchez *et al.* [15]	E	Système classique (Figure 1.5) + bouteille séparatrice mono-étagé	Système avec deux échangeurs de chaleur internes (Figure 1.11)	[5,15 °C]	25, 30, 35 °C	1,47 à 35 °C	+ 13 %	<9
Zhang *et al.* [36]	T	Système classique (Figure 1.5) mono-étagé	Système avec éjecteur diphasique (Figure 1.18)	0 ° C, 5 °C, 10 °C	40 °C, 45 °C, 50 °C		+35 % avec une efficacité de l'éjecteur de 0,72 +8,3 % avec une efficacité de l'éjecteur de 0,2	-
Deng *et al.* [23]	T	Système classique (Figure 1.5) mono-étagé	Système avec éjecteur diphasique (Figure 1.18)	0 °C, 5 °C, 10 °C	36 °C	3,5	+ 22 % à Tevap = 5 °C	-
Elbel *et al.* [33]	T	Système classique (Figure 1.5) bi-étagé	Système avec éjecteur diphasique (Figure 1.18)	5 °C	35 °C	2,1	+ 15 %	< 12,5
Fabris *et al.* [93]	E	-	Système avec éjecteur diphasique (Figure 1.18) bi-étagé	-5 °C, -10 °C, -15 °C, -25 °C,	15 °C, 25 °C, 35 °C	Max 1,92		MT = < 5 LT = 2
Pardinas *et al.* [44]	E	Système classique (Figure 1.5) + bouteille	Système avec éjecteur diphasique (Figure	-2 °C, -5 °C	35 °C 35 °C	2 1,9	+ 30 % + 28 %	MT = 30 LT = 6

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Auteurs	Type d'étude	Système de référence	Proposition de système	Tevap / [Tsec_in] (°C)	T_{RG} (°C)	COP après amélioration	Amélioration du COP	Puissance frigorifique (kW)
		séparatrice bi-étagé	1.18) bi-étagé					
Zhang *et al.* [36]	T	Système avec échangeur de chaleur interne (Figure 1.7) mono-étagé	Système avec éjecteur diphasique et IHX (Figure 1.20)	0 °C, 5 °C, 10 °C	40 °C, 45 °C, 50 °C		+17 % avec une efficacité de l'éjecteur de 0,72 +5.6 % avec une efficacité de l'éjecteur de 0,2	-
Zhang *et al.* [36]	T	Système avec éjecteur diphasique (Figure 1.18) mono-étagé	Système avec éjecteur diphasique et IHX (Figure 1.20)	0 °C, 5 °C, 10 °C	40 °C, 45 °C, 50 °C		+3,6 % avec une efficacité de l'éjecteur de 0,2. -5 % avec une efficacité de l'éjecteur de 0,72.	-
Deng *et al.* [23]	T	Système avec échangeur de chaleur interne (Figure 1.7) mono-étagé	Système avec éjecteur diphasique et IHX (Figure 1.20)	0 °C, 5 °C, 10 °C	36 °C	3,5	+ 18,6 % à Tevap = 5 °C	-
Elbel *et al.* [89]	E	Système avec échangeur de chaleur interne (Figure 1.7) mono-étagé	Système avec éjecteur diphasique et IHX (Figure 1.20)	0 °C	27 °C	1,17	+ 7 %	< 5,2

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Auteurs	Type d'étude	Système de référence	Proposition de système	Tevap / [Tsec_in] (°C)	T_{RG} (°C)	COP après amélioration	Amélioration du COP	Puissance frigorifique (kW)
Nakagawa *et al.* [88], [97]	E	Système avec échangeur de chaleur interne (Figure 1.7) mono-étagé	Système avec éjecteur diphasique (Figure 1.20)	0 °C	42 °C	1,8	+ 27 %	<3,5
Minneto *et al.* [37]	E	Système avec détente intermédiaire (Figure 1.6) mono-étagé	Système avec éjecteur monophasique (Figure 1.19)	[0 °C]	16 °C	-	+ 13 %	< 6
Gullo *et al.* [39]	T	Système avec détente intermédiaire (Figure 1.6) bi-étagé	Système avec évaporateur noyé et une pompe (Figure 1.23)	-10 °C	28 – 40 °C	-	- 7,2 % de consommation d'énergie	MT = 120 LT = 25
Chesi *et al.* [21]	T	Système avec détente intermédiaire (Figure 1.6) mono-étagé	Système avec compresseur parallèle (Figure 1.21)	- 15 °C	29 – 40 °C	-	+ 30 % (max)	< 30
Chesi *et al.* [21]	E	Système avec détente intermédiaire (Figure 1.6) mono-étagé	Système avec compresseur parallèle (Figure 1.21)	- 10 °C	32, 37 et 40 °C	1,14 à 37 °C	+ 7 %	< 30
Tsamos *et al.*[43]	T	Système avec détente intermédiaire (Figure 1.6)	Système avec compresseur parallèle (Figure 1.21)	- 8 °C / -32 °C	-5 – 40 °C		+ 5 %	MT = 100 LT = 30

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Auteurs	Type d'étude	Système de référence	Proposition de système	Tevap / [Tsec_in] (°C)	T_{RG} (°C)	COP après amélioration	Amélioration du COP	Puissance frigorifique (kW)
Sacasas *et al.* [22]	T	bi-étagé Système avec détente intermédiaire (Figure 1.6) bi-étagé	Système avec compresseur parallèle (Figure 1.21)	- 7 °C	0 – 36 °C	2,52 à 10 °C 1 à 36 °C	+ 11 % (subcritique) +15 % (transcritique) + 16 % (supercritique)	MT = 130 LT = 30

T = Théorique, E= Expérimental, $T_{RG=}$ Température extérieure au refroidisseur de gaz, Tsec_in = Température d'entrée du fluide secondaire, Tevap = Température d'évaporation.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

1.6 Conclusion du chapitre

Ce premier chapitre de thèse a montré que le CO_2 est une alternative prometteuse aux fluides conventionnels en termes de réglementation. Il a également montré que de nombreux travaux de recherche d'amélioration des systèmes de réfrigération au CO_2 ont été réalisés dans le but d'optimiser leurs performances. Ces travaux sont très encourageants puisque la grande majorité d'entre eux montre une amélioration du COP. Cependant, la variation des conditions d'essais, des dimensionnements des composants, des puissances frigorifiques et des méthodes (numériques ou expérimentales) présentés dans la littérature font qu'il est difficile de quantifier le gain exact entre les différentes configurations proposées.

Ce chapitre encourage à l'étude des différentes pistes d'amélioration comme l'utilisation de mélanges de CO_2/propane pour améliorer les propriétés thermodynamiques du CO_2 pur et réduire le principal inconvénient que représente son point critique (température critique faible et pression critique élevée), ainsi que la mise en place de modifications dans le cycle thermodynamique pour optimiser les performances du système.

Cette thèse se concentre donc sur l'étude et la comparaison expérimentale et numérique des performances énergétiques d'un système de réfrigération mono-étagé au CO_2 transcritique d'une puissance maximale de 40 kW utilisé en réfrigération commerciale. Un banc d'essais fonctionnant au CO_2 et équipé de deux échangeurs de chaleur internes, un éjecteur liquide et un compresseur parallèle a été utilisé. Au total, 11 configurations ont été étudiées. De plus, cette thèse étudie la différence d'utilisation entre une vanne flash gaz et un compresseur parallèle utilisés en compléments d'autres organes (échangeurs, éjecteurs) pour traiter la vapeur sortant de la bouteille intermédiaire. Enfin, fort du travail réalisé sur le banc d'essais utilisé durant cette thèse, d'autres idées d'améliorations que celles étudiées dans la littérature et disponibles sur le banc d'essais sont proposées et analysées dans le Chapitre 2 :et Chapitre 3 :.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Chapitre 2 : Banc d'essais

Chapitre 2 : Banc d'essais 40
2.1 Introduction 40
2.2 Description du banc d'essais 41
2.2.1 Circuit de réjection de chaleur (A) 42
2.2.2 Circuit de simulation du besoin de froid (B) 43
2.2.3 Groupe de production de froid au CO_2 (C) 44
2.2.3.1 Système de référence 46
2.2.3.2 Configurations du banc d'essais 47
2.2.3.3 Dimensions des composants 53
2.3 Conditions d'essais 55
2.3.1 Configurations 55
2.3.2 Constantes 55
2.3.3 Température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz 55
2.3.4 Haute et moyenne pressions 55
2.3.5 Surchauffe 56
2.4 Améliorations au pilotage du groupe froid au CO_2 (C) 57
2.4.1 Contrôle de la basse pression, de la moyenne pression et de la surchauffe 57
2.4.2 Contrôle de la pression au refroidisseur de gaz 58
2.4.3 Contrôle des éjecteurs 59
2.4.3.1 Programme de pilotage des éjecteurs en régime subcritique 59
2.4.3.2 Programme de pilotage des éjecteurs en régime transcritique 60
2.4.3.3 Programme d'arrêt des éjecteurs 60
2.5 Instrumentation 60
2.5.1 Capteurs de mesure 60
2.5.2 Incertitude des capteurs 61
2.5.3 Incertitude composée 64
2.6 Acquisition et traitement des données 65
2.7 Validation du banc d'essais 67
2.8 Conclusions du chapitre 73

2.1 Introduction

La partie expérimentale de ce projet de recherche a été réalisée sur le banc d'essais installé dans le laboratoire d'EDF Renardières. Ce banc est constitué de plusieurs composants qui peuvent être contournés individuellement : deux échangeurs de chaleur internes, un éjecteur liquide, un compresseur parallèle et deux bouteilles séparatrices, en plus des éléments basiques d'un système de réfrigération. Cette thèse désigne par le terme "configurations" les différentes manières d'utiliser un ou plusieurs de ces composants.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Le chapitre 2 décrit le banc d'essais et met en évidence la modularité de l'installation qui permet de travailler avec les différentes configurations.

La mise en service de l'installation a consisté en l'identification des capteurs, la mise en place de la communication entre les différents automates de pilotage présents sur le banc d'essais et le développement de l'acquisition de données sous LabVIEW. Une vérification a été réalisée afin de valider la cohérence des mesures récupérées par les capteurs de température, pression et débit. Cette étape a également permis d'améliorer le contrôle et la stabilité de l'installation.

Une série d'essais a été réalisée avec toutes les configurations et conditions de fonctionnement possibles, permettant de valider les bilans énergétiques du banc d'essais.

Afin de s'assurer et de garantir la fiabilité des résultats obtenus, une étude d'incertitudes a été effectuée pour la chaine de mesure de chaque capteur. Enfin, un code en langage Python a été développé pour le traitement des données.

De nombreuses améliorations ont été apportées au banc d'essais au cours de la thèse : circuit de réjection de chaleur, pilotage de la vanne haute pression, contrôle d'activation des éjecteurs, contrôle de l'injection d'huile aux compresseurs et configuration des variateurs de fréquences des compresseurs. Ce chapitre 2 décrit le banc tel qu'il est après ces améliorations et lors de la réalisation des essais présentés dans le Chapitre 3 :. Les modifications faites sur le banc d'essais, qui peuvent présenter un intérêt pour la communauté du froid, sont décrites dans l'annexe A.

2.2 Description du banc d'essais

Le banc d'essais représenté sur la Figure 2.1 est composé de trois circuits : un circuit de réjection de chaleur (A), un circuit de simulation du besoin de froid d'un supermarché (B) et un groupe de production de froid (C) au CO_2 transférant la chaleur du circuit B au circuit A. Chaque circuit est instrumenté avec des capteurs de température, de pression et de débit. Des organes de pilotage, tels que des moteurs de vannes et des variateurs de fréquence sur les compresseurs, sont utilisés pour contrôler et réguler les paramètres souhaités. L'ensemble des informations est récupéré par deux automates programmables et envoyé au programme d'acquisition et d'enregistrement développé sous LabVIEW.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés



Figure 2.1. Banc d'essais avec les trois circuits : le circuit de réjection de chaleur (A), le circuit de simulation du besoin de froid (B) et le groupe de production de froid au CO_2 (C).

2.2.1 Circuit de réjection de chaleur (A)

Un circuit utilisant l'eau de Seine absorbe la chaleur rejetée par le refroidisseur de gaz du groupe froid. Ce circuit permet de simuler les différentes températures ambiantes auxquelles une installation frigorifique commerciale est soumise.

Ce circuit (Figure 2.2) est instrumenté et isolé thermiquement. Il est principalement composé de deux pompes, d'un débitmètre, d'une vanne motorisée et d'un échangeur de chaleur (refroidisseur de gaz) (Figure 2.3).

L'eau de Seine est traitée et filtrée en amont du laboratoire avant l'entrée dans ce circuit, elle passe ensuite par le refroidisseur de gaz et récupère la chaleur rejetée par le CO_2. À la sortie de cet échangeur de chaleur, l'eau, dont la température a augmenté, peut être mélangée à l'eau fraiche de Seine afin de modifier la température de l'eau à l'entrée du refroidisseur de gaz. La régulation de cette température est assurée par la vanne motorisée.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés



Figure 2.2. Photo du circuit d'eau de réjection de chaleur (A).

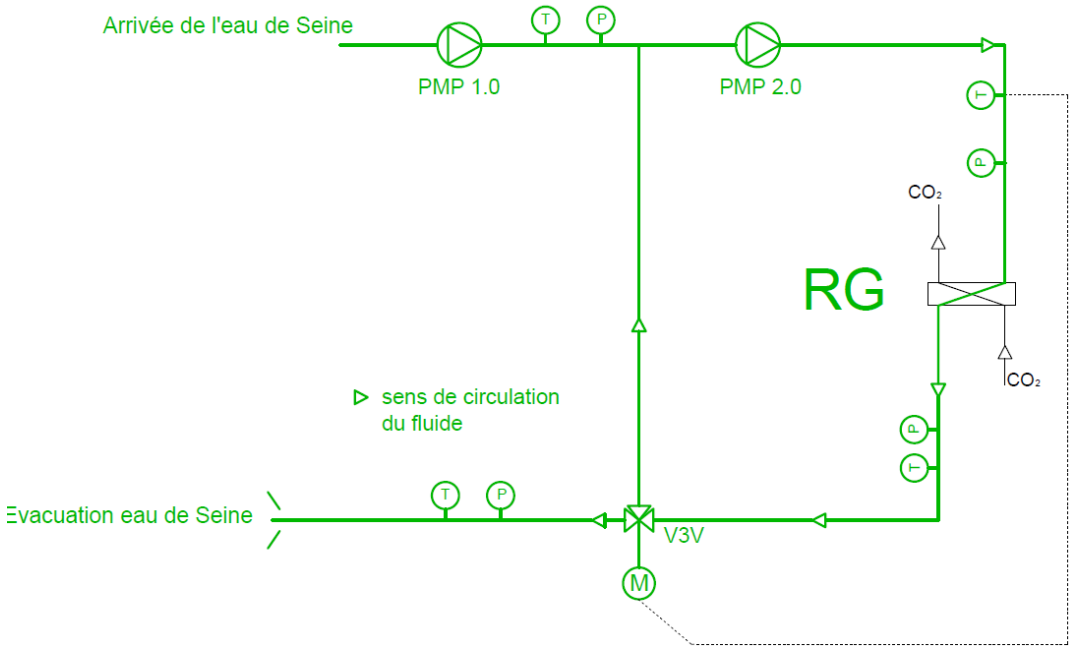


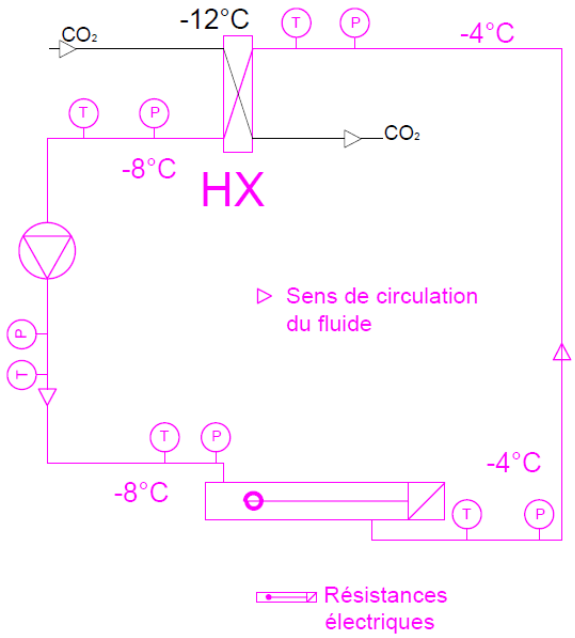
Figure 2.3. Schéma simplifié du réseau d'eau. T et P sont respectivement des capteurs de température et de pression. M représente une vanne motorisée. Le refroidisseur de gaz est représenté par RG.

2.2.2 Circuit de simulation du besoin de froid (B)

Un circuit de monoéthylène glycol (MEG) relie l'évaporateur du groupe frigorifique à des résistances électriques. Celles-ci sont utilisées pour simuler une demande de froid dans un supermarché et compenser la puissance frigorifique fournie par l'installation au CO_2. Ce circuit est principalement composé d'une pompe, de deux débitmètres, des résistances électriques d'une puissance totale de 50 kW et de capteurs de pression et de température comme l'illustre la Figure 2.4. Les ordres des grandeurs de la température du fluide dans le

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

circuit sont présentés dans la Figure 2.4 (a). La pompe permet de réguler le débit de MEG en fonction de la température d'eau de Seine désirée à l'entrée du refroidisseur de gaz.



a) Schéma simplifié du circuit



b) Photo du circuit

Figure 2.4. Circuit de simulation de demande de froid. T et P sont respectivement des capteurs de température et pression. M représente une vanne motorisée. L'évaporateur est présenté par HX. Des ordres de grandeur pour les valeurs de températures sont affichés.

2.2.3 Groupe de production de froid au CO_2 (C)

Le groupe de production de froid fonctionnant au CO_2 (Figure 2.5) est un prototype construit pour quantifier et comparer la consommation énergétique de différentes configurations. Le groupe est équipé des composants typiques à toute installation au CO_2 transcritique (cet ensemble constitue le système de référence) : trois compresseurs à pistons montés en parallèle (CP), un refroidisseur de gaz (RG), une bouteille séparatrice de liquide-vapeur (BRL), un évaporateur (HX), un réservoir d'huile (RH) et trois détendeurs (HPV « High Pressure Valve» pour vanne haute pression, EEV « Electronic Expansion Valve » pour vanne électronique d'évaporation et FGV « Flash Gas Valve » pour vanne flash-gaz). D'autres configurations sont possibles grâce à l'ajout de composants tels qu'un sous-refroidisseur (SR), un économiseur (EC), un compresseur parallèle auxiliaire (CP aux), une

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

bouteille anti-coup de liquide (ACL) et un éjecteur monophasique (EJR). L'ensemble de l'installation est très bien isolé avec du Armaflex.

L'installation a été dimensionnée pour basculer facilement entre une configuration et une autre grâce à des vannes qui permettent de court-circuiter (bypasser) les équipements souhaités. Système de référence et configurations sont décrits précisément ci-après.

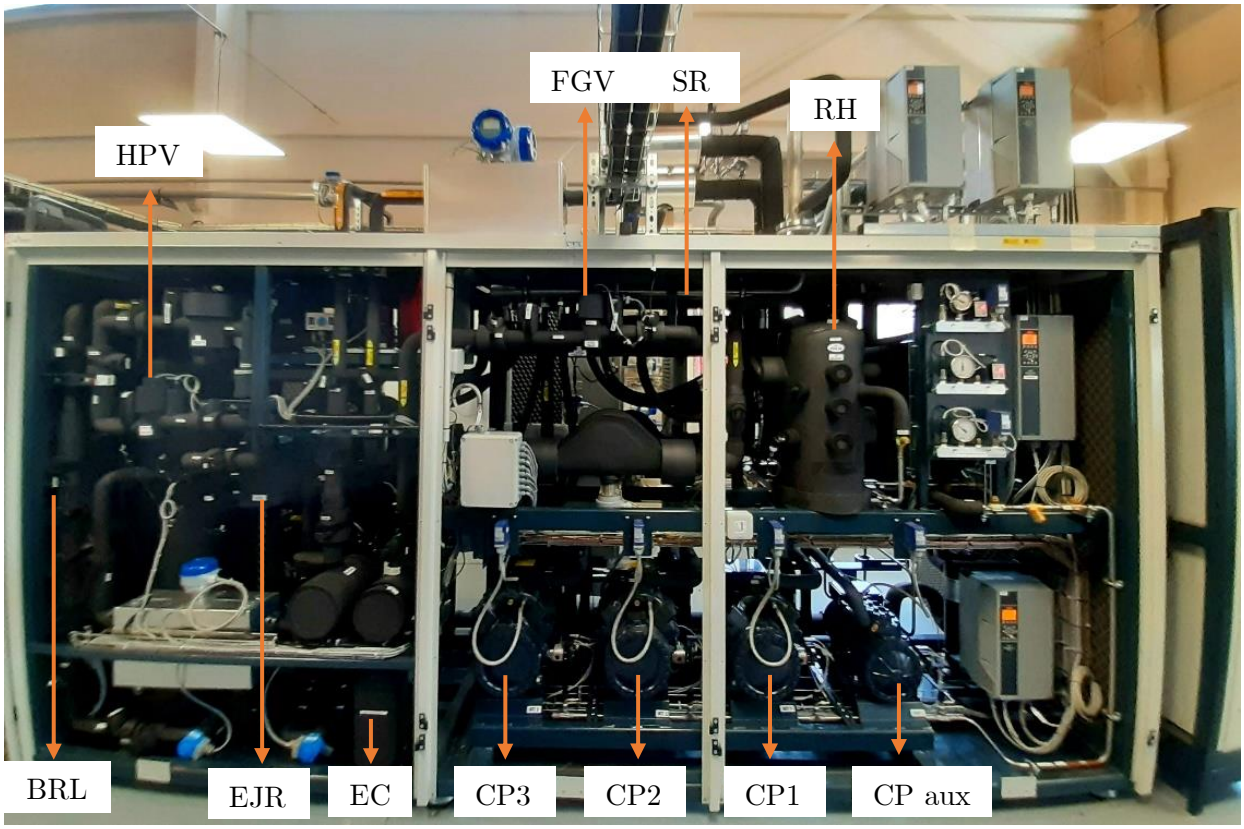


Figure 2.5. Groupe de production de froid au CO_2 (A)

Les compresseurs installés sur le banc d'essais sont des compresseurs semi-hermetiques à quatre pistons de la marque Dorin. Les trois compresseurs principaux sont de type CD4 90-7,3H et le compresseur parallèle auxiliaire est de type CD 380H.

Les échangeurs de chaleur sont de la marque Alfa Laval, la référence du refroidisseur de gaz est AXP52-90H-F, celle de l'évaporateur est CBXP112-60MDS et celle de l'économiseur est CBXP27-20M-F.

Les vannes de détente sont de la marque Danfoss, la vanne haute pression et la vanne flash gaz sont de type CCMT4 et la vanne de détente EEV est de type CCMT8.

L'éjecteur est de la marque Danfoss CTM2 LE 600.

La Figure 2.6 présente un schéma du groupe frigorifique au CO_2 où les trois niveaux de pression sont différenciés par différentes couleurs : rouge, orange et bleue pour la haute, la moyenne et la basse pression, respectivement.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

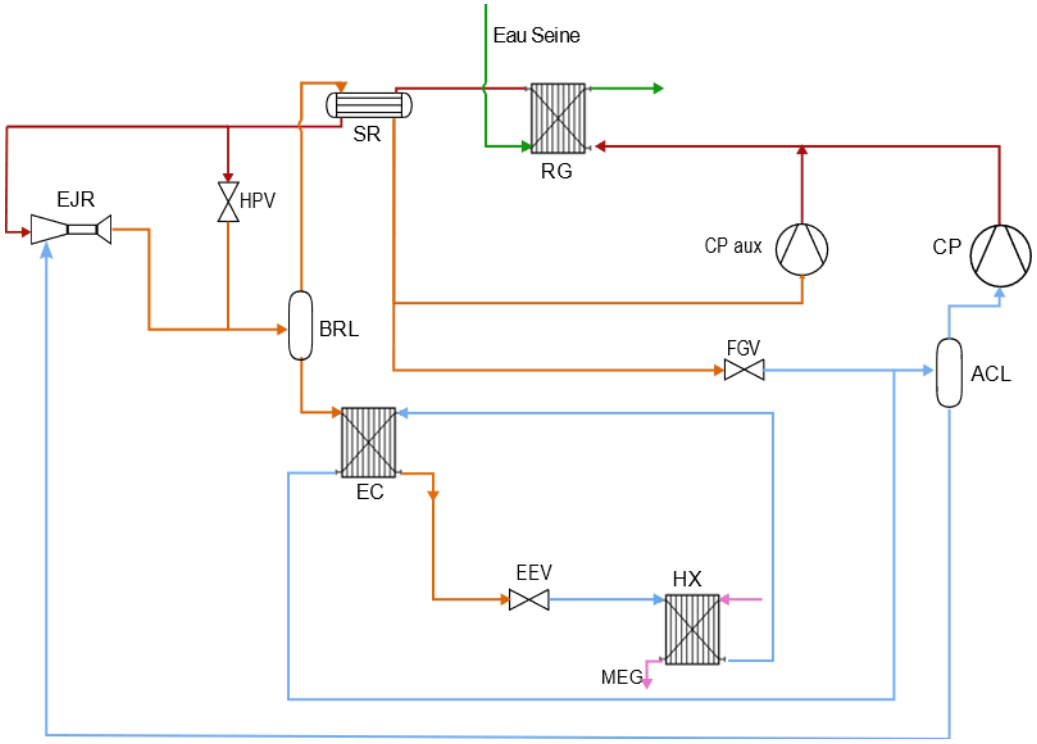


Figure 2.6. Schéma du groupe frigorifique au CO_2

2.2.3.1 Système de référence

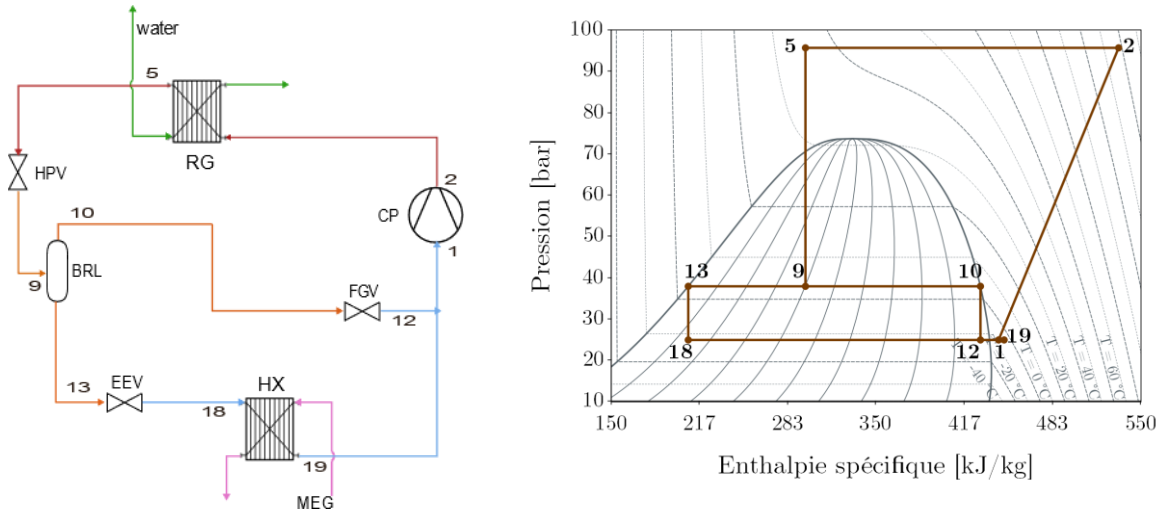
Le système de référence (Figure 2.7) permet de comparer les performances énergétiques des différentes configurations du banc d'essais au CO_2. Ce système est déjà optimisé en comparaison du système frigorifique classique au CO_2 pour les raisons suivantes :

- ✓ La bouteille séparatrice liquide (qui permet la séparation liquide-vapeur) installée à un niveau de moyenne pression permet de réduire le titre en vapeur à l'entrée de l'évaporateur. Cela se traduit par une augmentation de la différence d'enthalpie spécifique dans l'évaporateur. De plus, une diminution du titre en vapeur à l'entrée de l'évaporateur permet d'améliorer les coefficients du transfert de chaleur.
- ✓ Le système fonctionne à une haute pression optimale adaptative (voir section 2.4.2)
- ✓ La surchauffe est modérée (8 °C). Cette valeur est plus faible que celle couramment utilisée dans les grandes surfaces alimentaires (environ 15 °C).
- ✓ Le système fonctionne avec deux variateurs de fréquences installés sur deux des trois compresseurs principaux pour maintenir la pression souhaitée dans l'évaporateur.

Dans ce système de référence, le CO_2 est comprimé par les compresseurs (CP) de la basse pression (1) à la haute pression (2). Ensuite il est refroidi par le refroidisseur de gaz (5) puis détendu par la vanne haute pression (HPV) (9). Le fluide diphasique rentre dans la bouteille séparatrice de liquide (BRL) où la vapeur et le liquide sont séparés afin de diminuer le titre en vapeur à l'entrée de l'évaporateur. La vapeur de la BRL est détendue par la vanne flash gaz (FGV) (10) afin de réduire sa pression de la moyenne pression (MP) à la basse pression

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

(BP), égale à la pression d'évaporation, afin que le compresseur puisse l'aspirer. Le liquide est envoyé à la vanne de détente (EEV) (13) pour être détendu et ensuite injecté dans l'évaporateur (HX) (18). La vapeur en sortie de l'évaporateur (19) est à l'état surchauffé ; elle se mélange avec le fluide provenant de la vanne flash gaz (12). Ce mélange est ensuite envoyé dans le compresseur (1).



a) Schéma du système

b) Représentation du cycle dans un diagramme de Mollier

Figure 2.7. Système de référence

2.2.3.2 Configurations du banc d'essais

Les principales configurations sont décrites ci-après. Ces configurations, à l'exception de la configuration avec éjecteur monophasique, peuvent fonctionner avec un évaporateur en conditions noyées ou sèches. Ces deux termes ont été expliqués dans la section 1.5.3.6 du chapitre 1.

2.2.3.2.1 Configuration avec sous-refroidisseur (SR)

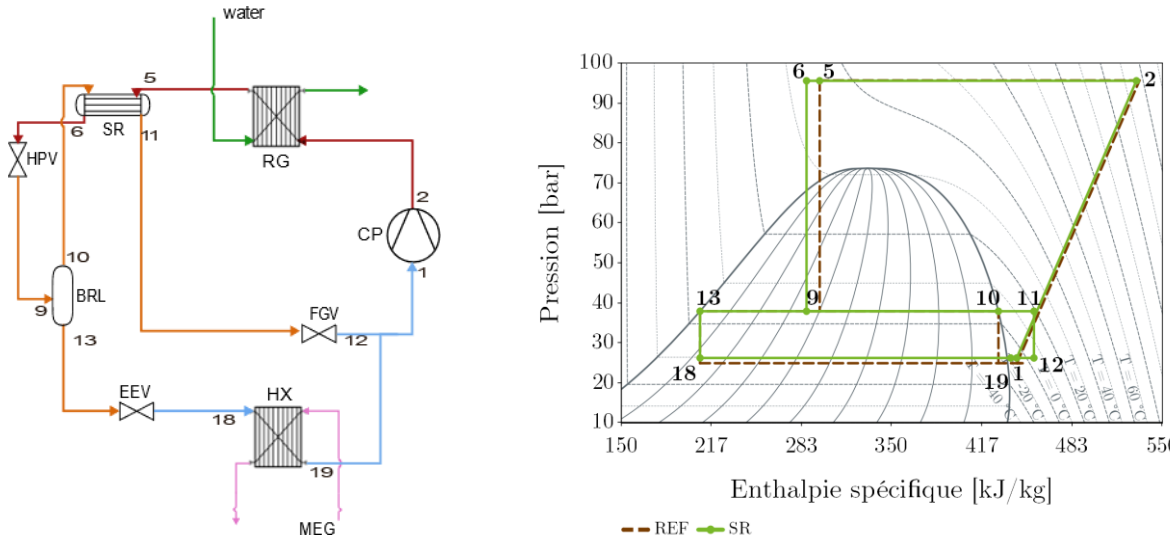
La différence entre cette configuration (Figure 2.8) et le système de référence est l'ajout d'un échangeur de chaleur interne en tant que sous-refroidisseur (SR) après le refroidisseur de gaz. Ainsi, après son passage par le refroidisseur de gaz (5), le CO_2 traverse le sous-refroidisseur, ce qui diminue sa température et son enthalpie à l'entrée de la vanne haute pression (6). La vapeur saturée (10) est utilisée pour récupérer la chaleur rejetée par le sous-refroidisseur (11) puis elle est détendue à travers la vanne flash gaz. Le liquide de la bouteille séparatrice (13) est détendu à travers la vanne de détente (EEV) et passe à travers l'évaporateur (18 à 19) pour être ensuite comprimé par les compresseurs (1-2).

Cette configuration diffère de l'utilisation la plus courante des échangeurs de chaleur internes proposée dans la littérature [14], [70], [74], [102] qui consiste à récupérer la chaleur rejetée par le sous-refroidisseur avec le CO_2 sortant de l'évaporateur.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

L'ajoute d'un sous-refroidisseur au cycle thermodynamique du CO_2 permet de réduire le titre en vapeur à l'entrée du séparateur de liquide. Cela réduit le débit massique du gaz qui passe dans la vanne flash gaz, gaz inutile pour le système de réfrigération [10]. Contrairement au système de référence, la vapeur à l'entrée de la vanne flash gaz est chauffée dans le sous-refroidisseur, par conséquent le fluide à la sortie de cette vanne est à l'état de vapeur surchauffée au lieu d'être diphasique. La vapeur surchauffée à la sortie de la vanne flash gaz est mélangée avec le fluide sortant de l'évaporateur, augmentant ainsi la température d'aspiration des compresseurs.

Ce phénomène est utile et souhaité lorsqu'une faible surchauffe est utilisée dans l'évaporateur. Cela permet d'évaporer l'éventuel liquide résiduel sortant de l'évaporateur, garantissant ainsi la durée de vie et le bon fonctionnement du compresseur.



a) Schéma du système

b) Représentation du cycle dans un diagramme de Mollier

Figure 2.8. Système avec sous-refroidisseur

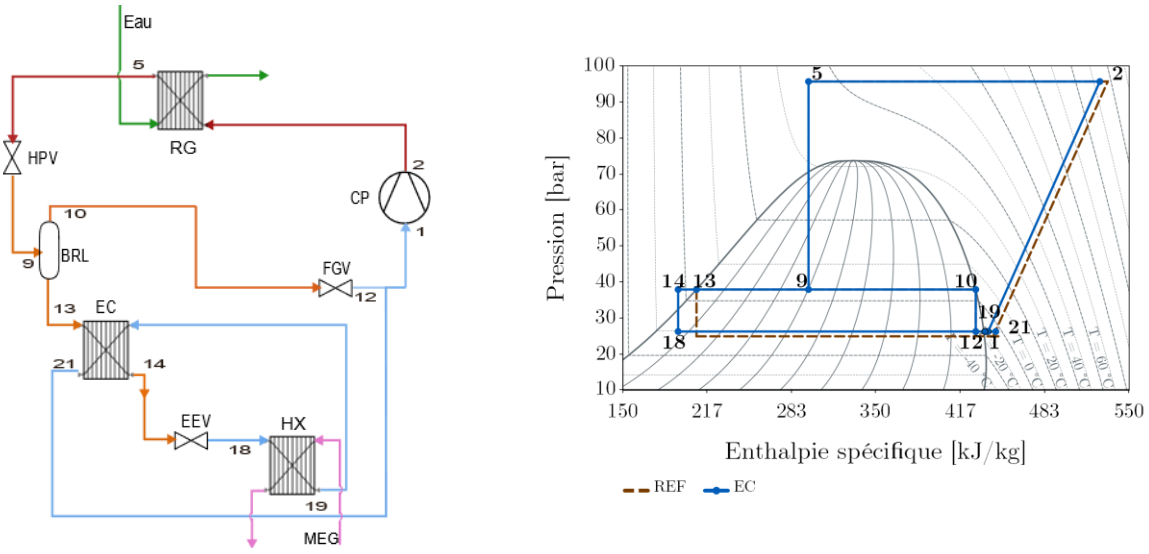
2.2.3.2.2 Configuration avec économiseur (EC)

Dans cette configuration, un échangeur de chaleur (appelé économiseur (EC)) est ajouté entre la sortie de l'évaporateur et la sortie liquide de la bouteille séparatrice. L'économiseur est utilisé d'une part pour réduire le titre en vapeur à l'entrée de l'évaporateur (18) et d'autre part pour évaporer l'excès de liquide à la sortie de l'évaporateur (19) lorsque celui-ci est utilisé en conditions noyées.

Le CO_2 suit un comportement similaire à celui décrit dans la section 2.2.3.1 pour le système de référence avec une légère modification due à l'ajout d'un économiseur (Figure 2.9). Contrairement au cas du système de référence, le liquide sortant de la bouteille séparatrice (13) n'entre pas dans l'évaporateur mais dans l'économiseur, cela permet de diminuer son enthalpie spécifique à l'entrée de l'évaporateur (18). La chaleur rejetée par le

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

CO_2 entre les points 13 et 14 est absorbée par le CO_2 qui sort de l'évaporateur (19) en augmentant sa température. Le fluide sortant de l'économiseur à basse pression (21) est mélangé au fluide sortant de la vanne flash gaz (12). Ce mélange est ensuite comprimé par les compresseurs (1-2).



a) Schéma du système

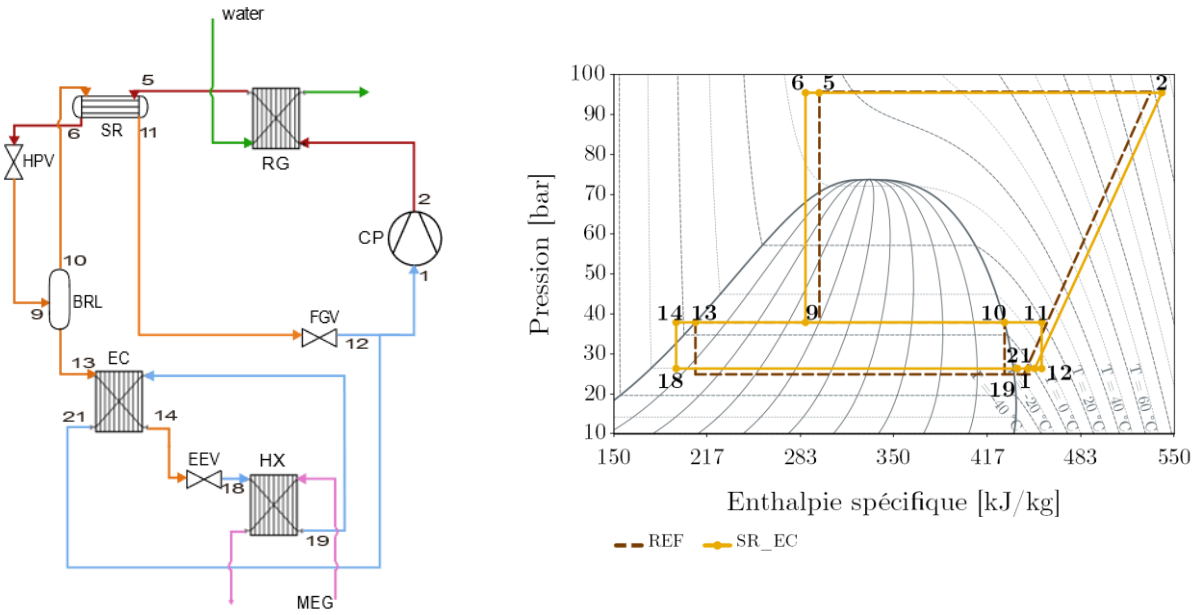
b) Représentation du cycle dans un diagramme de Mollier

Figure 2.9. Système avec économiseur

2.2.3.2.3 Configuration avec sous-refroidisseur et économiseur (SR_EC)

Cette configuration (Figure 2.10) utilise les deux échangeurs de chaleur internes mentionnés dans les sections précédentes 0 et 2.2.3.2.2. Il profite des avantages apportés par chaque échangeur mais combine aussi leurs inconvénients. Comme avantages, cette configuration permet de réduire le titre en vapeur à l'entrée du séparateur de liquide (9) et de l'évaporateur (18) grâce au sous-refroidisseur et à l'économiseur respectivement. Comme inconvénients, le fluide à la sortie de l'évaporateur (19) est réchauffé deux fois, une première fois en passant par l'économiseur et une deuxième fois avec la vapeur surchauffée qui sort de la détente de la vanne flash gaz. Une surchauffe importante à l'entrée du compresseur n'est pas souhaitable car cela implique une augmentation de la température de refoulement du compresseur.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés



a) Schéma du système

b) Représentation du cycle dans un diagramme de Mollier

Figure 2.10. Système avec économiseur et sous-refroidisseur

2.2.3.2.4 Configuration avec éjecteur monophasique

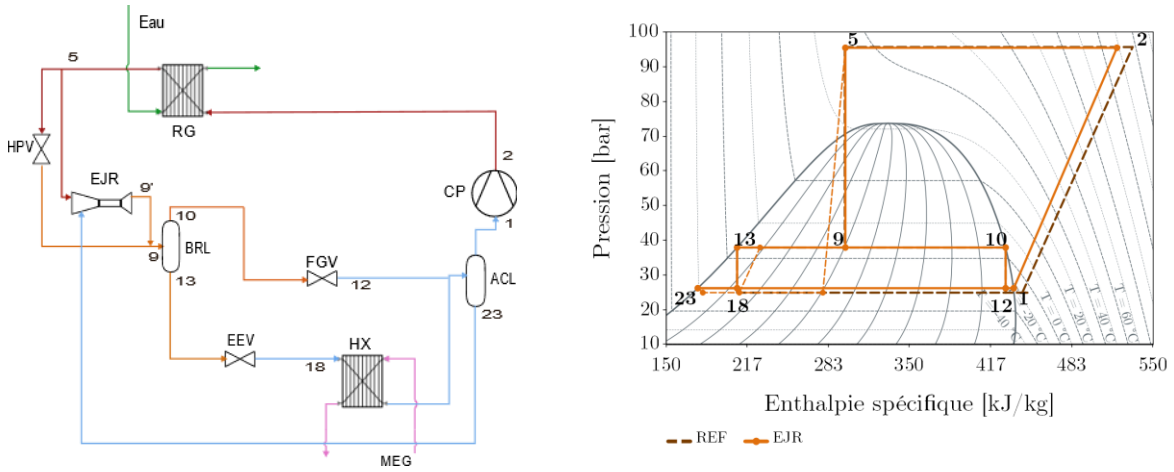
Cette configuration (Figure 2.11) utilise obligatoirement l'évaporateur en conditions noyées, c'est-à-dire que le CO_2 à la sortie de l'évaporateur est à l'état diphasique. Une bouteille anti-coup de liquide est ainsi obligatoire pour ne pas envoyer de liquide aux compresseurs.

Le CO_2 suit le même chemin que celui décrit dans la section 2.2.3.1 (système de référence) et utilise un éjecteur qui transfère le liquide de la bouteille anti-coup de liquide (ACL) à la bouteille séparatrice de liquide (BLR). Le fonctionnement de l'éjecteur est intermittent. L'entrée primaire de l'éjecteur (5) est placée entre le refroidisseur de gaz et la vanne haute pression. Lorsque l'éjecteur fonctionne, une fraction du débit à haute température et haute pression provenant du refroidisseur de gaz traverse l'éjecteur pour transférer une partie de sa quantité de mouvement au liquide provenant de la bouteille ACL qui entre par l'entrée secondaire de l'éjecteur (23) à faible température et basse pression. Ce deuxième fluide aspiré est comprimé et retourne au séparateur (BLR).

L'éjecteur installé sur le banc d'essais est un multi éjecteur liquide. Il est composé de deux éjecteurs monophasiques. Chaque éjecteur est précédé d'une vanne solénoïde placée avant l'entrée primaire. Selon le besoin (voir paragraphe2.4.3), la vanne s'ouvre et se ferme, permettant l'entrée du fluide haute pression, qui elle-même entraine celle du fluide basse pression. L'éjecteur est passif, c'est la vanne solénoïde qui permet son alimentation. Par facilité, on parlera de l'activation ou de l'ouverture de l'éjecteur, mais c'est en réalité la vanne qui s'ouvre. La bouteille ACL est équipée de trois capteurs de niveau de liquide.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

L'automate du banc d'essais gère ces trois niveaux : bas, moyen, haut. Au fil du remplissage de la bouteille ACL, le premier éjecteur de liquide s'active lorsque le liquide atteint le niveau bas dans la bouteille anti-coup liquide (ACL). Une minute plus tard, le deuxième éjecteur s'active. Les deux éjecteurs s'arrêtent lorsque le liquide est en dessous du niveau bas. Le programme de l'éjecteur est expliqué dans la section 2.4.3.



a) Schéma du système

b) Représentation du cycle dans un diagramme de Mollier

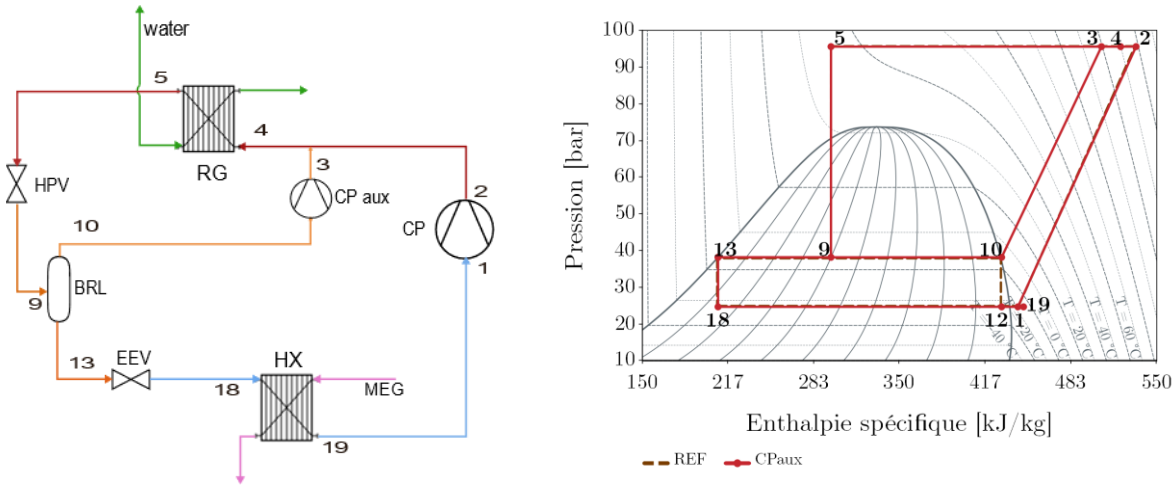
Figure 2.11. Système avec éjecteur monophasique

2.2.3.2.5 Configuration avec compresseur parallèle (CPaux)

Cette configuration (Figure 2.13) utilise un compresseur parallèle (CPaux) à la place de la vanne flash gaz. Le compresseur parallèle aspire la vapeur sortant de la bouteille séparatrice (BRL) pour la comprimer de la moyenne pression à la haute pression. Cela permet de diminuer le débit aspiré par les compresseurs principaux. Dans les configurations précédentes, la pression dans la bouteille séparatrice était contrôlée par la vanne flash gaz. Dans cette configuration, la pression dans la bouteille séparatrice est contrôlée par le compresseur parallèle. Par conséquent, l'ajout d'un variateur de fréquence au compresseur parallèle est nécessaire.

La consommation électrique par les compresseurs principaux est réduite en raison de la diminution du débit qui les traverse. Cependant, le calcul de performance (équation (2.4)) de cette configuration prend également en compte la consommation électrique du compresseur parallèle.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés



a) Schéma du système

b) Représentation du cycle dans un diagramme de Mollier

Figure 2.12. Système avec compresseur parallèle

2.2.3.2.6 Autres Configurations

D'autres configurations que les 5 décrites ci-dessus sont possibles. Elles s'obtiennent notamment en combinant les différents composants entre eux. Néanmoins, les essais ont montré que toutes les combinaisons ne sont pas pertinentes. Par exemple, la configuration SR_EC_EJR est inutile car la bouteille ACL ne se remplit jamais, et donc l'éjecteur ne se met jamais en fonctionnent ; cette configuration est équivalente à la configuration SR_EC en conditions noyées. Seules les configurations pertinentes sont traitées dans la suite de la thèse (voir Tableau 2-1).

Tableau 2-1. Configurations pertinentes faisant l'objet d'essais

Configuration	Sous-refroidisseur	Économiseur	Éjecteur monophasique	Compresseur parallèle
REF				
SR	X			
EC		X		
SR_EC	X	X		
EJR			X	
CPaux				X
SR_CPaux	X			X
EC_CPaux		X		X
EJR_CPaux			X	X
SR_EC_CPaux	X	X		X

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

2.2.3.3 Dimensions des composants

2.2.3.3.1 Échangeurs de chaleur à plaques

Le refroidisseur de gaz, l'évaporateur et l'économiseur sont des échangeurs à plaques. Les détails de chacun de ces échangeurs sont présentés dans le Tableau 2-2.

Tableau 2-2. Dimensions du refroidisseur de gaz, de l'évaporateur et de l'économiseur de la machine frigorifique au CO_2 d'EDF Renardières

Caractéristique	Refroidisseur de gaz	Évaporateur	Économiseur
Volume par canal (L)	0,095	0,18	0,05
Nombre de plaques	90	60	20
Volume total (L)	4,275	5,4	0,5
Largeur (m)	0,05	0,092	0,05
Longueur (m)	0,466	0,519	0,25
Hauteur (m)	0,0005	0,0005	0,0005
Facteur d'expansion	2,189	2,347	2,00
Longueur d'onde (m)	0,004440971	0,00376	0,0049
Surface de transfert de chaleur (m^2)	4,49	6,5	0,45
Section transversale hydraulique (m^2)	0,000203863	0,00035	0,0002

2.2.3.3.2 Sous-refroidisseur

Le sous-refroidisseur est un échangeur à tubes et calandre. Ces caractéristiques sont présentées dans le Tableau 2-3.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Tableau 2-3. Dimensions du sous-refroidisseur tubes et calandre de la machine frigorifique au CO_2 d'EDF Renardières

Caractéristique	Refroidisseur de gaz
Superficie total transversale (m^2)	0,185
Nombre de tubes	10
Diamètre interne de tubes (mm)	8
Diamètre externe de tubes (mm)	10
Épaisseur de la paroi des tubes (mm)	1
Longueur des tubes (m)	1
Longueur de la calandre (mm)	735
Diamètre interne de la calandre (mm)	60,3
Diamètre externe de la calandre (mm)	68,12
Épaisseur de la paroi de la calandre (mm)	3,91
Surface de transfert de chaleur (m_2)	0,23

2.2.3.3.3 Compresseurs

Les trois compresseurs principaux sont de marque Dorin (CD4 90-7,3H) à 4 pistons, avec un volume balayé de 4,16 x 10^{-5} m^3. Deux de ces compresseurs ont un variateur de vitesse pour réguler la fréquence du moteur du compresseur entre 30 Hz et 60 Hz.

Le compresseur parallèle auxiliaire est le CD380H de Dorin. Il a deux pistons et un volume balayé de 1,66 x 10^{-5} m^3. Un variateur de vitesse permet de réguler la fréquence de son moteur entre 30 Hz et 60 Hz.

2.2.3.3.4 Éjecteur monophasique

L'éjecteur monophasique est de marque Danfoss, modèle CTM2 LE 600. Il est constitué de deux éjecteurs, types CTM ELE 200 et CTM ELE 400, d'une capacité maximale de 200 kg/h et 400 kg/h respectivement.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

2.3 Conditions d'essais

2.3.1 Configurations

Les configurations traitées dans la suite de la thèse ont été indiquées dans le tableau (Tableau 2-1).

2.3.2 Constantes

Le débit massique du circuit de réjection de chaleur (A) est fixé à 2,1 kg/s pour tous les essais, valeur pour laquelle le refroidisseur de gaz a été dimensionné.

La température de MEG à l'entrée de l'évaporateur a été fixée à – 4 °C.

2.3.3 Température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz

Afin d'analyser le comportement de chaque configuration dans les trois régimes de fonctionnement, c'est à dire subcritique, transitoire et transcritique (Figure 1.2), des essais ont été menés en variant la température d'entrée de l'eau dans le refroidisseur de gaz de 15 °C à 38 °C.

2.3.4 Puissance frigorifique

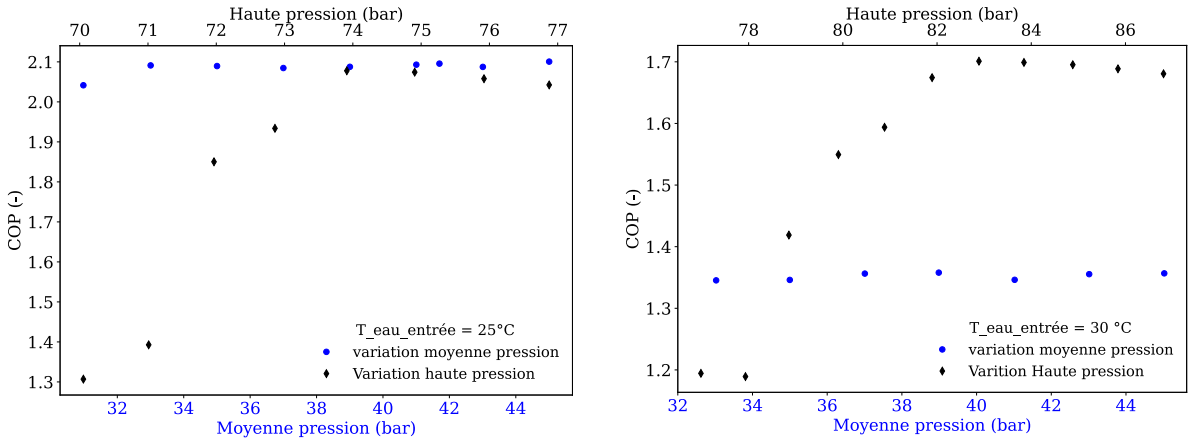
Les expériences ont été réalisées à trois puissances frigorifiques : 20 kW, 30 kW et 40 kW. Pour chacune de ces puissances, le débit de MEG a été adapté afin de garantir un delta de température constant de 4 °C entre l'entrée et la sortie de l'évaporateur. Pour la puissance de 20 kW, le débit massique du MEG est fixé à 1,5 kg/s, pour 30 kW un débit de 2,3 kg/s, et pour 40 kW un débit de 3,09 kg/s.

2.3.5 Haute et moyenne pressions

L'impact de la pression dans le refroidisseur de gaz (haute pression) et la pression dans la bouteille séparatrice (moyenne pression) sur les performances du système ont été étudiés. Ces deux facteurs ont été testés de manière indépendante. Pour une température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz de 25 °C, la variation de la pression dans le refroidisseur de gaz oscille entre 70 et 77 bar et la moyenne pression entre 31 et 45 bar. De la même manière, pour une température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz de 30 °C, la variation de la pression dans le refroidisseur de gaz oscille entre 77 et 87 bar et la moyenne pression entre 31 et 45 bar.

Comme la Figure 2.13 l'illustre, la variation de la moyenne pression n'a pas d'impact significatif sur la performance du système, tandis que la haute pression a un impact notable. Il a donc été décidé de travailler avec une moyenne pression constante de 38 bar, ce qui était recommandé par le fournisseur de la machine. Il a été également opté de travailler avec une haute pression variable afin de fonctionner dans les conditions optimales.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés



a) Impact de la haute et de la moyenne pressions sur le COP à 25 °C

b) Impact de la haute et de la moyenne pressions sur le COP à 35 °C

Figure 2.13. Comparaison de l'impact de la haute et de la moyenne pressions sur le COP

2.3.6 Basse pression

La basse pression de l'installation est fixée manuellement en fonction de la température de sortie de MEG de l'évaporateur et de la surchauffe dans l'évaporateur. Étant donné que le delta de température du circuit de MEG et la température d'entrée à l'évaporateur sont constants (section 2.3.2), la basse pression ne varie qu'avec la surchauffe.

Dans le cas d'une surchauffe de 8 °C, la basse pression a été fixée à 25 bar. Pour une surchauffe de 1,8 °C la basse pression a été fixée à 26,3 bar.

Le pincement dans l'évaporateur est réduit avec la diminution de la surchauffe.

2.3.7 Surchauffe

Il est important de rappeler que la surchauffe est définie comme la différence entre la température du frigorigène en sortie de l'évaporateur et la température de saturation à la pression d'évaporation. Une consigne de surchauffe de 8 °C a été utilisée pour le système de référence. Les autres configurations ont été utilisées soit avec une consigne de surchauffe de 1-2 °C (évaporateur noyé), soit avec une consigne de surchauffe normale de 8 °C.

Les essais ont montré que les conditions noyées sont obtenues avec une surchauffe apparente de 1,8 °C, car l'incertitude des capteurs et la régulation du système empêchent d'avoir une valeur exacte et constante comme il est observé dans la théorie. Ceci est confirmé par Minetto *et al.* [37] et Singh *et al.* [10] qui affirment que les conditions noyées sont atteintes avec une surchauffe positive. La surchauffe à la sortie de l'évaporateur est contrôlée avec la vanne électronique EEV.

Les raisons pour lesquelles les conditions noyées sont atteintes avec une surchauffe positive sont :

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

- Les sondes de température utilisées à la sortie de l'évaporateur sont des sondes de contact, ce qui crée un gradient de température entre le fluide à l'intérieur de la conduite et celui qui est en contact avec la paroi.
- La mesure de la surchauffe est basée sur la température de saturation, elle varie en fonction de la régulation des compresseurs.
- Le temps de réponse est le décalage temporel entre une commande et la réalisation de celle-ci. Bien que la vanne électronique soit très réactive, le temps de réponse thermodynamique, tel que la température de sortie de l'évaporateur, est relativement lent, ce qui introduit un certain retard dans le système.

Les fournisseurs des contrôleurs sont conscients de ces phénomènes et limitent leurs contrôleurs à une surchauffe minimale de 1,8 °C. Cette surchauffe garantit qu'un excès de liquide est présent à la sortie de l'évaporateur. Le titre en vapeur d'environ 0,97 est observé.

Si le contrôleur est modifié pour fonctionner avec une valeur de surchauffe de 0 °C, la quantité de liquide à la sortie de l'évaporateur est très élevée, ce qui indique une perte potentielle de transfert de chaleur.

2.4 Améliorations du pilotage du groupe froid au CO_2

Une première partie du travail expérimental a consisté à rendre l'installation totalement opérationnelle en apportant des améliorations cruciales, principalement liées à son pilotage. Ces problèmes ont été traités avec succès pendant la première année de thèse. Les améliorations faites sur le groupe froid sont décrites dans l'annexe A. La présente section présente l'état final du pilotage du banc d'essais sur lequel l'ensemble des essais a été réalisé.

2.4.1 Contrôle de la basse pression, de la moyenne pression et de la surchauffe

La pression d'évaporation, ou basse pression, est contrôlée par les trois compresseurs principaux installées dans la machine. Le temps de fonctionnement est réparti entre les 3 compresseurs afin qu'ils aient la même usure.

La régulation de la puissance des compresseurs pour atteindre un point de consigne en basse pression est influencée par deux facteurs : la régulation de la vitesse de moteur des compresseurs et une zone neutre. La vitesse des compresseurs est contrôlée par deux régulateurs de vitesse installés sur deux des trois compresseurs. La zone neutre, également appelée bande morte, est une plage autour du point de consigne où il n'y a pas de variation de la demande de puissance. Cela assure la stabilité du système. La bande morte est fixée à 0,5 bar (valeur qui a montré une meilleure stabilité).

La pression intermédiaire, ou moyenne pression, est contrôlée par la vanne motorisée appelée vanne flash gaz (FGV) ou par le variateur de vitesse du compresseur parallèle dans les configurations avec compresseur parallèle.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

La surchauffe de l'évaporateur est contrôlée par la vanne électronique EEV.

2.4.2 Contrôle de la pression au refroidisseur de gaz

La vanne HPV (High Pressure Valve) contrôle la haute pression du système en fonction de la température de sortie de CO_2 du refroidisseur de gaz. La pression au refroidisseur de gaz, c'est-à-dire la haute pression du circuit frigorifique, est un sujet important à traiter dans une installation au CO_2 car les pressions utilisées sont très élevées et parfois proches de la limite fixée par la pression maximale de service, ce qui peut déclencher rapidement un arrêt des compresseurs et de la production de froid. De plus, elle joue un rôle important dans la performance du système [79], [103], [104]. Il est conseillé d'adapter cette pression aux conditions de fonctionnement.

Le banc d'essais utilise un refroidisseur de gaz à eau, les échanges thermiques se font un peu plus rapidement que dans un échangeur de chaleur à air tel qu'utilisé dans la plupart des installations commerciales. Le régime subcritique du banc d'essais est défini pour toute valeur de la haute pression inférieure à 61 bar, le régime de transition ou transitoire pour une haute pression entre 61 bar et 83 bar et le régime transcritique pour une haute pression supérieure à 83 bar.

La consigne de haute pression est calculée par une équation polynomiale fonction de la température du CO_2 en sortie du refroidisseur de gaz (Figure 2.14). Les coefficients de la fonction polynômiale sont présentés dans le Tableau 2-4. $T_s_CO_2_RG$ est la température de sortie du CO_2 du refroidisseur de gaz. Un sous-refroidissement de 2 °C est fixé en régime subcritique. La zone de transition correspond à des températures de sortie du CO_2 du refroidisseur de gaz comprises entre 21 °C et 30 °C. Le contrôle de la pression dans le refroidisseur de gaz est assuré par une loi de commande avancée développée par EDF R&D [105]–[107].

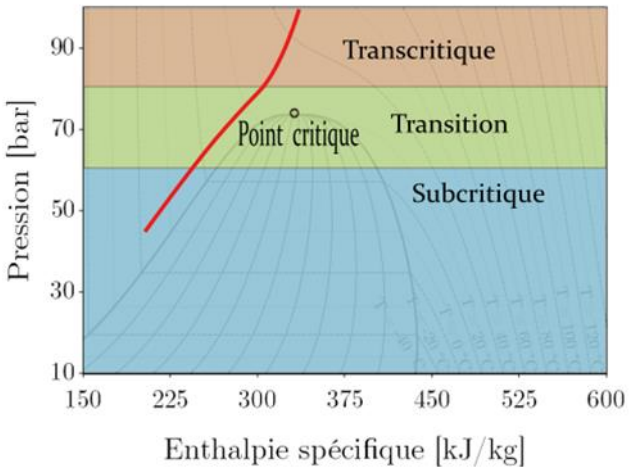


Figure 2.14. Pression optimale dans les trois régimes de fonctionement : subcritique, transitoire et transcritique. La ligne rouge designe l'évolution de la pression optimale.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Tableau 2-4. Configuration de la haute pression de l'installation

Conditions	Equations
Subcritique ($T_s_CO_2_RG\ (°C) < 21$ ° C)	$HP\ (bar_r) = T_s_CO_2_RG\ (°C) \times 1{,}21 + 34{,}89$
Transitoire ($T_s_CO_2_RG\ (°C) > 21$ °C et < 30 °C)	$HP\ (bar_r) = T_s_CO_2_RG\ (°C) \times 2{,}1 + 17{,}2$
Transcritique ($T_s_CO_2_RG\ (°C) > 30$ ° C)	$HP\ (bar_r) = T_s_CO_2_RG\ (°C) \times 2{,}5 + 4{,}5$

2.4.3 Contrôle des éjecteurs

Le banc d'essais est muni d'un multi-éjecteur liquide. Cet éjecteur permet de transférer le liquide de la bouteille anti-coup de liquide (ACL) au séparateur de liquide de moyenne pression (BRL). Il fonctionne de façon intermittente selon le niveau de liquide de la bouteille ACL. Cette bouteille a trois niveaux d'indicateur de liquide. Comme mentionné dans la section (chapitre 1, section 1.5.3.4.2), l'éjecteur prélève une partie du débit à haute pression et haute température pour aspirer le liquide de la bouteille ACL. Il existe une relation entre la pression du refroidisseur de gaz, la pression dans la bouteille séparatrice et la pression dans l'évaporateur, qui doit être respectée pour permettre le bon fonctionnement de l'éjecteur. Si la pression du refroidisseur de gaz n'est pas assez élevée et s'il y a plus de 5 bar entre la pression de l'évaporateur et celle de la bouteille séparatrice, l'éjecteur n'aspirera pas le liquide de la bouteille ACL.

Afin que l'éjecteur aspire dans tous les régimes de fonctionnement, une régulation en fonction de la température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz a été développée. Cette régulation se compose de deux programmes : un programme en régime subcritique et un autre en régime transcritique.

Le programme en régime subcritique est utilisé quand la température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz est inférieure ou égale à 20 °C, et celui en régime transcritique est utilisé quand la température d'entrée d'eau est supérieure à 20 °C. Les deux programmes fonctionnent de manière similaire et ne diffèrent que par les valeurs des seuils de déclenchement des éjecteurs comme précisé ci-dessous.

2.4.3.1 Programme de pilotage des éjecteurs en régime subcritique

Un débitmètre à l'entrée secondaire de l'éjecteur récupère non seulement les informations relatives au débit, mais aussi la masse volumique du fluide. Cela permet de connaitre l'état du fluide à l'entrée de l'éjecteur.

Ce programme consiste à démarrer le premier éjecteur 10 secondes après avoir atteint le premier niveau (niveau bas) de liquide dans la bouteille ACL. Si le premier éjecteur est toujours actif, si la masse volumique à l'aspiration de l'éjecteur indique la présence de liquide et si l'indicateur de premier niveau de la bouteille est allumé, le deuxième éjecteur se met en route 1 minute après avoir atteint toutes ces conditions. En effet, cela signifie que le premier éjecteur n'arrive pas à vider complément la bouteille.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Si au bout de 3 minutes avec les deux éjecteurs activés, le niveau de liquide à l'intérieur de la bouteille n'est pas redescendu au-dessous du premier niveau, la moyenne pression diminue à 33 bar relatifs afin d'augmenter le débit secondaire aspiré par l'éjecteur sans générer trop d'impact sur la stabilité de la machine. Si malgré cette diminution de moyenne pression, le liquide atteint le deuxième niveau de la bouteille, la haute pression augmente doucement jusqu'à 65 bar relatifs afin d'augmenter l'énergie potentielle du fluide primaire de l'éjecteur. Si malgré toutes ces modifications le troisième niveau de la bouteille est atteint, les compresseurs s'arrêtent.

2.4.3.2 Programme de pilotage des éjecteurs en régime transcritique

La pression du refroidisseur de gaz est ici plus élevée que dans le régime subcritique. Le débit de l'éjecteur est donc plus grand, ce qui permet de vider la bouteille plus rapidement. Si au bout de 15 minutes avec ces conditions le niveau de liquide à l'intérieur de la bouteille n'est pas encore descendu sous le premier niveau, la moyenne pression diminue à 35 bar relatifs. Si malgré cette modification, le niveau du liquide continue à augmenter à l'intérieur de la bouteille et qu'il atteint le deuxième niveau, la haute pression augmente doucement jusqu'à 95 bar. Enfin, si le troisième niveau est atteint, les compresseurs s'arrêtent.

2.4.3.3 Programme d'arrêt des éjecteurs

Les conditions d'arrêt des éjecteurs sont identiques pour les deux programmes, subcritique et transcritique. Lorsque le niveau de liquide descend au-dessous du premier niveau de la bouteille ACL, le deuxième éjecteur s'arrête. Le premier éjecteur continue à aspirer jusqu'à ce que la masse volumique bascule de liquide à gaz, cela assure la vidange complète de la bouteille ACL.

En plus de ce pilotage automatique, une option de pilotage manuel des deux éjecteurs a été ajoutée ; cela donne une flexibilité importante à la machine.

2.5 Instrumentation

2.5.1 Capteurs de mesure

Le banc d'essais est équipé de 37 capteurs de température, 19 de pression et 7 de débit. Ils sont distribués dans le banc d'essais de la manière suivante (Tableau 2-5) :

Tableau 2-5. Distribution des capteurs dans le banc d'essais

Circuit	Nombre de capteurs de température	Nombre de capteurs de pression	Nombre de capteurs de débit
A	4	4	2
B	5	5	1
C	28	10	4

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

La centrale d'acquisition récupère d'autres informations, telles que les puissances électriques des compresseurs et des résistances, les fréquences de chaque compresseur, les indicateurs de niveau des bouteilles, les alarmes et bien d'autres paramètres pertinents pour l'analyse du comportement de l'installation.

La Figure 2.15 montre la position des principaux capteurs de pression, température et de débit situés dans le groupe de production de froid (C).

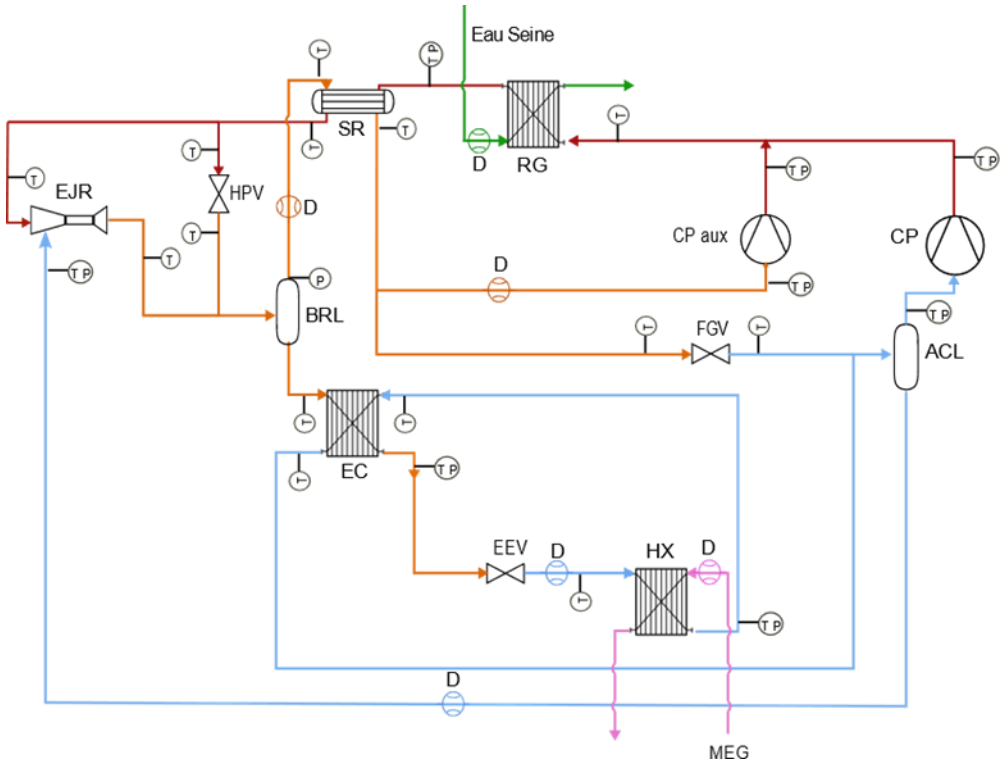


Figure 2.15. Principaux capteurs du groupe froid (C). T, P et D représentent les capteurs de température, pression et débit respectivement.

Les mesures de température sont obtenues avec des capteurs de température à résistance, en anglais « Resistance Temperature Detector », RTD. Les sondes de température installées dans les circuits (A) et (B) sont des PT100. Les sondes de température installées dans le circuit (C) sont des PT1000.

Les mesures de pression sont obtenues principalement avec des capteurs de pression piézoélectriques et certaines avec des capteurs de pression ratiométriques.

Les mesures de débit dans le circuit (C) sont obtenues avec des débitmètres qui utilisent le principe Coriolis. Les mesures de débit dans le circuit (A) et le circuit (B) sont obtenues avec des débitmètres électromagnétiques.

2.5.2 Incertitude des capteurs

Il est important de noter que la valeur obtenue pour une donnée expérimentale est affectée par plusieurs facteurs : la valeur mesurée elle-même, l'environnement dans lequel la

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

mesure a été faite, l'erreur propre du capteur, l'erreur dans le canal de transport des données et celui de la centrale d'acquisition. Ces trois dernières erreurs peuvent être rassemblées dans l'incertitude de la chaine de mesure.

D'une manière générale, il existe deux types d'évaluation de l'incertitude : l'incertitude de type A et celle de type B. La première est une analyse statistique d'une succession de mesures ; elle est utilisée quand le capteur est isolé. Plusieurs répétitions d'une même mesure sont alors réalisées. Le type B est l'incertitude obtenue avec des informations données par le fabricant, par exemple, le certificat d'étalonnage, la classe de l'instrument ou l'analyse du procédé de mesurage. Les incertitudes de type B sont utilisées quand il n'est pas possible de faire plusieurs répétitions.

Les résultats expérimentaux du banc d'essais sont obtenus à partir des capteurs qui étaient déjà en place dans l'installation au début de la thèse ; la détermination de l'incertitude de capteurs par type A n'a pas été faite. L'incertitude de la chaine de mesure de chaque type de capteur est calculée avec l'incertitude de type B.

Le calcul de l'incertitude globale de la chaîne de mesure est représenté dans l'équation (2.1).

$$u_G{}^2(x_i) = \sum u(x_i)^2 \tag{2.1}$$

L'incertitude d'un mesurage s'exprime en incertitude élargie ($\delta(x_i)$) (équation (2.2)). Cette incertitude prend en compte l'intervalle de confiance dans lequel un certain pourcentage des mesures se situe, généralement on utilise un intervalle de confiance de 95 %. Cela représente un facteur d'élargissement de 2.

$$\delta(x_i) = u_G(x_i) \times 2 \tag{2.2}$$

Il est important de rappeler que l'incertitude donnée par le fabricant est une incertitude élargie. Pour le calcul de l'incertitude globale, l'équation (2.1) prend en compte l'incertitude sans facteur d'élargissement.

L'incertitude élargie pour chaque type de capteur de l'installation est présentée dans le Tableau 2-6.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Tableau 2-6. Incertitude élargie des capteurs dans les trois circuits : le circuit de réjection de chaleur (A), le circuit de simulation du besoin de froid (B) et le groupe de production de froid au CO_2 (C).

Capteur	Fournisseur	Modèle	Type	Plage	Incertitude
Capteurs installés dans le circuit de réjection de chaleur (A)					
Pression (bar)	Gems	-	-	[0 ; 16]	± 0,046
Température RTD (°C)	TCSA	PT100	1/10 DIN		± 0,073
Débitmètre (kg/s)	Krohne	OPTIFLUX	-	[0 ; 2,95]	± 0,0059
Capteurs installés dans circuit de simulation du besoin de froid (B)					
Pression (bar)	Gems	-	-	[0 ; 16]	± 0,046
Température (°C)	TCSA	PT100	1/10 DIN		± 0,070
Débitmètre (kg/s)	Endress+Hauser	L 400	-	[1,5 ; 2,95]	± 0,015
Wattmètre au thermoplongeur (kW)	Diris				± 0,15
Capteurs installés dans le groupe de production de froid au CO_2 (C)					
Pression (HP) (bar)	Carel	SPKT00D8C0		[0 ; 150]	± 0,85
Pression (MP) (bar)	Danfoss	AKS 32		[-1 ; 59]	± 0,31
Pression (BP) (bar)	Carel	SPKT00G1C0		[0 ; 60]	± 0,25
Basse température (°C)	Danfoss	PT1000 AKS11	B	[-20 ; 10]	± 0,37
Haute température (°C)	Danfoss	PT1000 AKS11	B	[10 ; 140]	± 0,71
Débitmètre (kg/s)	Krohne	OPTIMASS 6000 - S 15		Max : 0,3	± 0,0011
Wattmètres aux compresseurs (kW)	Diris				± 0,10

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

2.5.3 Incertitude composée

Lorsque des calculs impliquent au moins deux valeurs récupérées par des capteurs, il est nécessaire de calculer l'incertitude composée. La méthode utilisée pour la calculer est la méthode de GUM (Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement) [108], [109] basée sur les séries de Taylor du premier ordre [110]. La méthode est définie par l'équation (2.3) où $\frac{\partial f}{\partial x_i}$ est la dérivée partielle de la fonction f par rapport aux variables impliquées dans le calcul de y et $\delta(xi)$ est l'incertitude élargie de chaque variable impliquée dans le calcul de y.

$$U_c^2(y) = \sum_{i=1}^{n} \left(\frac{\partial f}{\partial x_i}\right)^2 \delta^2(x_i) \tag{2.3}$$

À titre d'exemple, le développement du calcul d'incertitude du COP du système est présenté dans la suite. Ainsi l'équation (2.4) représente l'incertitude sur ce paramètre, où $P_{elec_thermoplongeur}$ est la puissance frigorifique compensée par les résistances électriques et P_{elec_cp} est la consommation électrique du compresseur.

$$COP = \frac{P_{elec_thermoplongeur}}{P_{elec_cp}} \tag{2.4}$$

L'incertitude du COP (équation (2.5)) est calculée à l'aide de l'équation (2.3).

$$\delta COP = \sqrt{\left(\frac{\partial COP}{\partial P_{elec_thermoplongeur}}\right)^2 \delta {P_{elec_thermoplongeur}}^2 + \left(\frac{\partial COP}{\partial P_{elec_cp}}\right)^2 \delta {P_{elec_cp}}^2} \tag{2.5}$$

Les dérivées partielles de cette équation sont décrites dans les équations (2.6) et (2.7).

$$\frac{\partial COP}{\partial P_{elec_thermoplongeur}} = \frac{1}{P_{elec_cp}} \tag{2.6}$$

$$\frac{\partial COP}{\partial P_{elec_cp}} = -\frac{P_{elec_thermoplongeur}}{{P_{elec_cp}}^2} \tag{2.7}$$

L'application numérique des équations ci-dessus au calcul de l'incertitude du COP dans le système de référence avec une température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz de 25 °C est détaillée ci-après. Les incertitudes pour $P_{elec_thermoplongeur}$ et P_{elec} sont les incertitudes présentées dans le Tableau 2-6 divisée par leur facteur d'élargissement (k=2).

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

$$\delta COP = \sqrt{\left(\frac{1}{P_{elec_cp}}\right)^2 \delta P_{elec_thermoplongeur}{}^2 + \left(-\frac{P_{elec_thermoplongeur}}{P_{elec_cp}{}^2}\right)^2 \delta P_{elec}{}^2}$$

$$\delta COP = \sqrt{\left(\frac{1}{13{,}90}\right)^2 0{,}075^2 + \left(-\frac{30}{13{,}90^2}\right)^2 0{,}05^2}$$

$$\delta COP = 0{,}01$$

Pour le calcul d'incertitudes des propriétés thermodynamiques telles que l'enthalpie et la capacité calorifique, la méthode développée par Moffat et al. [111] a été adoptée. Cette méthode consiste principalement à calculer numériquement l'incertitude d'une fonction en utilisant la contribution à l'incertitude de chaque variable de la fonction mesurée (équations (2.8), (2.9) et (2.10))

$$\delta H = \sqrt{\left(\frac{\partial H}{\partial T} \times \Delta T\right)^2 + \left(\frac{\partial H}{\partial P} \times \Delta P\right)^2} \tag{2.8}$$

$$\frac{\partial H}{\partial T} = \frac{h_{(T+\delta T)} - h_{(T-\delta T)}}{2\delta T} \tag{2.9}$$

$$\frac{\partial H}{\partial P} = \frac{h_{(P+\delta P)} - h_{(P-\delta P)}}{2\delta P} \tag{2.10}$$

À titre d'exemple, l'incertitude de l'enthalpie mesurée à la sortie de l'évaporateur est calculée :

$$\frac{\partial H}{\partial T} = \frac{446{,}803 - 445{,}838}{2 \times 0{,}37} = 1{,}30$$

$$\frac{\partial H}{\partial P} = \frac{445{,}839 - 446{,}800}{2 \times 0{,}25} = -1{,}92$$

$$\delta H = \sqrt{(1{,}30 \times 0{,}37)^2 + (-1{,}92 \times 0{,}25)^2} = 0{,}68$$

δH est l'incertitude de l'enthalpie, T est la température, P est la pression, δT et δP sont les incertitudes de la température et de la pression respectivement.

2.6 Acquisition et traitement des données

Le Logiciel LABVIEW a été utilisé pour l'acquisition des résultats. Il rassemble toutes les données récupérées par l'acquisition dans un fichier au format .csv ; le traitement des données se fait ensuite à l'aide d'un code Python. Les propriétés thermodynamiques sont calculées avec Coolprop.

Une fois la configuration et les conditions d'essais configurées dans l'installation, l'enregistrement des données démarre en récupérant l'information des capteurs toutes les 10 secondes. Il est possible de lancer un programme évolutif de changement de température

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz pour voir le comportement d'une configuration à températures extérieures différentes. La température initiale, finale et le pas de changement de consigne en degrés Celsius sont choisis par l'utilisateur. Chaque consigne de la température d'entrée du refroidisseur de gaz est maintenue au minimum 60 minutes. À la fin de l'essai, un fichier au format .csv est généré, contenant les informations de tous les capteurs.

Il est important de noter qu'à chaque changement de consigne, un laps de temps est nécessaire pour atteindre un nouveau régime permanent. Par conséquent, il est crucial d'identifier et de sélectionner les périodes stables à exploiter. Ensuite, les moyennes de l'ensemble des données sélectionnées dans chaque période sont calculées.

La température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz a été la seule variable qui a été modifiée lors de chaque acquisition de données. Elle est donc le critère de sélection pour déterminer les régimes stables.

Un code Python a été développé afin d'identifier et d'isoler les périodes des données à exploiter. La Figure 2.16 illustre l'algorithme automatique de sélection en fonction d'une variable : la température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz. Les zones de couleurs rose contiennent les données à exploiter et les zones en couleur bleue sont les données à supprimer car elles correspondent aux périodes de transition entre les consignes.

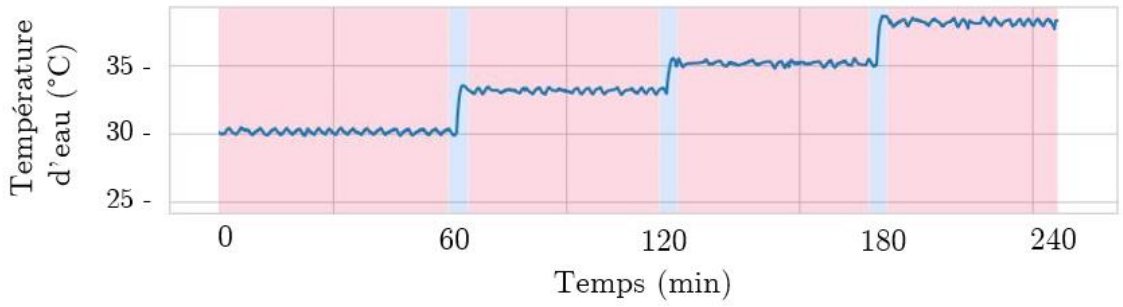


Figure 2.16. Exemple d'identification des périodes stables à exploiter : le code python permet d'isoler automatiquement les données (régime stable) qui seront exploitées.

Avec la valeur moyenne des résultats par configuration et par condition, une analyse complète de la machine frigorifique est faite par le code en obtenant des fichiers résumés. Ces fichiers contiennent les informations suivantes :

- Une analyse énergétique par composant (en utilisant les équations de (2.11) à (2.19))
- Une analyse exergétique par composant (Chapitre 4, section 4.4)
- Un tableau résumé avec les points du cycle thermodynamique (pression, enthalpie, température, débit)
- Un dessin du cycle thermodynamique dans le diagramme de Mollier (enthalpie-pression)

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

- Les performances (COP) de la machine pour chaque condition testée
- Une distribution statistique de certaines variables (au choix de l'utilisateur)

Ce programme permet, en outre, de faire l'analyse de plusieurs fichiers de résultats en même temps.

De plus, ce code génère des graphiques dynamiques avec l'ensemble des données qui permettent une observation facile du comportement des variables en régime dynamique.

2.7 Validation du banc d'essais

Le banc d'essais a été validé à l'aide de différents bilans énergétiques pour chaque configuration dans les trois régimes de fonctionnement : subcritique, transitoire et transcritique. Dans les équations suivantes, $\dot{Q}$ est la puissance transférée, $\dot{m}$ est le débit massique, RG est le refroidisseur de gaz, $evap$ est l'évaporateur, ΔT et Δh sont la différence de température et d'enthalpie respectivement.

Les équations (2.11) et (2.12) sont utilisées pour le bilan énergétique dans le refroidisseur de gaz :

$$\dot{Q}_{Eau_RG} = \dot{Q}_{CO_2_RG} \tag{2.11}$$

$$\dot{m}_{Eau_RG}\, cp_{Eau_RG}\, \Delta T_{Eau_RG} = \dot{m}_{CO_2_RG}\, \Delta h_{CO_2_RG} \tag{2.12}$$

Les équations (2.13) et (2.14) sont utilisées pour le bilan énergétique dans l'évaporateur :

$$\dot{Q}_{MEG_evap} = \dot{Q}_{CO_2_evap} = P_{elec_thermoplongeur} \tag{2.13}$$

$$\dot{m}_{MEG_evap}\, cp_{MEG_evap}\, \Delta T_{MEG_evap} = \dot{m}_{CO_2_evap}\, \Delta h_{CO_2_evap} = P_{elec_thermoplongeur} \tag{2.14}$$

Les équations (2.15) et (2.16) sont utilisées pour le bilan énergétique dans le sous-refroidisseur :

$$\dot{Q}_{CO_2(HP)_SR} = \dot{Q}_{CO_2(\mathrm{MP})_SR} \tag{2.15}$$

$$\dot{m}_{CO_2(HP)_SR}\, \Delta h_{CO_2(HP)_SR} = \dot{m}_{CO_2(\mathrm{MP})_SR}\, \Delta h_{CO_2(\mathrm{MP})_SR} \tag{2.16}$$

Les équations (2.17) et (2.18) sont utilisées pour le bilan énergétique dans l'économiseur :

$$\dot{Q}_{CO_2(\mathrm{MP})_EC} = \dot{Q}_{EC_{CO_2(BP)}} \tag{2.17}$$

$$\dot{m}_{CO_2(\mathrm{MP})_EC}\, \Delta h_{CO_2(\mathrm{MP})_EC} = \dot{m}_{CO_2(\mathrm{BP})_EC}\, \Delta h_{CO_2(\mathrm{BP})_EC} \tag{2.18}$$

L'équation (2.19) est utilisée pour le bilan énergétique global de l'installation :

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

$$\dot{Q}_{evap} + P_{elec_{cp}} = \dot{Q}_{RG} \tag{2.19}$$

Les Tableau 2-7, Tableau 2-8, Tableau 2-9 et le Tableau 2-10 montrent les résultats de ces bilans pour le refroidisseur de gaz, l'évaporateur, le sous-refroidisseur et l'économiseur, respectivement. Une analyse globale de l'installation a également été faite (Tableau 2-11).

Tableau 2-7. Bilan énergétique du refroidisseur de gaz

Configuration	Régime	$\dot{Q}_{CO_2_RG}$ (kW) (± 1,48)	$\dot{Q}_{Eau_RG}$ (kW) (± 0,64)	Différence (kW)	Différence (%)
SR_EC	Subcritique	-38,82	39,1	0,28	0,71
SR_EC	Transitoire	-43,35	43,16	0,2	0,45
SR_EC	Transcritique	-50,06	50,01	0,05	0,1
SR	Subcritique	-39,01	39,22	0,22	0,55
SR	Transitoire	-44,26	44,34	0,08	0,17
SR	Transcritique	-51,2	51,25	0,05	0,09
REF	Subcritique	-39,02	39,54	0,52	1,32
REF	Transitoire	-43,61	43,6	0,01	0,01
REF	Transcritique	-51,53	51,57	0,04	0,07
EC	Subcritique	-39,17	39,49	0,32	0,81
EC	Transitoire	-44,41	44,28	-0,13	0,29
EC	Transcritique	-52,15	52,09	-0,06	0,12

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Tableau 2-8. Bilan énergétique de l'évaporateur

Configu-ration	Régime	$\dot{Q}_{CO_2_evap}$ (kW) (± 1,65)	$\dot{Q}_{MEG_evap}$ (kW) (± 0,59)	P_{elec_ther} (kW) (±0,15)	Différence MEG (kW)	Différence élec (kW)	Différence MEG (%)	Différence élec (%)
SR_EC	Sub.	29,94	-29,45	29,66	0,49	0,28	1,67	0,94
SR_EC	Trans.	30,28	-30,21	29,99	0,07	0,29	0,25	0,98
SR_EC	Trans.	30,35	-30,27	30,1	0,08	0,25	0,28	0,84
SR	Sub.	29,41	-29,62	29,8	0,21	0,39	0,72	1,31
SR	Trans.	31	-30,92	30,68	0,08	0,32	0,26	1,04
SR	Trans.	30,94	-30,73	30,54	0,21	0,4	0,69	1,31
REF	Sub.	29,93	-29,57	29,72	0,36	0,21	1,23	0,7
REF	Trans.	29,94	-29,51	29,69	0,43	0,25	1,46	0,85
REF	Trans.	29,9	-29,38	29,55	0,52	0,35	1,77	1,17
EC	Sub.	30,05	-29,56	29,74	0,49	0,31	1,65	1,05
EC	Trans.	30,83	-30,76	30,54	0,07	0,29	0,24	0,94
EC	Trans.	30,92	-30,78	30,6	0,14	0,32	0,46	1,04

Tableau 2-9. Bilan énergétique du sous-refroidisseur

Configuration	Régime	$\dot{Q}_{CO_2(HP)_SR}$ (kW) (± 1,01)	$\dot{Q}_{CO_2(MP)_SR}$ (kW) (± 0,16)	Différence (kW)	Différence (%)
SR_EC	Subcritique	-0,63	0,57	0,06	9,84
SR_EC	Transitoire	-0,94	0,89	0,05	5,37
SR_EC	Transcritique	-1,91	1,84	0,07	3,76
SR	Subcritique	-0,7	0,64	0,06	8,95
SR	Transitoire	-1	0,95	0,05	4,94
SR	Transcritique	-1,99	1,92	0,08	3,77

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Tableau 2-10. Bilan énergétique de l'économiseur

Configuration	Régime	$\dot{Q}_{CO_2(MP)_EC}$ (kW) (± 0,24)	$\dot{Q}_{CO_2(BP)_EC}$ (kW) (± 0,16)	Différence (kW)	Différence (%)
SR_EC	Subcritique	-0,68	0,86	0,18	26,93
SR_EC	Transitoire	-0,66	0,85	0,19	28,31
SR_EC	Transcritique	-0,59	0,78	0,19	32,67
EC	Subcritique	-0,67	0,85	0,18	27,56
EC	Transitoire	-0,66	0,84	0,18	26,82
EC	Transcritique	-0,66	0,85	0,19	28,54

Tableau 2-11. Bilan énergétique global de l'installation

Configuration	Régime	$\dot{Q}_{evap}$ (kW)	$P_{elec_{cp}}$ (kW)	$\dot{Q}_{RG}$ (kW)	Différence (kW)	Différence (%)
SR_EC	Subcritique	29,66	9,70	39,10	0,27	0,68
SR_EC	Transitoire	29,99	13,68	43,16	0,51	1,18
SR_EC	Transcritique	30,1	21,32	50,01	1,41	2,81
SR	Subcritique	29,8	9,80	39,22	0,37	0,95
SR	Transitoire	30,68	14,06	44,34	0,41	0,92
SR	Transcritique	30,54	21,97	51,25	1,26	2,46
REF	Subcritique	29,72	9,97	39,54	0,15	0,37
REF	Transitoire	30,03	13,89	43,60	0,31	0,72
REF	Transcritique	30,04	22,24	51,57	0,72	1,39
EC	Subcritique	29,74	9,80	39,49	0,05	0,12
EC	Transitoire	30,54	14,05	44,28	0,31	0,71
EC	Transcritique	30,6	22,43	52,09	0,95	1,82

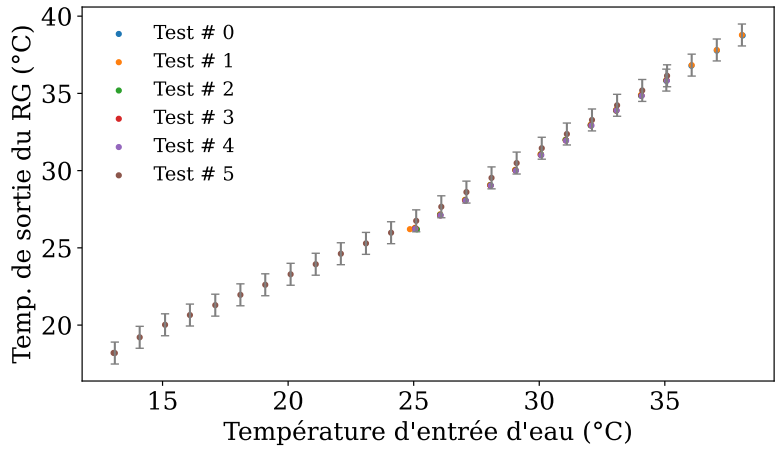
Les différences obtenues dans les bilans du refroidisseur de gaz, de l'évaporateur et l'analyse globale de l'installation sont très satisfaisantes avec une différence maximale de 2,81 %. Cette valeur se situe dans la marge d'incertitude des mesures. Ces résultats confirment la fiabilité des mesures réalisées sur l'installation.

Une différence plus significative est observée dans le bilan énergétique des deux échangeurs de chaleur internes. Pour le sous-refroidisseur, la différence maximale atteint 9,84 %, tandis que pour l'économiseur, elle est de 32,67 %. Bien que ces valeurs puissent sembler élevées, il convient de noter que les écarts absolus en termes de puissance sont de seulement 0,06 kW pour le sous-refroidisseur et de 0,19 kW pour l'économiseur. Ces valeurs se situent dans la plage de l'incertitude des mesures, qui est de 0,16 kW et 0,24 kW respectivement.

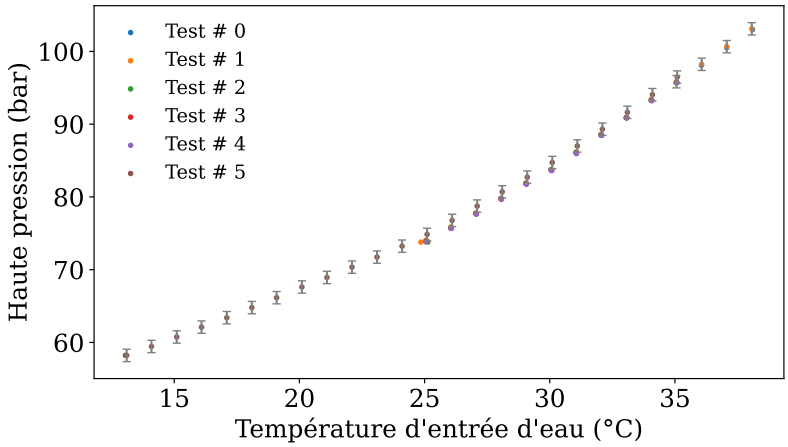
Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Afin d'assurer la reproductibilité des résultats, un même essai a été reproduit cinq fois dans des conditions identiques pour le système de référence. La Figure 2.17 présente la valeur mesurée de trois variables : (a) la température du CO_2 à la sortie du refroidisseur de gaz, (b) la pression dans le refroidisseur de gaz et (c) le débit traversant les compresseurs. On observe que les valeurs obtenues dans les répétitions sont comprises dans l'incertitude du capteur.

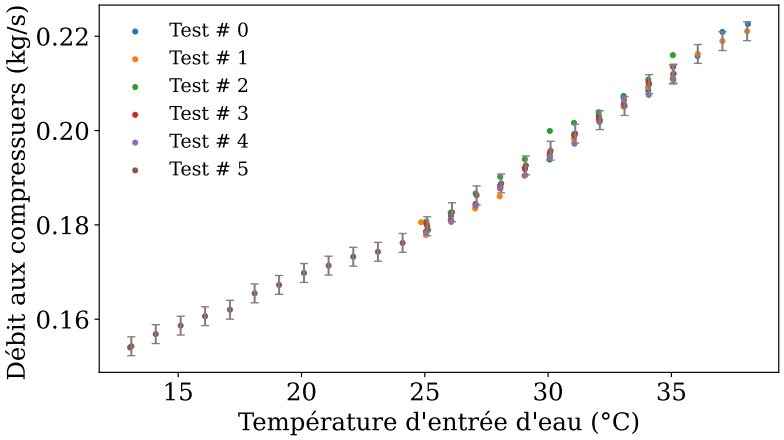
Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés



a) Température à la sortie du refroidisseur de gaz



b) Haute pression



c) Débit traversant les compresseurs

Figure 2.17. Reproductibilité des résultats

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

2.8 Conclusions du chapitre

Ce deuxième chapitre présente le banc d'essais utilisé au cours de la thèse, sur lequel a été fait un grand nombre d'expériences. Il montre la modularité de la machine, et notamment les différentes configurations possibles dont les performances énergétiques seront comparées.

Il présente en détail les différentes configurations et conditions qui seront utilisées lors des tests expérimentaux, ainsi que le pilotage de l'installation. De plus, l'instrumentation du banc d'essai est mise en évidence.

Enfin, des bilans énergétiques sur le refroidisseur de gaz, l'évaporateur, le sous-refroidisseur, l'économiseur et du système en général ont permis de valider les mesures effectuées sur le banc d'essais. Ceci nous amène au chapitre suivant où les résultats expérimentaux obtenus avec différentes configurations et conditions seront présentés.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Chapitre 3 : Résultats expérimentaux

Chapitre 3 : Résultats expérimentaux 74
3.1 Introduction 75
3.2 Conditions expérimentales 75
3.2.1 Description des essais 75
3.2.2 Oscillations de certains résultats d'essais 77
3.3 Analyse des résultats par configuration 79
3.3.1 Système de référence 79
3.3.1.1 Cycle thermodynamique 79
3.3.1.2 Performances 83
3.3.2 Configuration avec sous-refroidisseur 85
3.3.2.1 Cycle thermodynamique 85
3.3.2.2 Performances 88
3.3.3 Configuration avec économiseur 90
3.3.3.1 Cycle thermodynamique 90
3.3.3.2 Échanges thermiques dans l'économiseur 91
3.3.3.3 Performances 92
3.3.4 Configuration avec sous-refroidisseur et économiseur 94
3.3.4.1 Cycle thermodynamique 94
3.3.4.2 Performances 95
3.3.5 Configuration avec EJR 97
3.3.6 Configuration avec compresseur parallèle seul 98
3.3.7 Autres configurations 101
3.4 Comparaison des configurations 102
3.4.1 Configurations utilisant la vanne flash gaz 102
3.4.2 Configurations utilisant le compresseur parallèle 104
3.4.3 Configurations avec vanne flash gaz ou compresseur parallèle 106
3.4.4 Conclusions générales des configurations 108
3.5 Choix des configurations 109
3.6 Cas d'étude de la performance annuelle 112
3.6.1 Charge frigorifique 116
3.6.2 Température extérieure 116
3.6.3 Méthodologie 117
3.6.4 Nancy 117
3.6.5 Brest 123
3.6.6 Marseille 126
3.6.7 Paris 131
3.6.8 Résumé des 4 villes 135
3.7 Conclusions du chapitre 137

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

3.1 Introduction

Ce troisième chapitre de thèse présente les analyses et les résultats expérimentaux obtenus à l'aide du banc d'essai décrit dans le chapitre précédent (Chapitre 2 :). Une description détaillée des mesures effectuées tout au long de la thèse est proposée, puis les résultats obtenus pour chaque configuration du banc d'essai sont présentés. Enfin, une comparaison entre ces configurations est réalisée. L'effet des conditions d'évaporation sèches ou noyées est également évalué.

Des calculs sont menés pour évaluer les performances annuelles des différentes configurations dans différentes villes de France, en prenant en compte des conditions météorologiques variées. Ainsi, les résultats expérimentaux permettent de sélectionner la solution optimale pour chaque région.

3.2 Conditions expérimentales

3.2.1 Description des essais

Les conditions d'essais et les différentes configurations étudiées ont été décrites dans le chapitre précédent (section 2.3). Le Tableau 3-1 présente de manière exhaustive les essais réalisés dans le cadre de la thèse. Il est organisé selon les configurations, les puissances frigorifiques, les surchauffes et les températures d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz. Les valeurs de la dernière colonne sont exprimées par des valeurs discrétisées (séparées par des virgules) ou par plage de température avec un pas de 1 °C (valeurs encadrées).

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Tableau 3-1. Essais effectués

Configuration	Puissance frigorifique (kW)	Surchauffe (°C)	Température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz (°C)
REF	40	8	23, 25, 27, 30, 35, 38
SR_EC	40	8	[22 ; 38]
SR	40	8	25, 27, 30, 35, 38
SR_Cpaux	40	8	27, 29, 31, 33, 35
SR_EC	40	1,8	[21 ; 23]
SR	40	1,8	25, 27, 30, 33, 35, 38
EJR	40	1,8	21, 25, 27, 30, 35
EC_Cpaux	40	1,8	27, 29, 31, 33, 35, 37, 38
REF	30	8	[13 ; 38]
SR_EC	30	8	[13 ; 38]
SR	30	8	[13 ; 38]
SR_EC_Cpaux	30	8	[27 ; 38]
EC	30	8	[13 ; 38]
SR_Cpaux	30	8	[27 ; 38]
Cpaux	30	8	27, 29, 31, 33, 35, 38
SR	30	4	[10 ; 35]
REF	30	4	[11 ; 35]
SR_EC	30	1,8	[10 ; 35], 38
SR	30	1,8	[13 ; 38]
EJR	30	1,8	[15 ; 38]
Cpaux_EJR	30	1,8	27, 29, 31, 33, 35, 38
SR_EC_Cpaux	30	1,8	[27 ; 38]
EC	30	1,8	[10 ; 35], 38
SR_Cpaux_EJR	30	1,8	[27 ; 38]
EC_Cpaux	30	1,8	27, 30, 33, 35, 38
REF	20	8	[10 ; 35]
SR	20	8	[21 ; 39]
EC	20	8	[23 ; 38]

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Configuration	Puissance frigorifique (kW)	Surchauffe (°C)	Température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz (°C)
SR_Cpaux	20	8	29, 35, 37, 38, 39
SR_EC	20	1,8	[10 ; 35]
SR	20	1,8	[10 ; 18]
EC	20	1,8	[10 ;30]
EC_Cpaux	20	1,8	[30 ;36]

3.2.2 Oscillations de certains résultats d'essais

En trois ans de thèse, la boucle d'essais a subi des améliorations, principalement sur le contrôle de l'installation, alors que certains essais avaient déjà été réalisés. Les résultats d'essais avant améliorations présentent une oscillation importante aux hautes températures d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz. Une amélioration a été faite en ajoutant un variateur de vitesse sur le deuxième compresseur. Une partie des essais de la thèse a été réalisée alors qu'un seul compresseur sur les trois compresseurs principaux qui équipent le banc d'essais était équipé d'un variateur de vitesse. Une autre partie des essais a été réalisée alors que deux compresseurs sur les trois étaient équipés de variateurs de vitesse.

Il est important de rappeler que la variation de vitesse des compresseurs permet de réguler la basse pression (voir chapitre 2, section 2.4.1). La régulation de la basse pression influence directement la température de sortie du fluide secondaire (MEG) de l'évaporateur.

La Figure 3.1 met en évidence qu'au cours des premières 13 000 secondes, le variateur de vitesse contribue à atteindre le niveau de consigne souhaité. À mesure que la température d'entrée d'eau augmente, la demande en puissance électrique des compresseurs augmente également, nécessitant ainsi l'activation d'un autre compresseur. Cependant, du fait de l'absence de variation de vitesse dans le compresseur récemment activé, la puissance demandée excède les besoins, entraînant une chute significative de la température de sortie du MEG.

Ensuite, le variateur de vitesse tente de compenser cette augmentation due au nouveau compresseur en réduisant la vitesse au minimum. Cependant, même avec la vitesse minimale, la puissance fournie reste bien au-delà de la demande de la machine. Pour remédier à cela, le système de contrôle coupe un compresseur, ce qui entraîne une puissance inférieure à la puissance requise et la remontée de la température du MEG. Le cycle se répète ainsi indéfiniment.

Il est clairement observable sur les Figure 3.1 et Figure 3.2 que l'ajout d'un variateur de vitesse améliore la stabilité de la température du MEG. La Figure 3.1 montre les résultats d'un essai réalisé avec un seul variateur. De fortes oscillations aux hautes températures d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz sont observées.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

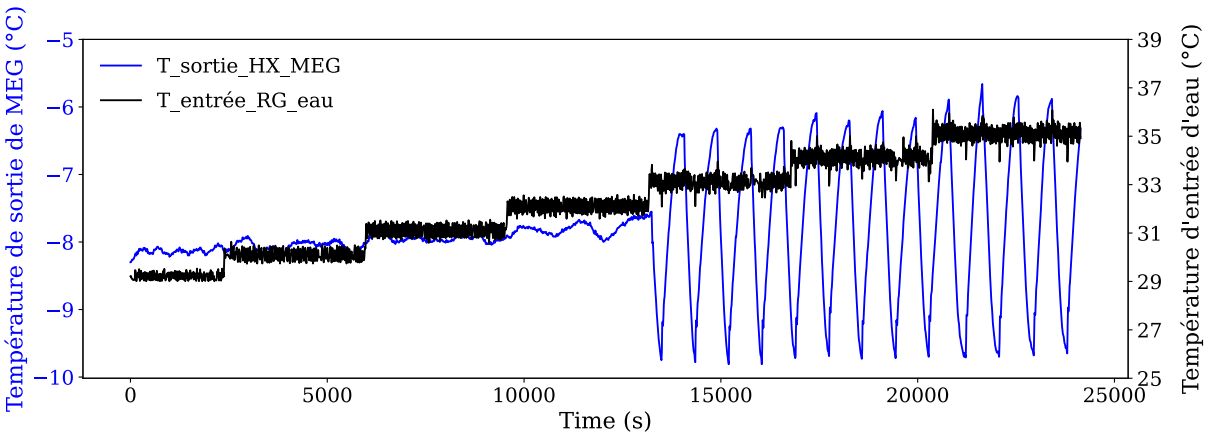


Figure 3.1. Oscillations observables sous certaines conditions (températures d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz supérieures à 33 °C)

La Figure 3.2 montre les résultats d'un essai réalisé avec les mêmes conditions utilisées pour produire la Figure 3.1, mais avec deux variateurs de vitesse aux compresseurs. Les résultats ont été obtenus sur toute la plage de températures sans présenter d'oscillations significatives (oscillations inférieures à la valeur d'incertitude du capteur).

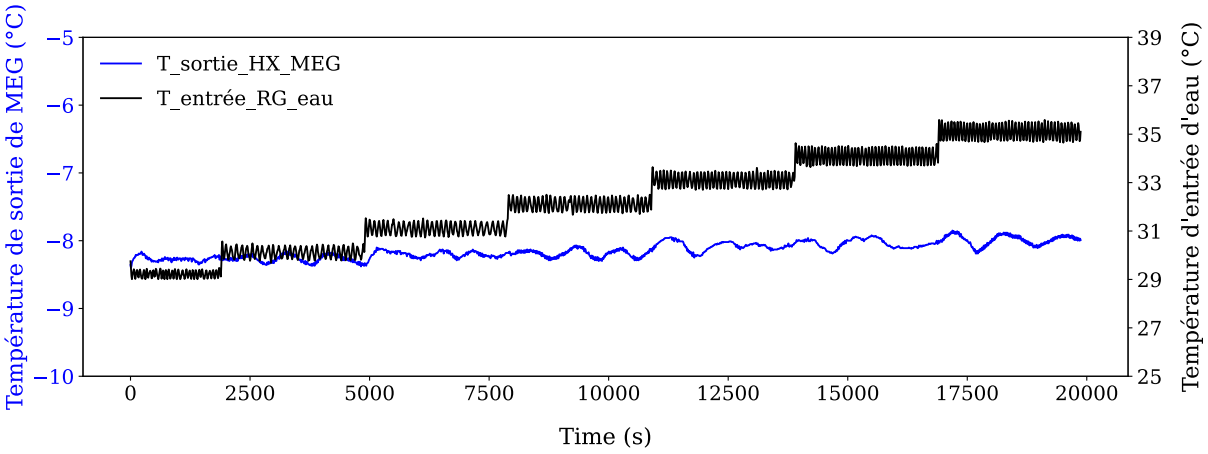


Figure 3.2. Résultats sans oscillations obtenus avec les mêmes conditions que la Figure 3.1

Par manque de temps, tous les essais réalisés avec un seul variateur n'ont pas pu être reconduits avec deux variateurs de vitesse. Plusieurs cas de figure se présentent :

- Dans le cas des essais ayant pu être répétés, seuls ceux sans oscillations ont été conservés.
- En cas d'essais avec oscillations et n'ayant pas pu être répétés avec deux variateurs de vitesse, les résultats avec oscillations ont été conservés. Il est important de rappeler que les résultats présentés dans cette thèse correspondent à des moyennes des valeurs mesurées pendant les régimes stationnaires, comme expliqué dans le Chapitre 2, section 2.6. À conditions d'essais identiques, sauf nombre de variateurs de vitesse, les moyennes des variables mesurées lors des

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

essais sans oscillations ont été comparées aux moyennes de celles mesurées lors des essais avec oscillations. La différence observée entre ces deux moyennes est inférieure à l'incertitude de mesure. Ceci justifie la conservation des résultats avec zones oscillantes.

Les graphiques présentés ci-dessous contiennent à la fois des points et des croix. Les points représentent les valeurs moyennes correspondant à des essais sans oscillations, tandis que les croix représentent les essais avec oscillations.

3.3 Analyse des résultats par configuration

3.3.1 Système de référence

3.3.1.1 Cycle thermodynamique

Le système de référence (décrit dans la section 2.2.3.1) a été évalué à différentes puissances frigorifiques. La Figure 3.3 illustre le comportement de ce système en régime transcritique (lignes pointillées) et dans la zone de transition (lignes continues) pour 20 kW, 30 kW et 40 kW. Une température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz a été sélectionnée pour représenter chacune de ces deux régimes : 23 °C pour la zone de transition et 35 °C pour la zone transcritique. Ces cycles sont tracés à partir des résultats expérimentaux.

Les deux seules variables qui ont changé dans ces essais sont la puissance des résistances électriques et le débit du circuit de monoéthylène glycol (circuit B). La modification du débit permet de maintenir une différence de température constante de 4 °C entre l'entrée et la sortie du MEG. Toutes les autres variables paramétrables comme la surchauffe, la pression dans l'évaporateur et la moyenne pression de l'installation sont maintenues constantes.

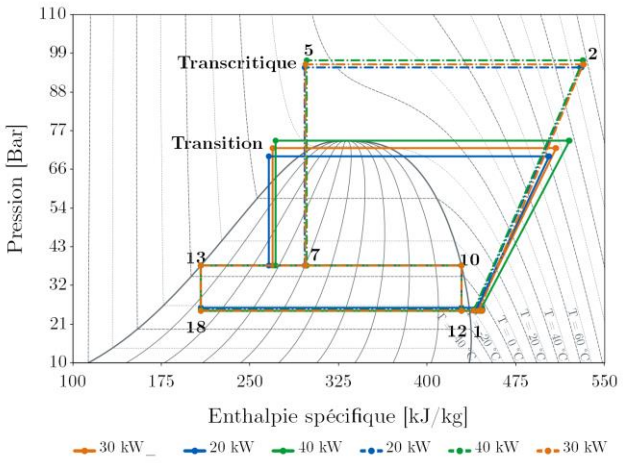


Figure 3.3. Cycle de référence représenté sur le diagramme de Mollier (pression-enthalpie) pour trois puissances frigorifiques différentes : 20 kW, 30 kW et 40 kW pour les régimes de transition (traits pleins) et transcritique (traits pointillés). Surchauffe de 8 °C.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

La Figure 3.3 met en évidence trois phénomènes intéressants à analyser :

1. La haute pression de l'installation en zone de transition augmente avec la puissance frigorifique.
2. La haute pression de l'installation en régime transcritique varie beaucoup moins en fonction de la puissance frigorifique que dans la zone de transition.
3. En régime de transition les trois pentes (pour les trois puissances) de l'étape de compression diffèrent. De plus, cette différence ne s'observe pas en régime transcritique.

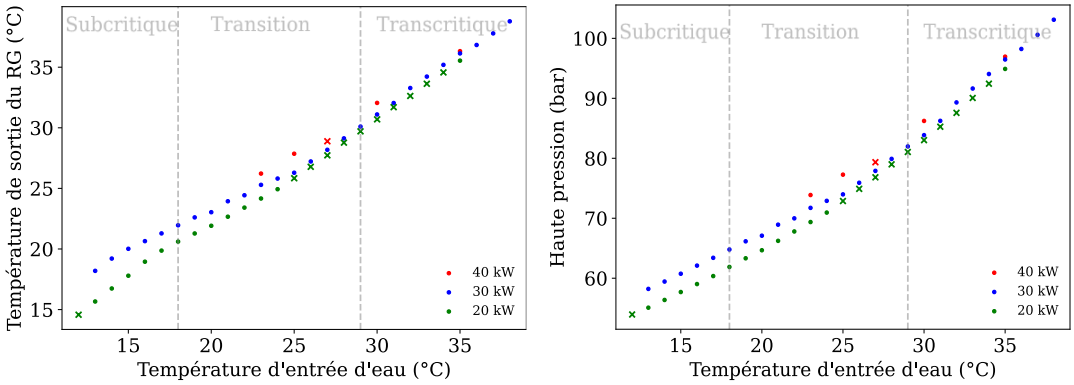
Ces phénomènes peuvent s'expliquer de la manière suivante :

1. La modification de la puissance frigorifique induit une modification du débit de CO_2 dans l'ensemble du circuit frigorifique. À une température donnée d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz (23 °C), représentative de la zone de transition, une modification du débit de CO_2 modifie les échanges thermiques dans le refroidisseur de gaz et modifie le pincement entre les deux fluides, eau et CO_2. Plus le débit de CO_2 augmente, plus le refroidissement du CO_2 est faible, et plus la température du CO_2 en sortie du refroidisseur de gaz est élevée.

   Étant donné que les polynômes utilisés pour calculer la haute pression de l'installation sont fonctions de la température du CO_2 à la sortie du refroidisseur de gaz, une augmentation de ce dernier paramètre induit une augmentation de la haute pression. La relation entre ces deux variables est observable sur la Figure 3.4.

   La Figure 3.4 illustre la température du CO_2 à la sortie du refroidisseur de gaz et la haute pression du système de référence pour les trois puissances frigorifiques (20 kW (vert), 30 kW (bleu) et 40 kW (rouge)) pour différentes températures d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz. Pour une température donnée d'entrée d'eau, plus la température du CO_2 en sortie du refroidisseur de gaz est élevée, plus la haute pression de l'installation est élevée.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés



a) Température du CO_2 en sortie du RG

b) Haute pression

Figure 3.4. Température du CO_2 en sortie du refroidisseur de gaz et haute pression en fonction de la température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz pour différentes puissances frigorifiques et avec une surchauffe de 8 °C. Points = résultats sans oscillations. Croix = résultats avec oscillations.

2. Les propriétés thermodynamiques ont un comportement différent en état supercritique qu'en état subcritique. Autour des points pseudo critiques (dans la zone supercritique) la capacité thermique et le coefficient de transfert de chaleur sont très élevés (voir le chapitre 1, section 1.4.2), ce qui améliore le transfert de chaleur dans le refroidisseur de gaz et pourrait expliquer pourquoi la température de sortie de cet échangeur de chaleur est presque la même pour les trois puissances frigorifiques (voir Figure 3.4). Le pincement entre l'eau et le CO_2 est presque nul dans la zone supercritique, la température de sortie du CO_2 du refroidisseur de gaz est presque identique à la température d'entrée d'eau. Des informations détaillées sur les échanges thermiques, le coefficient de transfert de chaleur et l'effet de la pression et du débit dans le refroidisseur de gaz se trouvent dans les articles de Zendehboudi *et al.* [112] et Cabeza *et al.* [113].

   La faible variation de la haute pression en régime transcritique s'explique donc par l'amélioration du transfert thermique dans le refroidisseur, qui n'entraîne pas une variation significative de la température de sortie du CO_2 du refroidisseur de gaz pour les trois puissances frigorifiques.

3. Le troisième phénomène observé est relatif au rendement du compresseur. La Figure 3.5 montre le rendement isentropique des compresseurs pour des puissances frigorifiques de 20 kW, 30 kW et 40 kW à différentes températures d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz. On observe, d'une part, pour une puissance frigorifique donnée, que le rendement isentropique se dégrade avec l'augmentation de la température d'entrée d'eau. D'autre part, pour une température donnée

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

d'entrée d'eau, que le rendement isentropique est différent pour chaque puissance frigorifique.

La dégradation du rendement du compresseur à des températures d'entrée d'eau élevées peut s'expliquer par les propriétés thermodynamiques du CO_2. L'entropie est une fonction de la température, et à mesure que la température augmente dans un fluide, l'entropie générée augmente également. Dans le régime transcritique, le CO_2 élève considérablement sa température lorsqu'il est comprimé, s'éloignant ainsi du comportement idéal d'une compression isentropique. En d'autres termes, le rendement isentropique du compresseur se détériore dans de telles conditions.

En régime subcritique et de transition on a observé que pour une température donnée d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz, la haute pression de l'installation est différente (Figure 3.4 (b)). Cette différence de pression explique une partie de la dégradation du rendement du compresseur. Étant donné que la différence de pression est plus importante à faibles températures d'entrée d'eau qu'aux hautes températures, la différence de la pente dans l'étape de compression est plus remarquable à faibles températures d'entrée d'eau (régime de transition et subcritique (ce dernier n'est pas représenté dans la Figure 3.3). Une autre partie de la dégradation du rendement du compresseur est liée aux conditions du CO_2 à l'entrée du compresseur. Comme le montre l'équation (3.1), le rendement volumétrique du compresseur dépend du débit ($\dot{m}$), du volume massique (ν_{asp}), fréquence de vitesse (N), et du volume balayé V_b. À mesure que le volume massique et le débit augmentent, le rendement du compresseur se dégrade [12], [15], [70], [72].

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{m}\,\nu_{asp}}{N \cdot V_b} \tag{3.1}$$

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

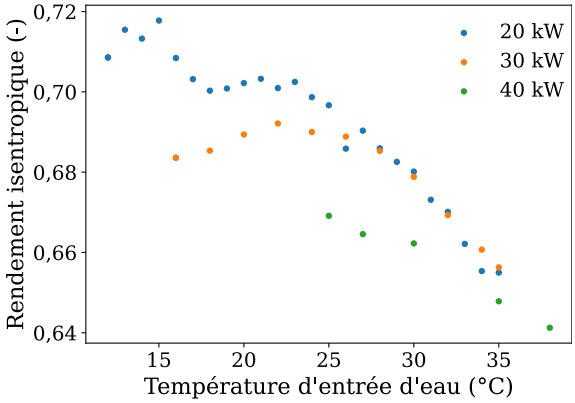
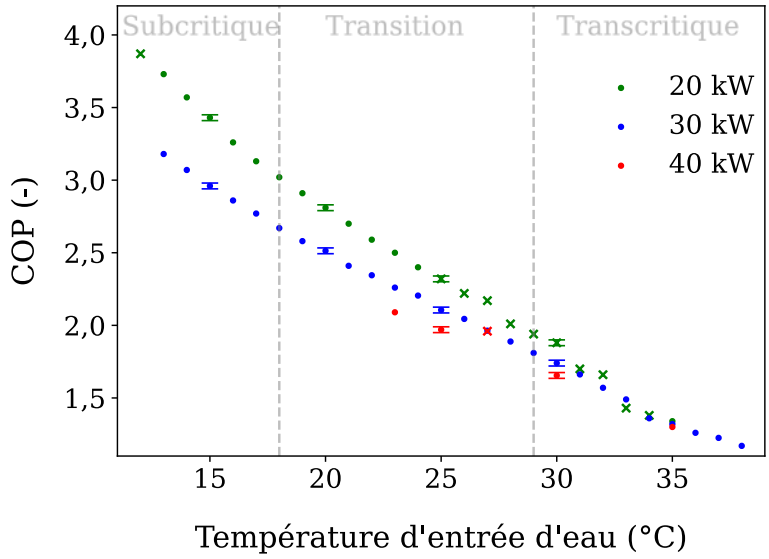


Figure 3.5. Rendement isentropique des compresseurs en fonction de la température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz et à différentes puissances frigorifiques

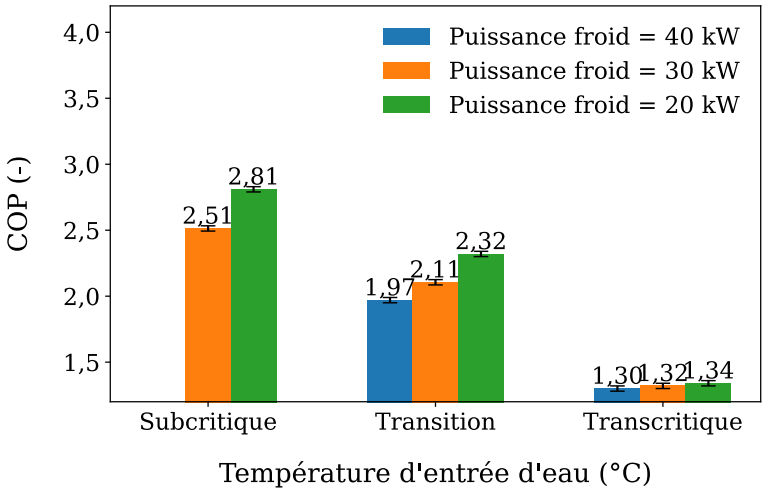
3.3.1.2 Performances

La Figure 3.6 illustre les performances du système de référence pour trois puissances frigorifiques différentes : 20 kW, 30 kW et 40 kW. Dans tous les scénarios, une surchauffe de 8 °C est utilisée. La Figure 3.6 (a) montre le COP à ces trois puissances pour toutes les températures d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz, tandis que la Figure 3.6 (b) montre un COP représentatif de chaque régime : subcritique, transition et transcritique. Une température d'entrée d'eau a été sélectionnée pour représenter ces régimes, 15 °C pour le régime subcritique, 25 °C pour la zone de transition et 35 °C pour le régime transcritique. Pour manque du temps, les essais à 40 kW pour le régime subcritique n'ont pas été réalisés.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés



a) COP du système de référence à différentes températures d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz et pour différentes puissances frigorifiques. Points = résultats sans oscillations. Croix = résultats avec oscillations.



b) COP type pour chaque régime

Figure 3.6. Coefficient de performance en fonction de la température d'entrée d'eau du refroidisseur de gaz pour trois puissances frigorifiques (20 kW, 30 kW et 40 kW). Surchauffe fixe de 8 °C.

On observe que la performance de la machine se dégrade lorsque la puissance frigorifique augmente. La différence de performance est plus élevée en régime subcritique et de transition qu'en régime transcritique.

Ce dernier résultat est cohérent avec ce qui a été observé dans la section 3.3.1.1. À mesure que la puissance frigorifique augmente, le débit circulant de l'installation augment également. Une augmentation de ce débit a un impact sur la haute pression de l'installation comme cela a été expliqué dans les observations 1 et 2 de la Figure 3.3. Autrement dit, pour

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

une température d'entrée d'eau donnée au refroidisseur de gaz, la haute pression de l'installation est plus élevée avec une puissance frigorifique plus élevée, ce qui dégrade la performance du système car les compresseurs consomment plus d'électricité pour atteindre une haute pression plus élevée.

3.3.2 Configuration avec sous-refroidisseur

3.3.2.1 Cycle thermodynamique

La configuration avec sous-refroidisseur a été décrite dans la section 2.2.3.2.1. La Figure 3.7 illustre le comportement de cette configuration dans un diagramme de Mollier en régime transcritique, transition et subcritique pour une surchauffe de 8 °C (lignes pointillées) et 1,8 °C (lignes continues). Une température d'entrée d'eau a été sélectionnée pour représenter chaque régime, 15 °C pour subcritique, 25 °C pour la zone de transition et 35 °C pour transcritique. Ces cycles sont tracés à partir des résultats expérimentaux.

On rappelle que l'ajout d'un sous-refroidisseur au système de référence (cf. Figure 3.3) permet de réduire la surchauffe à la sortie de l'évaporateur sans risque d'envoyer du liquide aux compresseurs. La vapeur surchauffée sortant de la vanne flash gaz évapore l'éventuel liquide sortant de l'évaporateur avant d'être comprimée par les compresseurs.

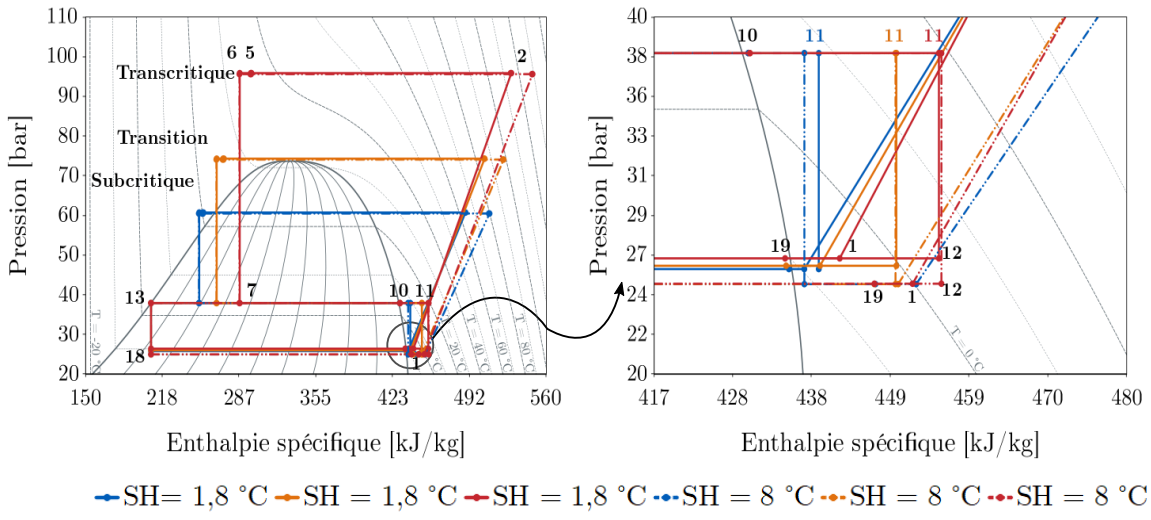


Figure 3.7. Cycle avec sous-refroidisseur représenté sur le diagramme de Mollier (pression-enthalpie) pour trois régimes : subcritique (bleu), transition (orange) et transcritique (rouge).

La Figure 3.7 met en évidence deux phénomènes intéressants à analyser dans cette configuration :

1. Une augmentation de la basse pression lors du passage de la surchauffe de 8 °C à 1,8 °C.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

2. La différence d'enthalpie à haute pression au sous-refroidisseur (points 5-6) et à moyenne pression (points 10-11) augmente avec l'augmentation de la température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz. L'augmentation d'enthalpie est plus importante en moyenne pression qu'en haute pression.

Des explications de ces phénomènes sont proposées ci-dessous.

1. Réduire la surchauffe de 6,2 °C permet d'augmenter la basse pression car le CO_2 liquide a un coefficient de transfert de chaleur plus élevé que le CO_2 gazeux. Par conséquent, plus la fraction de liquide dans l'évaporateur est importante, meilleurs sont les échanges thermiques. En conséquence, la surface de l'évaporateur est optimisée car il n'y a plus besoin d'une surface dans l'évaporateur dédiée à surchauffer la vapeur de CO_2.

2. La Figure 3.8 illustre les puissances mesurées de chaque côté du sous-refroidisseur, celle à haute pression (bleu) et celle à moyenne pression (rouge), pour une puissance frigorifique de 30 kW et une surchauffe de 8 °C. La différence observable entre les deux puissances est comprise dans l'incertitude combinée de la mesure. Afin de ne pas surcharger la figure, seules trois barres d'erreurs apparaissent dans la figure en guise d'exemple. Cette figure valide l'équilibre des puissances au sous-refroidisseur. Les mesures montrent que les puissances transférées en conditions noyées (surchauffe de 1,8 °C) et en surchauffe sèche (8 °C) sont identiques (non représenté ici), car les puissances transférées ne dépendent que des échanges thermiques entre la haute et la moyenne pressions et non pas de la basse pression, elle-même influencée par la modification de la surchauffe.

   Cette figure montre également une augmentation de la puissance transférée au sous-refroidisseur avec la température d'entrée d'eau du refroidisseur de gaz. Les explications qui suivent portent sur les débits et les écarts d'enthalpie.

   À mesure que la température d'entrée d'eau augmente, la quantité de vapeur entrant dans la bouteille séparatrice augmente proportionnellement, entraînant ainsi une augmentation de la puissance transférée dans le sous-refroidisseur.

   Le débit traversant le sous-refroidisseur en haute pression correspond au débit total de l'installation, tandis que le débit traversant le sous-refroidisseur en moyenne pression ne constitue qu'une petite fraction du débit total. Il s'agit en fait de la fraction de vapeur résultant de la détente de la haute pression à la moyenne pression.

   Le fluide sortant du refroidisseur de gaz (fluide d'entrée au sous-refroidisseur en haute pression) est sous forme liquide dans la zone subcritique et sous forme de liquide supercritique dans la zone supercritique. En revanche, le fluide sortant du séparateur de liquide (fluide d'entrée au sous-refroidisseur en moyenne pression) est à l'état de vapeur saturée. La capacité thermique de la vapeur est inférieure à celle du liquide. Autrement dit, la vapeur présente des augmentations de température rapides

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

avec une petite quantité de chaleur fournie, contrairement au liquide, qui peut absorber plus de chaleur avec un changement de température minimal.

En résumé, le côté haute pression du sous-refroidisseur gère un débit massique total plus important et possède une capacité thermique spécifique plus élevée, ce qui se traduit par une différence de température moins importante pour une même puissance transférée. En revanche, du côté moyenne pression, le débit massique traversant le sous-refroidisseur est plus faible et la capacité calorifique spécifique est plus basse, ce qui entraîne une différence de température plus importante pour une même puissance transférée.

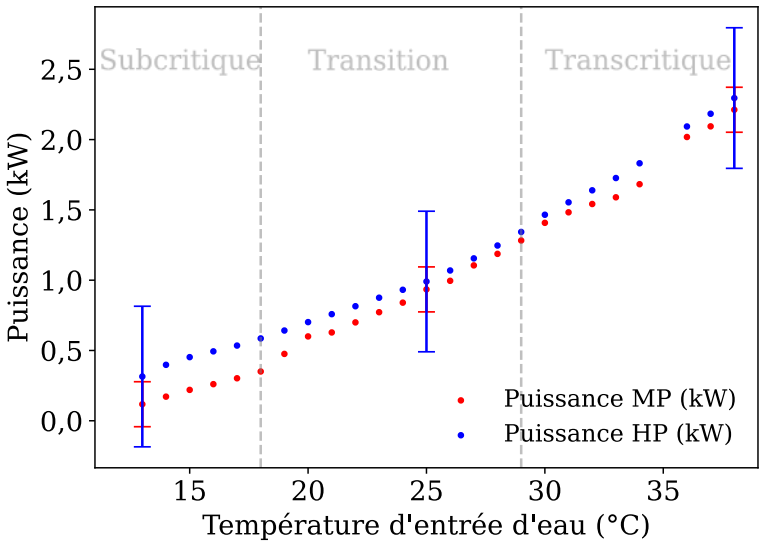


Figure 3.8. Puissance transférée dans le sous-refroidisseur en fonction de la température d'entrée d'eau à une puissance frigorifique de 30 kW et une surchauffe de 8 °C.

Il convient de noter que les essais réalisés en laboratoire se déroulent dans des conditions contrôlées et stables. Cependant, dans une installation sur le terrain (industrie ou grande surface alimentaire), des changements rapides peuvent survenir, tels qu'une chute de la demande de puissance frigorifique. Cela peut entraîner une augmentation de la quantité de liquide sortant de l'évaporateur, ce qui peut rendre difficile son évaporation avec la vapeur surchauffée sortant de la vanne flash gaz en régime subcritique. Toutefois, en régimes de transition et transcritique, ce risque est réduit car le sous-refroidisseur échange une plus grande quantité de chaleur et il a été vu ci-dessus que le fluide à la sortie de la vanne flash gaz a une température plus élevée. Il est déconseillé d'utiliser des conditions noyées avec cette configuration lors de températures extérieures inférieures à 25 °C.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

3.3.2.2 Performances

La Figure 3.9 montre le COP pour cette configuration à trois surchauffes différentes, 1,8 °C, 4 °C et 8 °C. La Figure 3.9 (a) montre les résultats obtenus dans toute la plage de températures d'entrée d'eau du refroidisseur de gaz pour ces trois surchauffes, tandis que la Figure 3.9 (b) montre un COP représentatif de chaque régime : subcritique, de transition et transcritique. Une température d'entrée d'eau a été sélectionnée pour représenter chaque régime, 15 °C pour subcritique, 25 °C pour la zone de transition et 35 °C pour transcritique.

À températures d'entrée d'eau inférieures à 15 °C, il n'est pas possible de réduire la surchauffe de l'évaporateur car le débit qui traverse la vanne flash gaz est trop faible et il ne parvient pas à évaporer l'excès de liquide sortant de l'évaporateur.

On observe que la différence de performance obtenue avec les différentes surchauffes étudiées est moins importante à haute température d'entrée d'eau qu'à plus faible température.

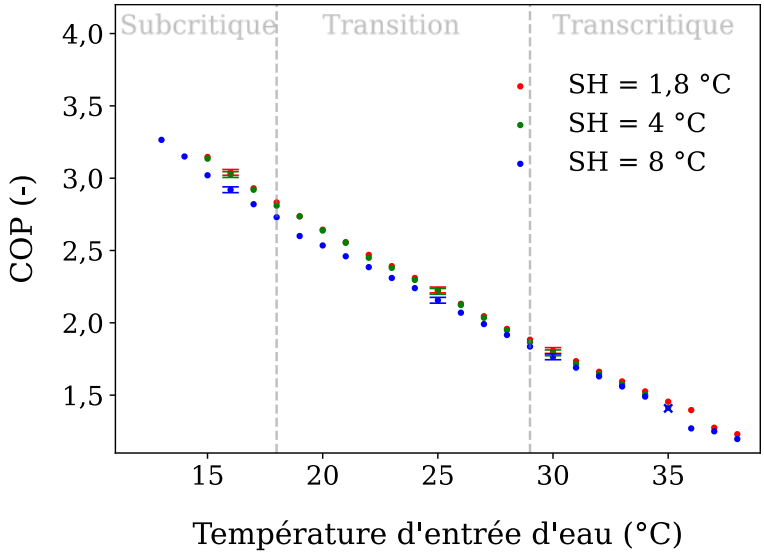
Cette différence de performance peut s'expliquer par le taux de compression, soit le rapport entre la haute pression (HP) et la basse pression (BP). Plus la température d'entrée d'eau augmente, plus la haute pression augmente.

La performance du système dépend de la puissance frigorifique produite à l'évaporateur et de la puissance fournie aux compresseurs. Comme le montre l'équation (3.2), la puissance du compresseur varie en fonction de l'écart d'enthalpie. Ce dernier varie en fonction des conditions thermodynamiques à l'entrée et à la sortie du compresseur. Plus la haute pression augmente, plus l'enthalpie de sortie augmente et donc la différence des enthalpies augmente également.

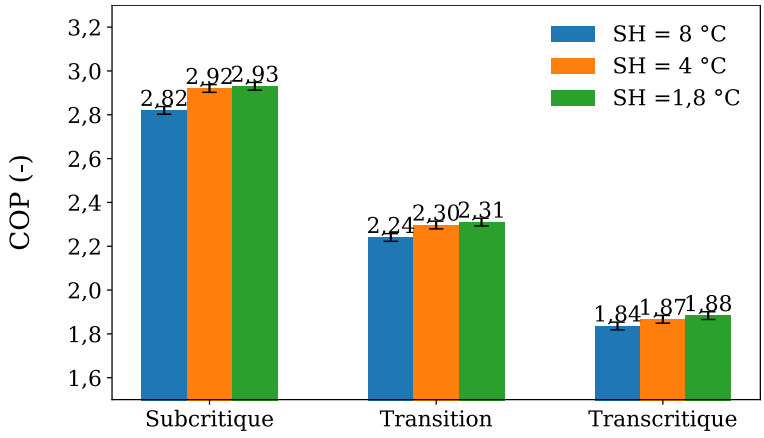
$$P_{elec} = \frac{\dot{m}\Delta h}{\eta_{gl}} = \frac{\dot{m}(h_2 - h_1)}{\eta_{gl}} \tag{3.2}$$

L'augmentation de la pression dans l'évaporateur due aux conditions noyées est indépendante de la température d'entrée d'eau, mais la haute pression dépend de la température d'entrée d'eau. Par conséquent, le taux de compression dépend de la température d'entrée d'eau. Ainsi, dans un régime subcritique où le taux de compression est faible, l'augmentation de la basse pression a un impact important sur les performances. Cependant, lorsque la température d'entrée d'eau est élevée (régime transcritique), le taux de compression étant élevé, l'amélioration obtenue en augmentant la pression dans l'évaporateur a un impact moins important sur les performances du système.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés



a) Comportement du COP à differetes températures d'entrée d'eau et pour différentes surchauffes. Points = résultats sans oscillations. Croix = résultats avec oscillations.

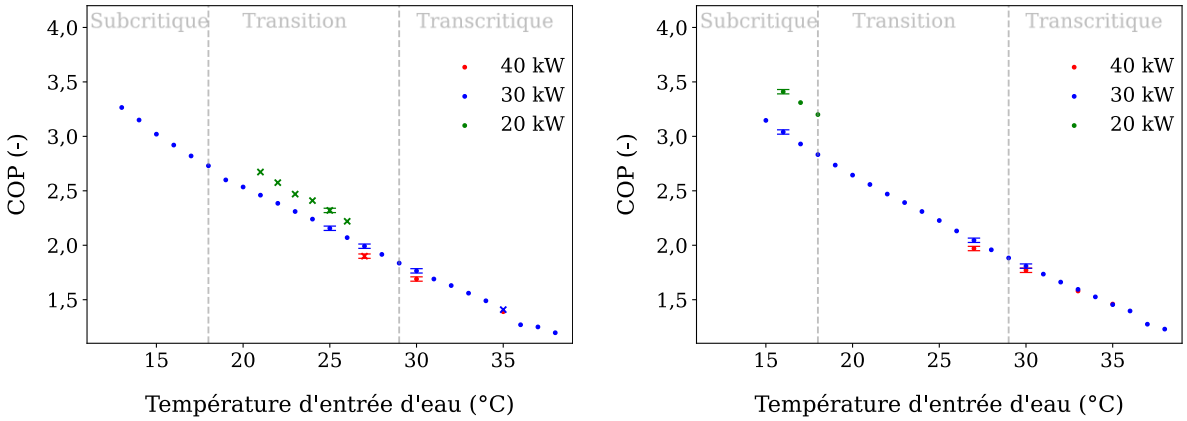


b) Comportement du COP typique des trois régimes

Figure 3.9. Coefficient de performance en fonction de la température d'entrée d'eau du refroidisseur de gaz pour trois surchauffes différentes : 1,8 °C, 4 °C, 8 °C à une puissance frigorifique de 30 kW.

La Figure 3.10 illustre les performances de la configuration avec sous-refroidisseur pour trois puissances frigorifiques différentes : 20 kW, 30 kW et 40 kW et avec (a) une surchauffe de 8 °C et (b) une surchauffe de 1,8 °C. Pour des raisons de clarté, la figure présente uniquement trois barres d'erreurs à titre d'exemple.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés



a) Surchauffe de 8 °C b) Surchauffe de 1,8 °C

Figure 3.10. COP de la configuration avec sous-refroidisseur à différentes températures d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz pour trois puissances frigorifiques (20 kW, 30 kW et 40 kW). Points = résultats sans oscillations. Croix = résultats avec oscillations.

La différence de performance du système entre les différentes puissances frigorifiques est plus marquée en régime subcritique et de transition qu'en régime transcritique. Cela est principalement dû à la différence de la haute pression en fonction de la puissance frigorifique et du régime de fonctionnement, pour une température d'entrée d'eau donnée. Voir explication du système de référence (section 3.3.1), plus précisément explication 1 (régime de transition) et 2 (régime transcritique) de la Figure 3.3.

3.3.3 Configuration avec économiseur

3.3.3.1 Cycle thermodynamique

La configuration avec économiseur a été décrite dans la section 2.2.3.2.2. La Figure 3.11 présente la configuration avec économiseur sur le diagramme de Mollier pour les deux surchauffes, 8 °C (lignes pointillées) et 1,8 °C (lignes continues) pour une puissance frigorifique de 30 kW. La numérotation sur le diagramme correspond à la numérotation présentée dans le cycle (Figure 2.9). Une température d'entrée d'eau a été sélectionnée pour représenter chaque régime, 15 °C pour subcritique, 25 °C pour la zone de transition et 35 °C pour transcritique. Ces cycles sont tracés à partir des résultats expérimentaux.

Cette figure met en évidence que la différence d'enthalpie dans l'économiseur coté moyenne pression (points 13-14) ne dépend pas directement de la température d'entrée d'eau, mais plutôt de la réduction de la surchauffe à la sortie de l'évaporateur. Cela est dû aux échanges thermiques dans l'économiseur qui seront expliqués dans la section 3.3.3.2. Coté basse pression, la chaleur dans l'économiseur est schématisée par les points 19-21.

En outre, on observe que dans les deux cas de surchauffes, 8 °C ou réduite, à mesure que la température d'entrée d'eau augmente, l'enthalpie à l'entrée des compresseurs (point 1) diminue, bien que la sortie de l'économiseur (point 21) soit constante. Cela s'explique par le

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

bilan énergétique à l'aspiration du compresseur (équation (3.3)). Les numéros de l'équation correspondent aux numéros présentés dans la Figure 3.7. Le CO_2 sortant de l'économiseur est mélangé au CO_2 provenant de la vanne flash gaz qui est en état diphasique et à une température plus faible. Le débit traversant la vanne flash gaz ($\dot{m}_{12}$) augment avec la température d'entrée d'eau, mais le débit $\dot{m}_{21}$ reste constant, car la puissance frigorifique de l'installation est constante. Cela veut dire qu'à températures d'entrée d'eau élevées, le refroidissement du CO_2 sortant de l'économiseur, grâce au débit sortant de la vanne flash gaz, est très important et qu'il existe un risque qu'une partie de la vapeur du CO_2 se condense et atteigne le compresseur. Il est déconseillé d'utiliser des conditions noyées ou une surchauffe faible avec cette configuration dans le régime transcritique.

$$\dot{m}_{21}h_{21} + \dot{m}_{12}h_{12} = \dot{m}_1 h_1 \tag{3.3}$$

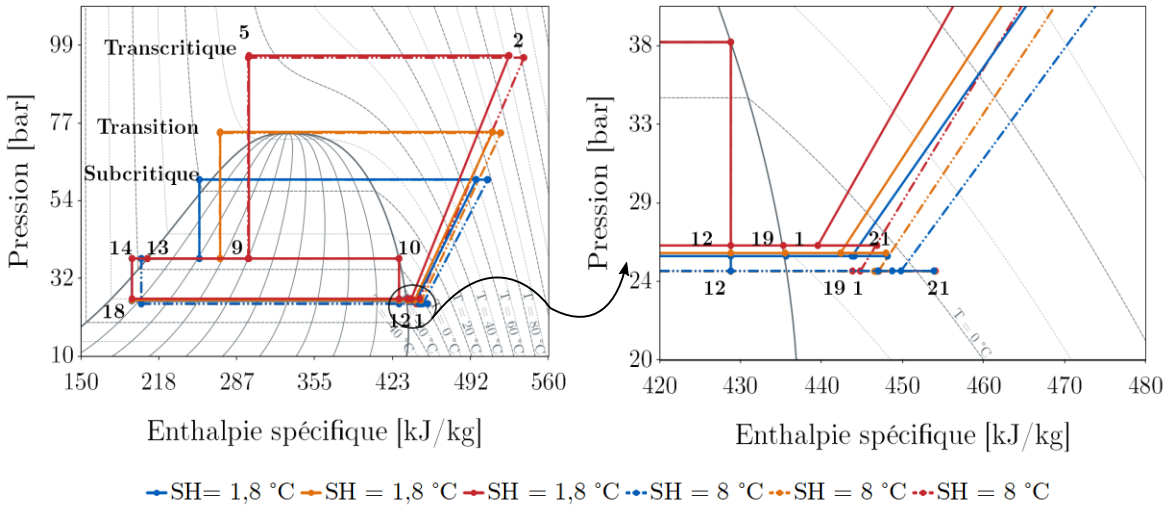


Figure 3.11. Cycle avec économiseur représenté sur le diagramme de Mollier (pression-enthalpie) pour trois régimes : subcritique (bleu), transition (orange) et transcritique (rouge).

3.3.3.2 Échanges thermiques dans l'économiseur

La Figure 3.12 présente la puissance transférée dans l'économiseur à une surchauffe de 8 °C (noir) et 1,8 °C (vert). La puissance en basse pression est représentée avec des carrés et celle en haute pression avec des diamants. La puissance transférée dans l'économiseur est calculée en utilisant la différence d'enthalpie entre l'entrée et la sortie de l'économiseur, ainsi que le débit mesuré qui le traverse. Cette mesure est effectuée sur le CO_2 à moyenne et basse pression traversant l'économiseur, comme l'illustre l'équation (2.17) du chapitre 2. Les résultats de ces mesures sont présentés sur la Figure 3.12, accompagnés de quelques barres d'erreur à titre d'exemple. Cette figure illustre bien la constance de la puissance échangée dans l'économiseur à des températures d'entrée d'eau du refroidisseur de gaz variables.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Dans les mêmes conditions, on constate une puissance transférée plus importante lors de l'utilisation des conditions noyées. Cette observation s'explique par le fait que le CO_2 sortant de l'évaporateur est à l'état diphasique et à une température plus basse lorsque l'on utilise une surchauffe réduite (1,8 °C) par rapport à une surchauffe plus élevée (8 °C). Avoir une température plus basse à la sortie de l'évaporateur et une fraction de liquide permet d'améliorer le transfert de chaleur et de diminuer la température à la sortie de l'économiseur du côté de la moyenne pression (point 14, Figure 3.11).

On rappelle que la puissance transférée dans l'économiseur ne dépend pas de la température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz. Cette observation diffère de celle de la puissance transférée dans le sous-refroidisseur, où la température d'entrée d'eau avait un impact significatif.

Bien que la puissance transférée dans l'économiseur ne varie pas avec la température d'entrée d'eau et que cette puissance soit suffisante pour évaporer tout l'excès de liquide provenant de l'évaporateur, cela n'assure pas qu'il n'y aura pas de liquide dans la ligne d'aspiration en conditions noyées à haute température d'entrée d'eau, car le CO_2 sortant de l'économiseur est mélangé au CO_2 sortant de la vanne flash gaz avant d'entrer dans les compresseurs.

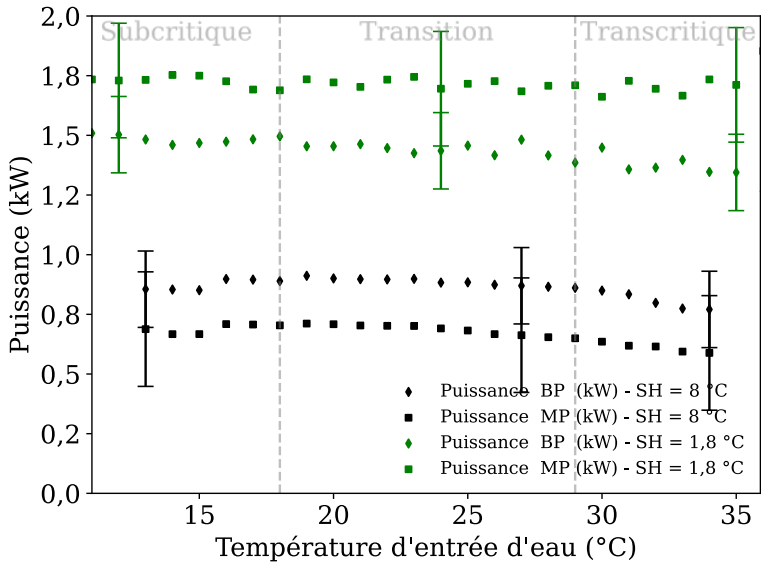


Figure 3.12. Puissance transférée dans l'économiseur en fonction de la température d'entrée d'eau pour deux surchauffes : 8 °C et 1,8 °C à une puissance frigorifique de 30 kW

3.3.3.3 Performances

La Figure 3.13 illustre le COP pour cette configuration avec deux surchauffes différentes, 1,8 °C (rouge) et 8 °C (bleu) pour une puissance frigorifique de 30 kW. Quelques barres d'erreurs sont tracées à titre d'exemple.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Il convient de noter que l'ajout d'un économiseur au système de référence (Figure 2.7) permet de réduire la surchauffe à la sortie de l'évaporateur sans risque d'envoyer du liquide aux compresseurs à faibles températures d'entrée d'eau. Il existe une différence plus marquée du COP entre ces deux surchauffes en régime subcritique qu'en régime transcritique, ce qui s'explique par le rapport des pressions BP et HP précédemment expliqué dans la section 3.3.2.2.

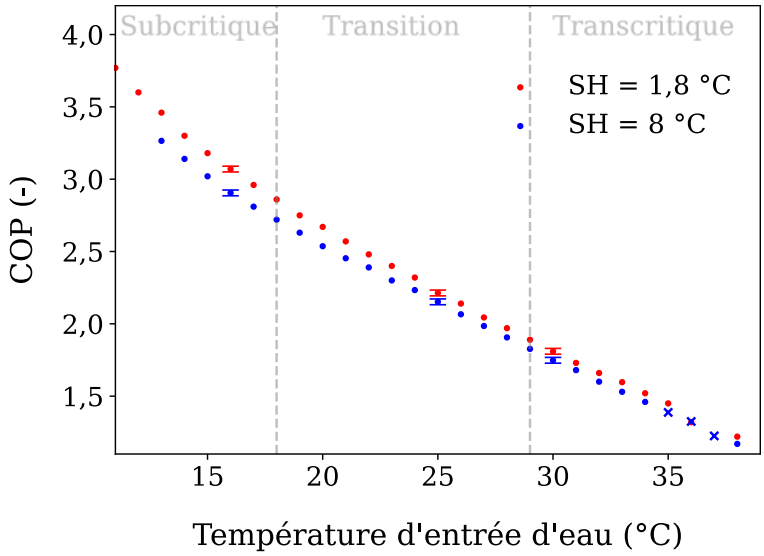
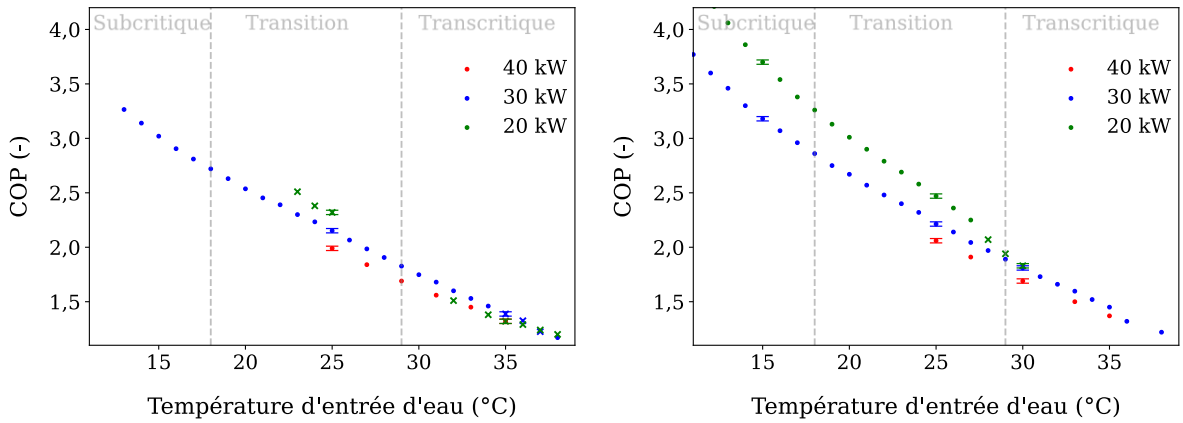


Figure 3.13. Coefficient de performance en fonction de la température d'entrée d'eau du refroidisseur de gaz pour deux surchauffes : 8 °C et 1,8 °C à une puissance frigorifique de 30 kW. Points = résultats sans oscillations. Croix = résultats avec oscillations.

La Figure 3.14 illustre les performances de la configuration avec économiseur pour trois puissances frigorifiques différentes : 20 kW (vert), 30 kW (bleu) et 40 kW (rouge) et avec (a) une surchauffe de 8 °C et (b) une surchauffe de 1,8 °C. Pour des raisons de clarté, la figure présente uniquement quelques barres d'erreurs à titre d'exemple.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés



a) Surchauffe de 8 °C b) Surchauffe de 1,8 °C

Figure 3.14. COP de la configuration avec économiseur à différentes températures d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz pour trois puissances frigorifiques (20 kW, 30 kW et 40 kW). Points = résultats sans oscillations. Croix = résultats avec oscillations.

La différence de performance du système entre les différentes puissances frigorifiques est plus marquée en régime subcritique et de transition qu'en régime transcritique. Ce résultat est cohérent avec ce qui a été observé dans le système de référence (3.3.1.2) et dans la configuration avec sous-refroidisseur (3.3.2.2). À mesure que la puissance frigorifique augmente, le débit circulant de l'installation augmente également. Une augmentation de ce débit a un impact sur la haute pression de l'installation comme cela a été expliqué dans les observations 1 et 2 de la Figure 3.3. Autrement dit, pour une température d'entrée d'eau donnée au refroidisseur de gaz, la haute pression de l'installation est plus élevée avec une puissance frigorifique élevée, ce qui dégrade la performance du système car les compresseurs consomment plus d'électricité pour atteindre une haute pression plus élevée.

3.3.4 Configuration avec sous-refroidisseur et économiseur

3.3.4.1 Cycle thermodynamique

Cette configuration a été décrite dans la section 2.2.3.2.3. La Figure 3.15 présente le cycle thermodynamique de cette configuration sur le diagramme de Mollier pour une puissance frigorifique de 30 kW avec une surchauffe de 1,8 °C (lignes continues) et une surchauffe de 8 °C (lignes pointillées). L'influence du sous-refroidisseur (points 5 et 6) et de l'économiseur (points 13 et 14) dans le cycle est observée.

À basse température extérieure (température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz), l'évaporation de l'excès de liquide est assurée par l'économiseur, tandis qu'à température élevée, le sous-refroidisseur garantit une vapeur surchauffée à la sortie de la vanne flash gaz, évitant le refroidissement du CO_2 gazeux basse pression provenant de l'économiseur, autrement dit, en garantissant la surchauffe de la vapeur à l'entrée des compresseurs.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

À faibles températures extérieures, le débit traversant la vanne flash gaz est faible et la puissance transférée dans le sous-refroidisseur est faible, comme vu dans la Figure 3.8. Le faible effet du sous-refroidisseur est donc compensé par l'économiseur qu'assure l'évaporation totale de l'excès du liquide à l'entrée du compresseur.

À des températures extérieures élevées, le CO_2 à la sortie de l'évaporateur est chauffé deux fois, d'abord par l'économiseur, puis par l'effet du sous-refroidisseur sur le fluide sortant de la vanne flash gaz. Il n'y a donc pas de liquide atteignant les compresseurs. La température d'aspiration est plus élevée qu'avec un seul échangeur de chaleur interne.

Ce système est recommandé pour fonctionner dans des zones climatiques où les températures sont très variables car il garantit l'absence de liquide dans les compresseurs lorsque les conditions noyées sont utilisées. Ces conditions permettent d'obtenir une augmentation du coefficient de performance (COP) tout au long de l'année.

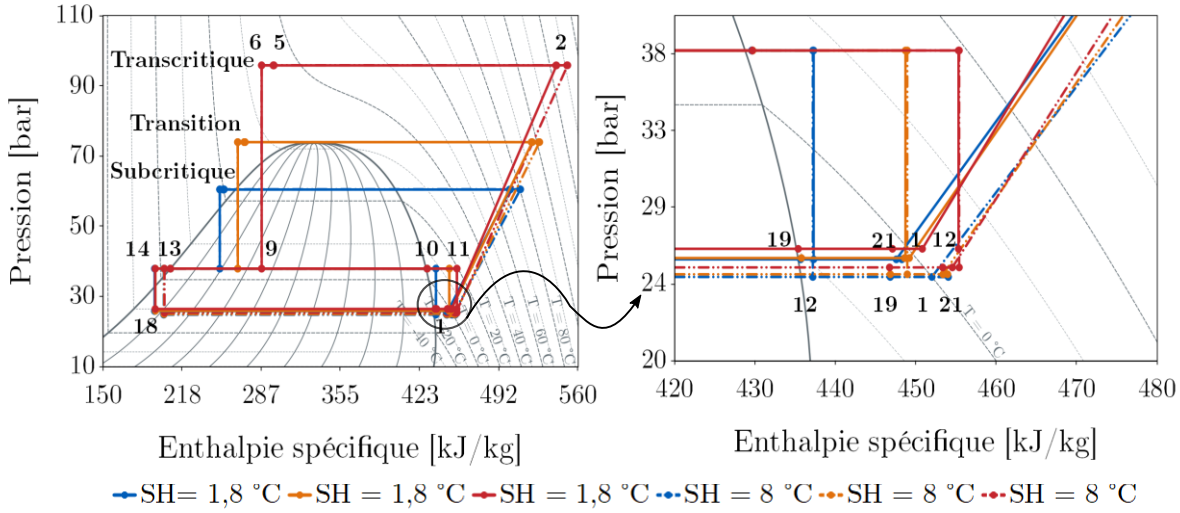


Figure 3.15. Cycle avec sous-refroidisseur et économiseur représenté sur le diagramme de Mollier (pression-enthalpie) pour trois régimes : subcritique (bleu), transition (orange) et transcritique (rouge).

3.3.4.2 Performances

La Figure 3.16 présente l'évolution de la performance de cette configuration en fonction de la température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz, avec une surchauffe de 8 °C (bleu) et 1,8 °C (rouge) et pour une puissance frigorifique de 30 kW. Une amélioration du COP est observée avec la réduction de la surchauffe, indépendamment de la température d'entrée d'eau. Cependant, on constate une différence plus significative de performance entre ces deux surchauffes en régime subcritique qu'en régime transcritique. Cela s'explique par la part relative de l'augmentation de la pression d'évaporation par rapport au taux de compression des compresseurs, comme expliqué dans la section 3.3.2.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

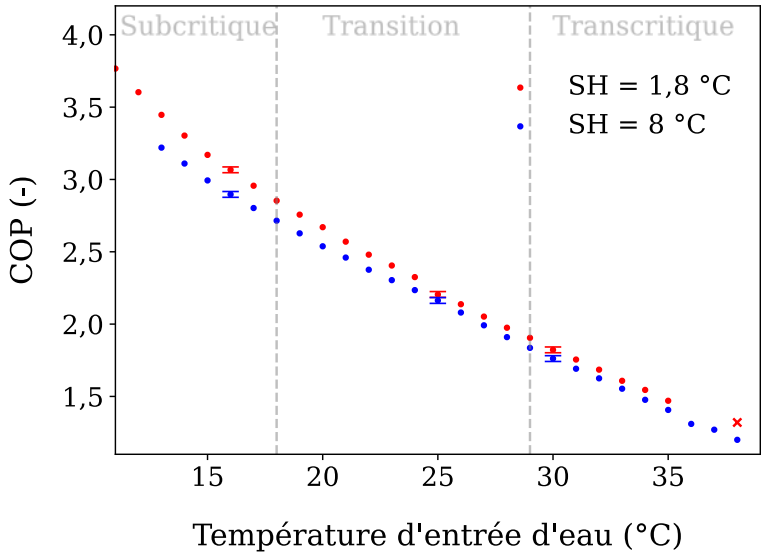


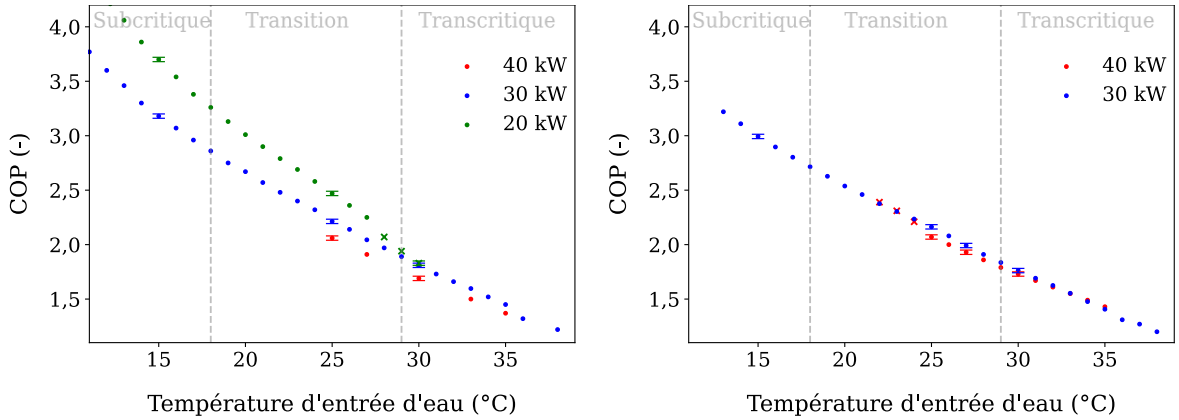
Figure 3.16. Coefficient de performance en fonction de la température d'entrée d'eau à deux surchauffes différentes : 8 °C et 1,8 °C. Puissance frigorifique de 30 kW. Points = résultats sans oscillations. Croix = résultats avec oscillations.

La Figure 3.17 illustre la performance de cette configuration à différentes puissances frigorifiques et surchauffes : (a) 20 kW, 30 kW et 40 kW pour une surchauffe de 1,8 °C et (b) 30 kW et 40 kW pour une surchauffe de 8 °C. Par manque du temps, les essais à 20 kW à une surchauffe de 8 °C n'ont pas été faits.

Les essais à 40 kW à une surchauffe de 1,8 °C ont montré des oscillations très importantes, et malheureusement, ils n'ont pas pu être répétés. Cependant, si on observe le COP des essais stables à 20 kW et 30 kW avec une surchauffe de 1,8 °C, ainsi que les essais non oscillants à 30 kW et 40 kW avec une surchauffe de 8 °C, on constate qu'ils suivent le même comportement que celui observé dans le système de référence pour différentes puissances frigorifiques (section 3.3.1).

La différence de performance du système entre les différentes puissances frigorifiques est plus marquée en régime subcritique et de transition qu'en régime transcritique. Cela est principalement dû à la différence de la haute pression en fonction de la puissance frigorifique et du régime de fonctionnement, pour une température d'entrée d'eau donnée. Voir explication du système de référence (section 3.3.1), plus précisément explication 1 (régime de transition) et 2 (régime transcritique) de la Figure 3.3.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés



a) Surchauffe 1,8 °C. b) Surchauffe 8 °C.

Figure 3.17. Coefficient de performance en fonction de la température d'entrée d'eau pour deux puissances frigorifiques différentes et deux surchauffes. Points = résultats sans oscillations. Croix = résultats avec oscillations.

3.3.5 Configuration avec EJR

Cette configuration est décrite dans la section 2.2.3.2.4. Il est important de rappeler que l'éjecteur fonctionne de manière intermittente en fonction du niveau du liquide stocké dans la bouteille anti-coup liquide. Lorsqu'il ne fonctionne pas, le circuit fonctionne de manière très similaire au système de référence. La seule différence est que cette configuration permet de réduire la surchauffe dans l'évaporateur sans envoyer du liquide aux compresseurs, ce qui améliore la performance du système.

La bouteille anti-coup liquide est utilisée pour stocker l'excès de liquide provenant de l'évaporateur, ainsi que la fraction liquide générée lors de la détente de la vanne flash gaz. Le volume de liquide provenant de la vanne flash gaz est directement lié à la température d'entrée d'eau. En effet une augmentation de celle-ci entraîne une augmentation du débit traversant la vanne flash gaz. C'est pourquoi l'éjecteur est plus fréquemment utilisé à des températures élevées, comme la Figure 3.18 le montre.

La Figure 3.18 illustre le débit du fluide secondaire (liquide sortant de la bouteille ACL) traversant l'éjecteur (en noir sur l'axe des ordonnées de gauche) et la température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz (en rouge sur l'axe des ordonnées de droite).

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

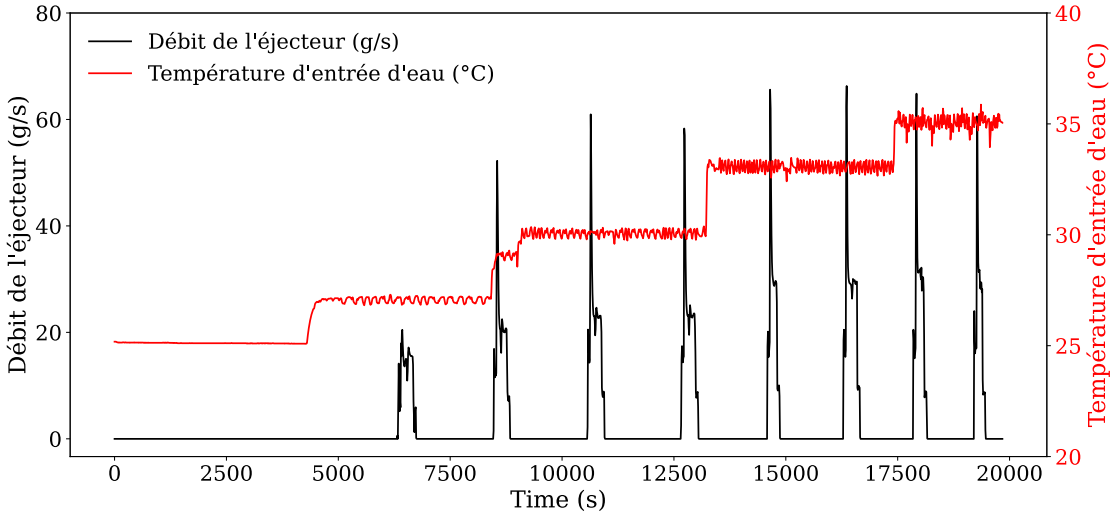


Figure 3.18. Fonctionnement de l'éjecteur.

Étant donné que l'utilisation d'une surchauffe sèche ne permet pas le fonctionnement de l'éjecteur, la comparaison entre les conditions noyées et sèches n'a pas été faite. La performance de cette configuration est présentée sur la Figure 3.19 et elle sera comparée aux performances des autres configurations ainsi qu'au système de référence dans la section 3.4

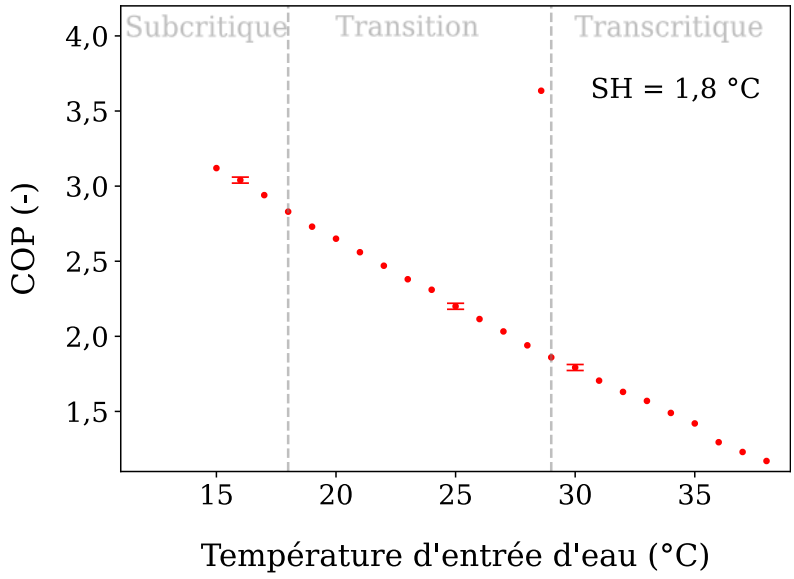


Figure 3.19. Coefficient de performance en fonction de la température d'entrée d'eau pour la configuration avec éjecteur et avec une puissance frigorifique de 30 kW.

3.3.6 Configuration avec compresseur parallèle seul

Cette configuration est décrite dans la section 2.2.3.2.5. Le compresseur parallèle ne s'active pas avant que la température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz n'atteigne 27 °C.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Cela est dû au fait que le débit qui traverse la vanne flash gaz est insuffisant pour démarrer le compresseur, même avec une fréquence de vitesse minimale.

On rappelle que le débit aspiré par le compresseur dépend de la taille de celui-ci, comme le montre l'équation (3.4). De plus, la puissance du compresseur dépend également du taux de compression comme le montre l'équation (3.5), où $\dot{m}$ est le débit massique, V_{bal} le volume balayé, N la fréquence, ρ_{asp} la masse volumique à l'aspiration, η_{vol} le rendement volumétrique, ΔH la différence de enthalpies entre l'entrée et la sortie du compresseur et η_{gl} le rendement global du compresseur. Le fait d'avoir un compresseur plus grand ou plus petit signifie qu'il peut aspirer plus ou moins de débit et avec un taux de compression différent.

$$\dot{m} = V_{bal} N \rho_{asp} \eta_{vol} \tag{3.4}$$

$$P_{elec} = \frac{\dot{m} \Delta h}{\eta_{gl}} \tag{3.5}$$

La limite de température de 27 °C est donc liée au dimensionnement du compresseur parallèle. Peut-être qu'avec un compresseur plus petit, il serait possible de l'utiliser avec une température d'entrée d'eau plus réduite mais il serait alors peut-être trop petit pour l'utiliser aux températures d'entrée d'eau très élevés, car il aurait un taux de compression et un débit beaucoup plus important à comprimer.

Si on force le démarrage du compresseur parallèle de notre banc d'essai à une température d'entrée d'eau plus faible que 27 °C, la moyenne pression descend jusqu'à la valeur de la basse pression, ce qui entraîne l'arrêt des compresseurs principaux.

La Figure 3.20 montre l'évolution du COP en fonction de la moyenne pression avec une température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz de 30 °C. Cette figure a été obtenue avec la configuration « compresseur parallèle et sous-refroidisseur » (CPaux + SR) et non « compresseur parallèle seul ». En effet, l'essai a été réalisé en début de thèse, alors que le banc d'essais était mal maitrisé, et que le fabricant nous avait alors recommandé de ne pas faire fonctionner le compresseur parallèle seul.

Les essais expérimentaux montrent une variation du COP avec la moyenne pression lorsque le compresseur parallèle est utilisé, ce qui n'est pas le cas avec la vanne flash gaz (voir variation de la moyenne pression avec la vanne flash gaz Figure 2.13). Il est décidé d'utiliser le programme d'optimisation de la moyenne pression préinstallée dans la machine par le constructeur pour le compresseur parallèle (voir annexe B).

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

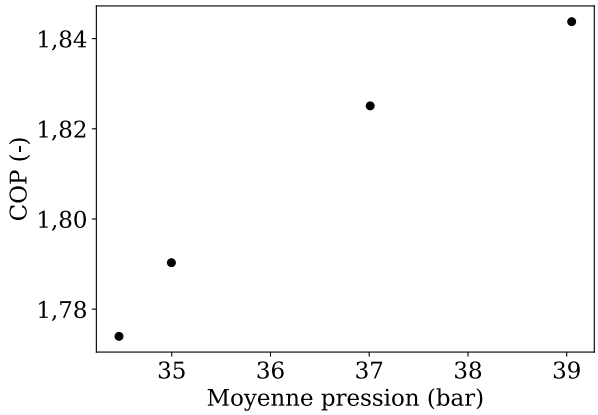


Figure 3.20. COP en fonction de la moyenne pression pour la configuration avec compresseur parallèle et sous-refroidisseur avec une puissance frigorifique de 30 kW et une température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz de 30 °C.

La Figure 3.21 illustre le cycle de cette configuration dans un diagramme de Mollier pour une surchauffe de 8 °C et une puissance frigorifique de 30 kW. La compression de la vapeur dans le compresseur parallèle est représentée par la ligne entre les points 10 et 3.

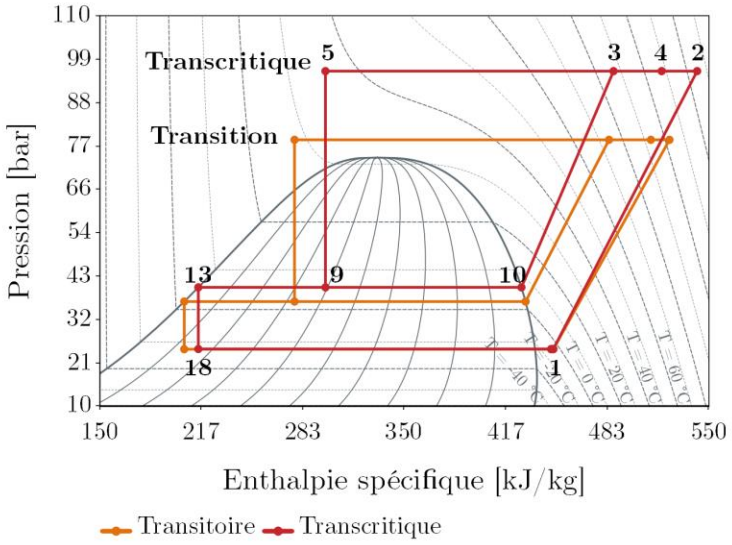


Figure 3.21. Cycle avec compresseur parallèle représenté sur le diagramme de Mollier (pression-enthalpie) pour deux régimes : transition et transcritique à une surchauffe de 8 °C et une puissance frigorifique de 30 kW.

Il n'est pas possible d'utiliser des conditions noyées avec cette configuration car il n'y a pas d'équipement permettant d'empêcher l'excès de liquide provenant de l'évaporateur d'atteindre les compresseurs. Les performances de cette configuration sont présentées dans la Figure 3.23 et seront comparées aux autres configurations dans la section 3.4.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

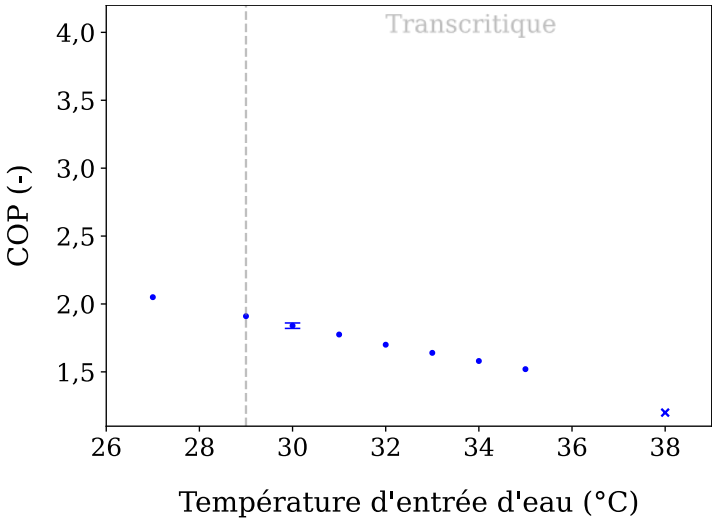


Figure 3.22. Cycle avec compresseur parallèle représenté sur le diagramme de Mollier (pression-enthalpie) pour deux régimes : transition et transcritique à une surchauffe de 8 °C et une puissance frigorifique de 30 kW.

3.3.7 Autres configurations utilisant le compresseur parallèle

Les configurations présentées ici sont celles utilisant le compresseur parallèle (à la place d'une vanne flash gaz) pour traiter la vapeur sortant de la bouteille séparatrice, en plus des divers échangeurs :

- Compresseur parallèle avec un sous-refroidisseur
- Compresseur parallèle avec un économiseur
- Compresseur parallèle avec un sous-refroidisseur et un économiseur
- Compresseur parallèle avec un éjecteur liquide
- Compresseur parallèle avec un sous-refroidisseur et un éjecteur liquide

Une explication des différents phénomènes thermodynamiques à l'intérieur du cycle grâce à l'ajout des équipements tels qu'un sous-refroidisseur, un économiseur, un sous-refroidisseur et économiseur, un éjecteur et un compresseur parallèle ont été expliqués dans les sections 3.3.2 à 3.3.6 ci-dessus. La combinaison de ces équipements dans un cycle unique influence la performance globale du système. Une comparaison détaillée de la performance de toutes ces configurations sera présentée dans la section suivante.

La configuration avec compresseur parallèle et économiseur et la configuration avec compresseur parallèle et éjecteur liquide peuvent utiliser l'évaporateur en conditions noyées sans risque d'envoyer de liquide aux compresseurs.

Contrairement à la configuration du sous-refroidisseur avec vanne flash gaz (3.3.2), la configuration avec compresseur parallèle et sous-refroidisseur ne permet pas d'utiliser

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

l'évaporateur en conditions noyées. Cela est dû au fait que le fluide sortant du sous-refroidisseur n'étant pas détendu par la vanne flash gaz ni mélangé au fluide sortant de l'évaporateur, l'excès de liquide n'est pas évaporé.

3.4 Comparaison des configurations

La section 3.3 a mis en évidence que l'utilisation de conditions noyées dans l'évaporateur permet d'obtenir de meilleures performances. Ces conditions peuvent être utilisées pour toutes les configurations, à l'exception du système de référence, de la configuration avec compresseur parallèle seul et de celle avec sous-refroidisseur et compresseur parallèle, où il n'est pas possible de réduire la surchauffe sans risquer d'endommager les compresseurs. Dans cette section, la performance du système de référence est comparée à celle de chaque configuration utilisant des conditions noyées.

L'équation (3.6) est utilisée pour calculer la différence de performances entre les configurations et le système de référence.

$$Amélioration_COP = \frac{COP_{conf} - COP_{REF}}{COP_{REF}} \tag{3.6}$$

3.4.1 Configurations utilisant la vanne flash gaz

La Figure 3.23 illustre la performance de cinq systèmes de réfrigération différents et utilisant tous une vanne flash gaz, pour une puissance frigorifique de 30 kW : système de référence (bleu), configuration avec sous-refroidisseur (orange), configuration avec économiseur (vert), configuration avec sous-refroidisseur et économiseur (rouge) et configuration avec éjecteur (bleu clair). Le système de référence utilise une surchauffe sèche de 8 °C et les autres configurations utilisent une surchauffe réduite de 1,8 °C.

Une amélioration de la performance pour toutes les températures d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz est observée entre le système de référence et toutes les autres configurations. Cela est principalement dû à l'utilisation des conditions noyées, comme expliqué précédemment pour chaque configuration.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

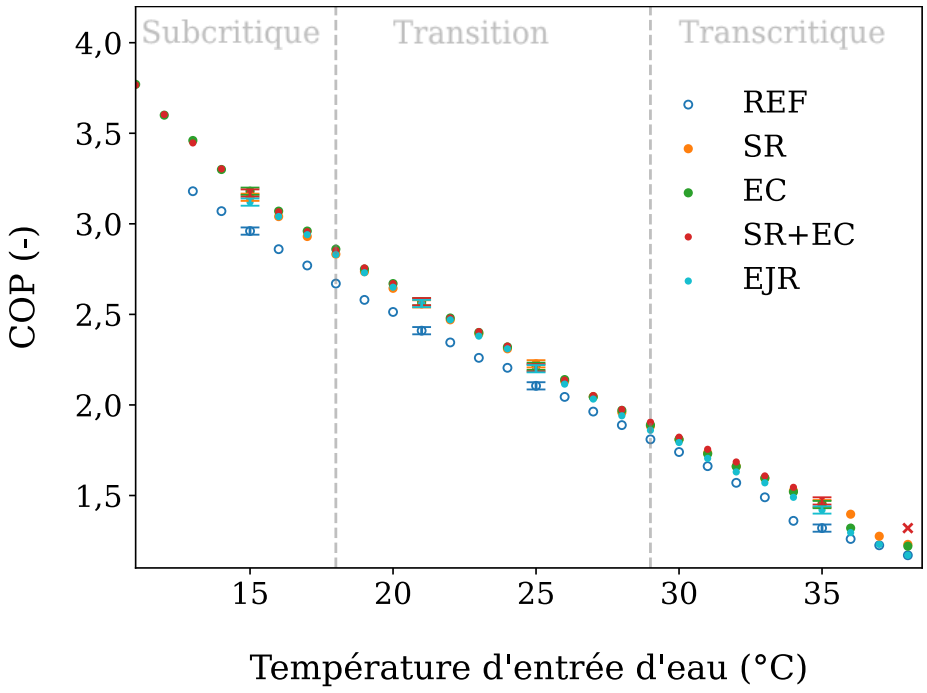


Figure 3.23. COP en fonction de la température d'entrée d'eau pour cinq configurations (REF, SR, EC, SR+EC, EJR) à une puissance frigorifique de 30 kW. Toutes les configurations utilisent une surchauffe de 1,8 °C. Le système de référence utilise une surchauffe de 8 °C. Points = résultats sans oscillations. Croix = résultats avec oscillations. Cercles vides = surchauffe 8 °C.

La Figure 3.24 illustre l'amélioration de la performance obtenue avec une (a) surchauffe de 8 °C et (b) surchauffe de 1,8 °C, avec chaque configuration par rapport au système de référence, en utilisant la vanne flash gaz et pour chaque régime. Pour présenter ces améliorations, une température d'entrée d'eau a été choisie à titre d'exemple pour chaque régime. Ainsi, pour le régime subcritique, une température de 15 °C a été utilisée, pour le régime de transition, une température de 25 °C, et pour le régime transcritique, une température de 35 °C. L'incertitude combinée associée à l'amélioration du COP est de ± 2 %.

L'amélioration du COP avec une surchauffe de 1,8 °C varie de 4,5 à 11,4 %, tandis qu'avec une surchauffe de 8 °C, elle varie de 1,1 à 7 ,6 %. Il est plus intéressant d'utiliser une surchauffe réduite qu'une surchauffe sèche dans toutes les configurations.

Les conditions noyées permettent d'obtenir une amélioration d'environ 3,5 % de la performance en comparaison des conditions sèches. De plus, on observe qu'il est possible d'utiliser des conditions noyées sans nécessairement utiliser un éjecteur monophasique pour empêcher le liquide d'atteindre les compresseurs.

La Figure 3.24 (b) montre une amélioration significative du COP en régime transcritique, ce qui est intéressant dans la mesure où l'on sait que c'est ce régime qui dévalorise le CO_2 aux yeux des frigoristes et des utilisateurs. On observe qu'il n'y a pas de différence significative dans l'amélioration de la performance, pour un régime donné, entre les

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

configurations, en raison de l'incertitude de mesure. Cependant, dans les sections précédentes on a vu que certaines configurations présentent plus de risque d'envoyer du liquide aux compresseurs que d'autres sous certaines conditions. Il existe donc un choix prudent à faire en fonction des conditions climatiques où la machine sera installée (voir section 3.5).

Cependant, on peut déjà conclure qu'il n'est pas intéressant d'investir dans un éjecteur liquide car ce composant complexifie le contrôle de l'installation, l'installation et rend la machine instable, ce qui peut dégrader le COP, sans toutefois montrer d'amélioration significative de celui-ci par rapport aux autres configurations.

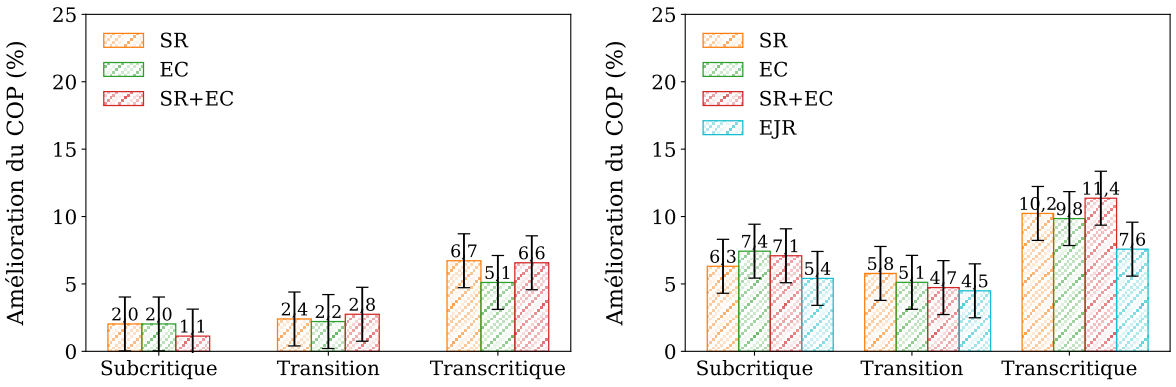


Figure 3.24. Amélioration du COP : le COP de chaque configuration est comparé au COP du système de référence. Toutes les configurations et le système de référence fonctionnent avec la vanne flash gaz. Puissance frigorifique 30 kW.

3.4.2 Configurations utilisant le compresseur parallèle

La Figure 3.25 illustre les performances des configurations avec un compresseur parallèle et celle du système de référence dans toute la plage de température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz. Rappelons que le compresseur parallèle ne s'active pas avant que la température d'eau n'atteigne 27 °C, c'est pour cette raison que les essais avec compresseur parallèle ont été démarrés à partir de 27 °C. Le système de référence est présenté en bleu, les configurations avec compresseur parallèle sans ajout d'autres composants sont en violet. Les configurations avec l'ajout d'un sous-refroidisseur sont indiquées en orange, celles avec l'ajout d'un économiseur sont en vert, celles avec l'ajout d'un sous-refroidisseur et d'un économiseur sont en rouge, et celles avec l'ajout d'un éjecteur sont en bleu clair.

Les valeurs de COP présentées sur cette figure sont calculées en utilisant un évaporateur en conditions noyées, ce qui permet d'obtenir de meilleures performances pour chaque configuration. Cependant, il est important de rappeler que l'utilisation d'un évaporateur noyé n'est pas possible dans le cas de la configuration avec le système de référence, ni avec un compresseur parallèle seul ou accompagné d'un sous-refroidisseur car l'excès de liquide sortant de l'évaporateur risquerait d'endommager les compresseurs. Pour cette raison ces trois configurations utilisent une surchauffe de 8 °C.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

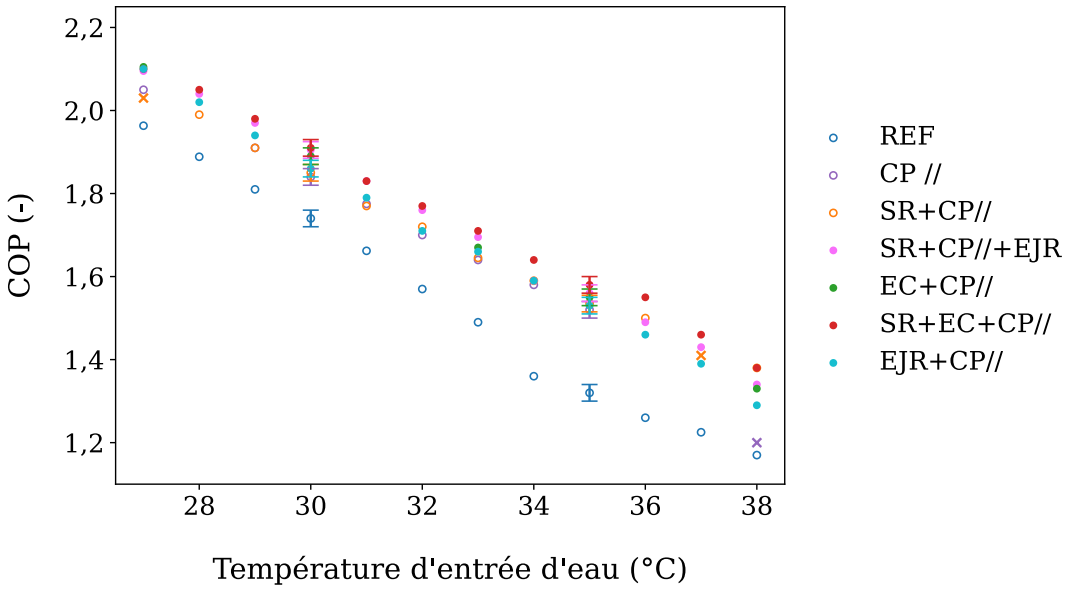


Figure 3.25. Comparaison du COP en fonction de la température d'entrée d'eau pour des configurations avec compresseur parallèle (CP//), pour une puissance frigorifique de 30 kW. Toutes les configurations utilisent une surchauffe de 1,8 °C à l'exception de CP //, SR+CP// et du système de référence. Points = résultats sans oscillations. Croix = résultats avec oscillations. Cercles vides = surchauffe 8 °C.

La Figure 3.26 illustre l'amélioration du COP obtenue dans les régimes de transition et transcritique pour les différentes configurations par rapport au système de référence. Le régime subcritique n'est pas montré car le compresseur parallèle ne fonctionne pas dans cette plage de températures extérieures. Pour le régime transcritique, une température d'entrée d'eau de 35 °C a été sélectionnée et pour la zone de transition, une température de 27 °C.

L'amélioration du COP en utilisant le compresseur parallèle avec une surchauffe de 1,8 °C varie de 6,8 à 19,7 %, tandis qu'avec une surchauffe de 8 °C, elle varie de 2,4 à 16,7 %. Il est plus intéressante d'utiliser une surchauffe réduite qu'une surchauffe sèche dans toutes les configurations. Utiliser une surchauffe réduite permet d'avoir une amélioration supplémentaire moyenne du COP de 3,5 %.

On observe qu'il n'y a pas de différence significative entre les configurations. Cependant, on peut déduire qu'il ne vaut pas la peine d'investir dans un éjecteur liquide car cela complexifie beaucoup le contrôle de l'installation et ne permet pas d'avoir une amélioration beaucoup plus importante qu'avec les autres configurations.

Il est préférable d'opter pour une surchauffe sèche dans la configuration du compresseur parallèle avec sous-refroidisseur plutôt que d'ajouter un éjecteur liquide pour travailler avec une surchauffe réduite. L'ajout de l'éjecteur liquide entraîne des coûts supplémentaires d'installation et complique le contrôle de la machine, pour finalement n'apporter qu'une

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

amélioration supplémentaire de 2 %. Le même raisonnement peut être utilisé pour la configuration avec compresseur parallèle seul.

Cette faible amélioration est comprise dans l'incertitude de mesure. De plus, comme cela a été expliqué dans la section 3.3.2.2, l'amélioration du COP due à la surchauffe est plus faible à hautes températures d'entrée d'eau qu'à faibles températures. Cela est principalement dû à la relation entre l'augmentation de la basse pression et le taux de compression de l'installation.

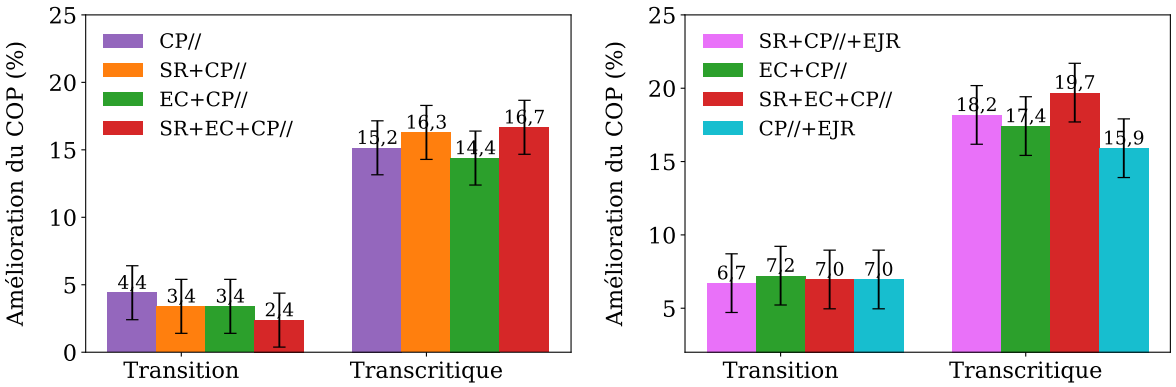


Figure 3.26. Amélioration du COP avec compresseur parallèle avec une puissance frigorifique de 30 kW

3.4.3 Configurations avec vanne flash gaz ou compresseur parallèle

La Figure 3.27 présente une comparaison de l'amélioration du COP par rapport au système de référence avec les différentes configurations en utilisant la vanne flash gaz (barres hachées) ou le compresseur parallèle (barres pleines) pour les trois régimes : subcritique, transition et transcritique. Dans chaque régime, une température d'entrée d'eau a été choisie pour représenter les conditions de fonctionnement. Les températures choisies pour chaque régime sont les suivantes : 15 °C pour le régime subcritique, 27 °C pour le régime de transition et 35 °C pour le régime transcritique. L'incertitude combinée associée au calcul de l'amélioration du COP est de ± 2 %, et elle est représentée également sur la figure. Une surchauffe de 8 °C et une puissance frigorifique de 30 kW ont été utilisées.

L'utilisation d'une vanne flash gaz permet une amélioration du COP d'environ 6 %, tandis qu'un compresseur parallèle offre une amélioration d'environ 15,6 % en régime transcritique.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

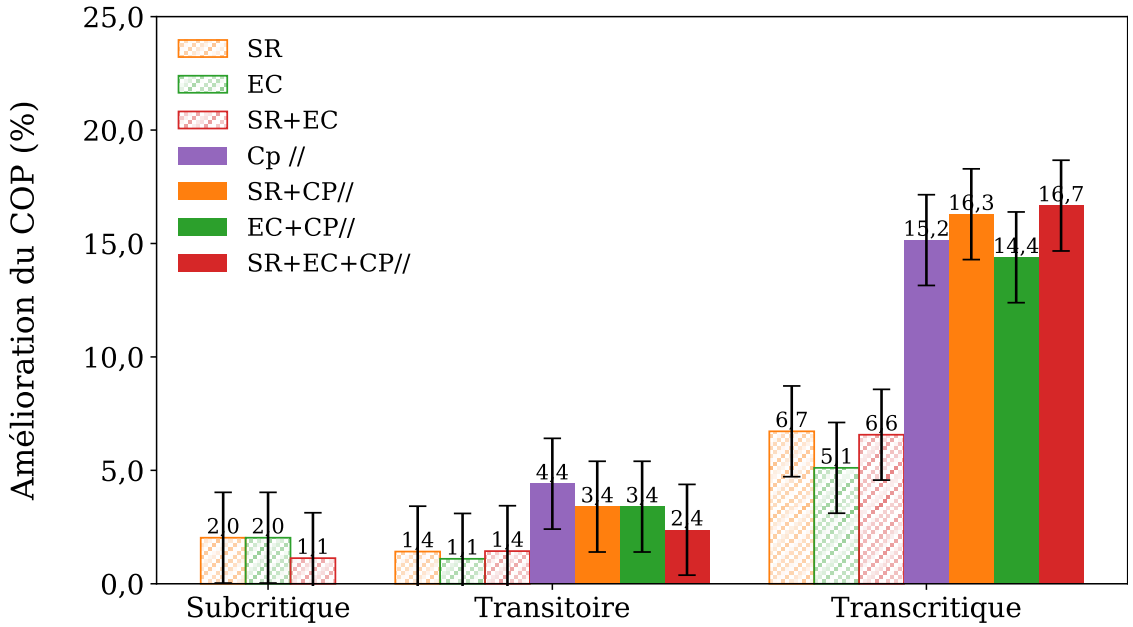


Figure 3.27. Comparaison de l'amélioration du COP avec les différentes configurations en utilisant la vanne flash gaz (barres hachées) et le compresseur parallèle (barres pleines), pour une surchauffe de 8 °C et une puissance frigorifique de 30 kW, par rapport au système de référence

La Figure 3.28 illustre la comparaison de l'amélioration du COP par rapport au système de référence avec les différentes configurations en conditions noyées et en utilisant la vanne flash gaz (barres hachées) ou le compresseur parallèle (barres pleines) pour les trois régimes : subcritique, transition et transcritique. La configuration avec un compresseur parallèle seul et celle avec compresseur parallèle accompagné d'un sous-refroidisseur ne sont pas représentées dans la figure car elles ne permettent pas de travailler en conditions noyées.

L'utilisation d'une vanne flash gaz permet une amélioration du COP d'environ 10 %, tandis qu'un compresseur parallèle offre une amélioration d'environ 18 % en régime transcritique et en utilisant une surchauffe réduite. Cette différence est donc plus importante que dans le cas d'une surchauffe sèche de 8 °C (Figure 3.27). Ceci confirme qu'il est beaucoup plus intéressant d'utiliser une surchauffe réduite lorsque les conditions le permettent.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

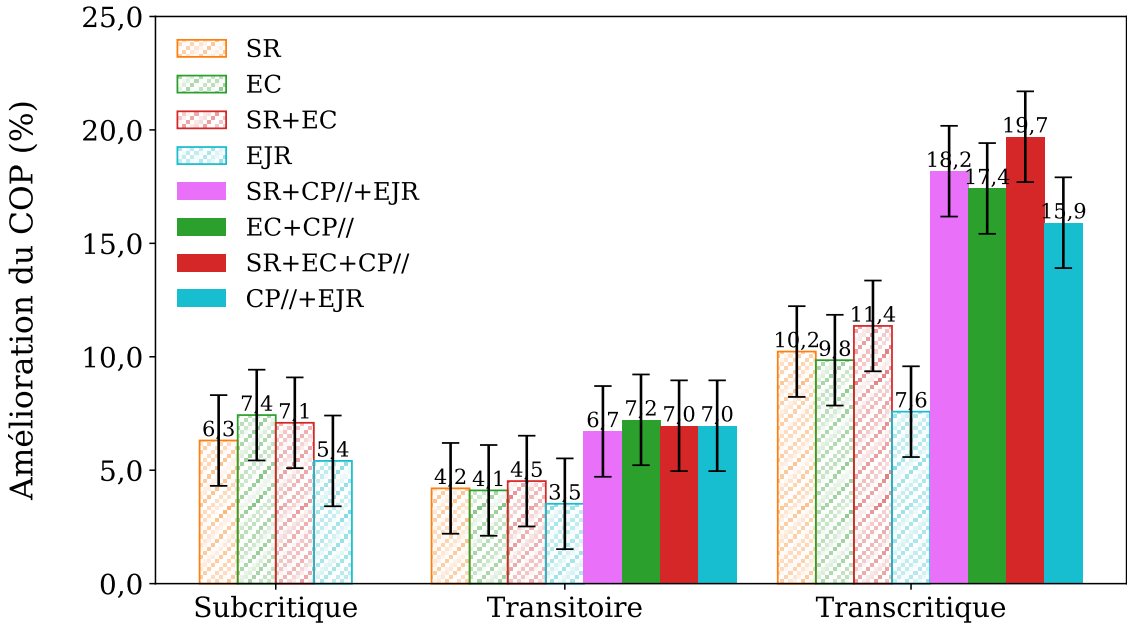


Figure 3.28. Amélioration du COP avec les différentes configurations en utilisant la vanne flash gaz (barres hachées) ou le compresseur parallèle (barres pleines) à une surchauffe de 1,8 ˚C et une puissance frigorifique de 30 kW par rapport au système de référence.

3.4.4 Conclusions générales des configurations

- Les conditions noyées permettent d'obtenir une amélioration d'environ 3,5 % de la performance en comparaison des conditions sèches.
- Il est possible d'utiliser des conditions noyées sans nécessairement utiliser un éjecteur monophasique pour empêcher le liquide d'atteindre les compresseurs.
- En régimes de transition et transcritique, il est plus avantageux sur le plan énergétique d'utiliser un compresseur parallèle avec un échangeur de chaleur interne (amélioration du COP d'environ de 7 % en régime de transition et de 18 % en régime transcritique) plutôt que la vanne flash gaz avec un échangeur de chaleur interne (une amélioration du COP d'environ de 4 % en régime de transition et de 10 % en régime transcritique).
- L'ajout d'un sous-refroidisseur, d'un économiseur, d'un sous-refroidisseur et d'un économiseur dans le même cycle, ou d'un éjecteur liquide (utilisant soit la vanne flash gaz soit le compresseur parallèle) ne présente pas de différence significative en termes de performances. Cependant, le choix entre ces configurations dépendra de la zone climatique à laquelle la machine sera soumise.
- Il n'est pas possible d'utiliser un sous-refroidisseur avec compresseur parallèle en conditions noyées, il faut ajouter un autre composant comme un

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

économiseur ou un éjecteur liquide, ce qui complexifie le contrôle de l'installation.

- En général, il est déconseillé d'utiliser la configuration avec économiseur et vanne flash gaz en conditions noyées lorsque la température d'entrée d'eau (température extérieure) est élevée. Cela est dû au débit important qui traverse la vanne flash gaz et qui sort sous forme diphasique, ce qui peut entraîner un refroidissement significatif du fluide entrant dans les compresseurs et la formation de gouttelettes indésirables. Par conséquent, il est préférable d'éviter cette configuration dans de telles conditions.
- De même, à des faibles températures d'entrée d'eau (températures extérieures), l'utilisation de la configuration avec un sous-refroidisseur et avec une vanne flash gaz est déconseillée. Cela est dû au débit trop faible traversant la vanne flash gaz, qui ne permet pas une évaporation complète du liquide sortant de l'évaporateur.
- Le système de contrôle de l'installation devient considérablement plus complexe lors de l'utilisation d'un éjecteur liquide ou d'un compresseur parallèle, ce qui nécessite du personnel formé pour manipuler ces équipements de manière adéquate.

3.5 Choix des configurations

Il a été observé que les conditions noyées présentent une amélioration plus importante que les conditions avec surchauffe sèche, quelle que soit la configuration utilisée. Il n'existe aucune différence significative entre les différentes configurations dans chaque groupe formé par les conditions noyées et à surchauffe réduite (Figure 3.24). Cependant il y a un choix à faire en fonction de la température extérieure de chaque zone et du risque d'envoi de liquide au compresseur. De manière générale, l'ajout d'un sous-refroidisseur est à privilégier aux températures extérieures élevées, tandis que l'ajout d'un économiseur est à privilégier aux faibles températures extérieures.

L'ajout d'un éjecteur liquide ne se justifie pas, car il est possible d'améliorer les performances du système en utilisant des conditions noyées, sans recourir à un éjecteur liquide. De plus, dans les configurations où la réduction de la surchauffe présente des risques d'envoi de liquide aux compresseurs (comme la configuration avec un compresseur parallèle seul et la configuration avec un compresseur parallèle et un sous-refroidisseur), l'ajout d'un éjecteur liquide pour travailler avec des conditions noyées n'est pas justifié non plus. En effet, le compresseur parallèle fonctionne uniquement à haute température d'entrée d'eau, mais l'amélioration due à la surchauffe est moins significative à des températures élevées qu'à des faibles températures (voir explication de la section 3.3.2.2). Ainsi, aucune des solutions étudiées dans cette thèse ne justifie l'utilisation de l'éjecteur liquide.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Le Tableau 3-2 montre les recommandations de configurations à utiliser pour les différents régimes. Il est important de souligner que cette proposition est basée sur les résultats expérimentaux obtenus et les explications précédentes.

Pour des conditions climatiques où la température extérieure reste principalement élevée pendant la majeure partie de l'année, il est recommandé d'opter pour la configuration avec sous-refroidisseur. Lorsque la température extérieure dépasse les 25 °C, il est préférable de privilégier l'utilisation de conditions noyées. En revanche, lorsque la température extérieure est inférieure à cette valeur, il est conseillé de travailler avec une surchauffe sèche afin de prévenir tout risque d'endommagement des compresseurs en raison de l'éventuelle présence de liquide atteignant ces derniers. Afin d'améliorer davantage la performance en régimes de transition et transcritique, il est possible d'ajouter un compresseur parallèle en utilisant une surchauffe sèche.

Pour des conditions climatiques où la température extérieure reste principalement faible pendant la majeure partie de l'année, il est recommandé d'opter pour la configuration avec économiseur. Il est préférable de privilégier l'utilisation de conditions noyées lorsque la température extérieure est inférieure à 27 °C. Lorsque la température extérieure dépasse cette valeur, il est conseillé de travailler avec une surchauffe sèche afin de prévenir tout risque d'endommagement des compresseurs. Il est possible également d'ajouter un compresseur parallèle utilisant des conditions noyées en régime de transition et transcritique.

Enfin, dans des conditions climatiques caractérisées par une variation significative des températures extérieures tout au long de l'année, il est recommandé d'adopter la configuration avec un sous-refroidisseur et un économiseur en utilisant des conditions noyées pour optimiser les performances de l'installation. Il est possible également d'ajouter un compresseur parallèle utilisant des conditions noyées en régimes de transition et transcritique.

Notre recommandation pour optimiser le COP de l'installation dans différentes conditions climatiques a été donnée ci-dessus. L'ajout d'un compresseur parallèle est présenté en tant qu'option supplémentaire, car il entraîne des coûts importants en termes d'investissement. Le choix de cette option revient au client. Dans la section 3.6, une analyse du COP annuel pour chaque profil type de chaque condition climatique est présentée pour faciliter la prise de décision.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Tableau 3-2. Recommandation de cette thèse pour utiliser les différentes configurations

	Conditions noyées			Surchauffe sèche		
Régime / Conf.	Subcritique	Transition	Transcritique	Subcritique	Transition	Transcritique
REF						
SR		✓ si T> 25 °C	✓	✓		
EC	✓	✓ si T< 27 °C				✓
SR_EC	✓	✓	✓			
EJR						
Cpaux						
SR_CPaux						✓
EC_CPaux			✓			
SR_EC_CPaux			✓			
EJR_Cpaux						

Il est important de clarifier qu'il est tout à fait possible d'utiliser les autres configurations présentées dans cette thèse dans différents régimes en tenant compte de toutes les considérations évoquées dans ce chapitre, notamment pour éviter d'envoyer du liquide aux compresseurs. Le Tableau 3-3 présente un récapitulatif des performances obtenues pour les différentes configurations et régimes qui peuvent être utilisés pour une prise de décision différente à la recommandation précédente. Ces performances sont obtenues avec le dimensionnement des composants installés dans le banc d'essais, ces valeurs peuvent varier si on modifie le dimensionnement des composants.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Tableau 3-3. Performances des différentes configurations avec une puissance frigorifique de 30 kW

	Conditions noyées			Surchauffe sèche		
Régime / Configuration.	Subcritique 15 °C	Transition 27 °C	Transcritique 35 °C	Subcritique 15 °C	Transition 27 °C	Transcritique 35 °C
REF	-	-	-	2,96	1,96	1,32
SR	3,15	2,05	1,45	3,02	1,99	1,41
EC	3,18	2,05	1,45	3,02	1,98	1,39
SR_EC	3,17	2,05	1,47	2,99	1,99	1,41
EJR	3,12	2,03	1,42	-	-	-
Cpaux	-	-	-	-	2,05	1,52
SR_CPaux	-	-	-	-	2,03	1,54
SR_CPaux_EJR	-	2,10	1,56	-	-	-
EC_CPaux	-	2,11	1,55	-	2,03	1,51
SR_EC_CPaux	-	2,10	1,58	-	2,01	1,54
EJR_Cpaux	-	2,11	1,53	-	-	-

3.6 Cas d'étude de la performance annuelle

Cette thèse a choisi la France comme cas d'étude pour illustrer les configurations adaptées aux différentes conditions climatiques. Cependant, les résultats et les conclusions peuvent être extrapolés à d'autres pays présentant des conditions climatiques similaires.

La France présente une diversité de climats en fonction de la localisation géographique. La réglementation thermique 2012 (RT12) a défini trois grandes zones en se basant sur les températures en périodes hivernales. Les villes ayant les températures hivernales les plus froides sont regroupées dans la zone H1, tandis que les villes aux températures hivernales plus chaudes sont classées dans la zone H2. Les régions situées près de la mer Méditerranée sont quant à elles regroupées dans la zone H3.

Dans le cadre de cette thèse, une ville est sélectionnée pour représenter le comportement climatique moyen de chaque zone : la zone H1 est représentée par Nancy, H2 par Brest et H3 par Marseille. L'étude est également faite pour Paris, zone H1.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Afin d'évaluer la performance des configurations sélectionnées pour chaque ville tout au long de l'année, une corrélation du COP a été développée en fonction du COP de Carnot et de la charge frigorifique pour chaque configuration. Le COP de Carnot permet d'avoir une relation entre les deux températures de sources (chaude et froide) et la charge frigorifique permet d'extrapoler les résultats à toute puissance frigorifique. Ces corrélations ont été établies en se basant sur les données expérimentales de cette thèse. Dans une première approche, les échanges thermodynamiques dans le refroidisseur de gaz à eau sont considérés comme égaux à ceux d'un refroidisseur de gaz à air. Ces corrélations permettent de prédire le COP instantané en fonction des conditions climatiques spécifiques à chaque ville, ainsi que de la charge frigorifique.

Dans les installations industrielles et commerciales, la pression minimale dans le refroidisseur de gaz est généralement limitée pour que l'installation puisse fonctionner même lorsque la température extérieure est très basse. Cette étude a également pris en compte ce facteur, et afin de ne pas obtenir des résultats incohérents avec le calcul de COP de Carnot, la température extérieure a été limitée à 13 °C.

Ces corrélations ont été établies en utilisant la méthode de moindres carrés avec une régression polynomiale par configuration avec tous les résultats obtenus pour différentes températures d'entrée d'eau, puissances frigorifiques et surchauffes. Les corrélations obtenues pour chaque configuration suivent la forme exposée dans l'équation (3.7) et ses coefficients sont affichés dans le Tableau 3-4. $COPc$ est le COP de Carnot et $Charge$ est la charge frigorifique. Les coefficients de corrélation (R^2) sont très satisfaisants.

$$COP = \alpha\, COP_c + \beta\, COP_c{}^2 + \gamma\, Charge + \delta\, Charge^2 + \varepsilon\, COP_c \cdot Charge + \varphi \qquad (3.7)$$

Les corrélations ont été développées uniquement pour les configurations que cette thèse considère comme les plus pertinentes parmi les différentes configurations testées expérimentalement (voir section 3.5).

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

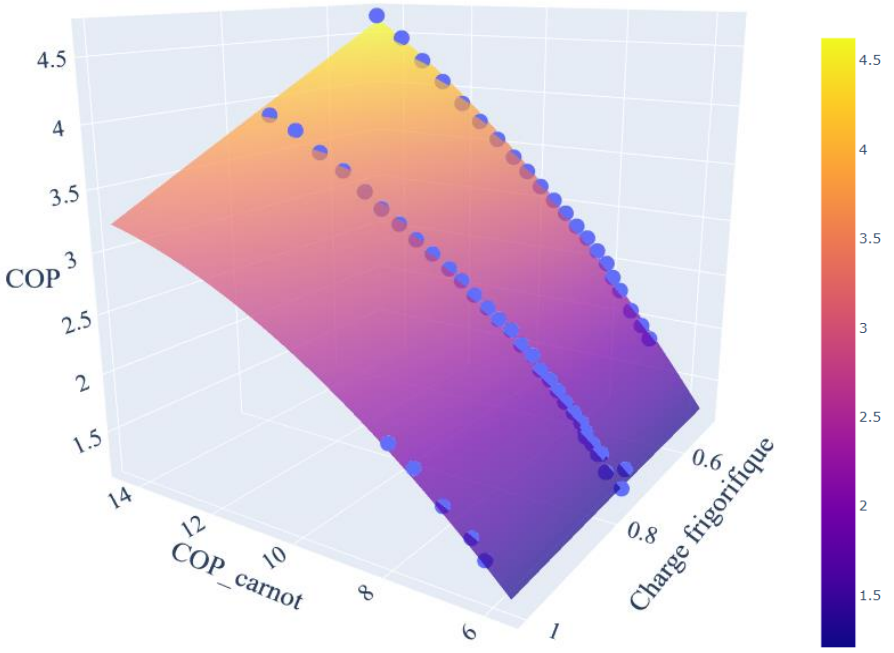
Tableau 3-4. Corrélations pour déterminer le COP

	Configurations						
Coeff.	REF	SR	SR*N	EC	EC*N	SR CPaux	EC CPaux *N
α	0,9035	0,8670	1,0480	0,9054	0,8660	0,9570	2,2290
β	-0,0209	-0,0251	-0,0175	-0,0253	-0,0162	-0,0633	-0,1529
γ	1,5903	-0,1519	8,2972	1,2976	1,8957	-2,2414	-2,9986
δ	0,1546	0,5853	-2,7456	-0,2213	-0,1253	-0,0290	0,0016
ε	-0,2882	-0,1477	-0,5401	-0,1875	-0,3112	0,3458	0,4072
φ	-3,3290	-2,5134	-6,5006	-3,2257	-3,1869	-1,8146	-6,0164
R^2	0,998	0,999	0,998	0,998	0,999	0,994	0,991

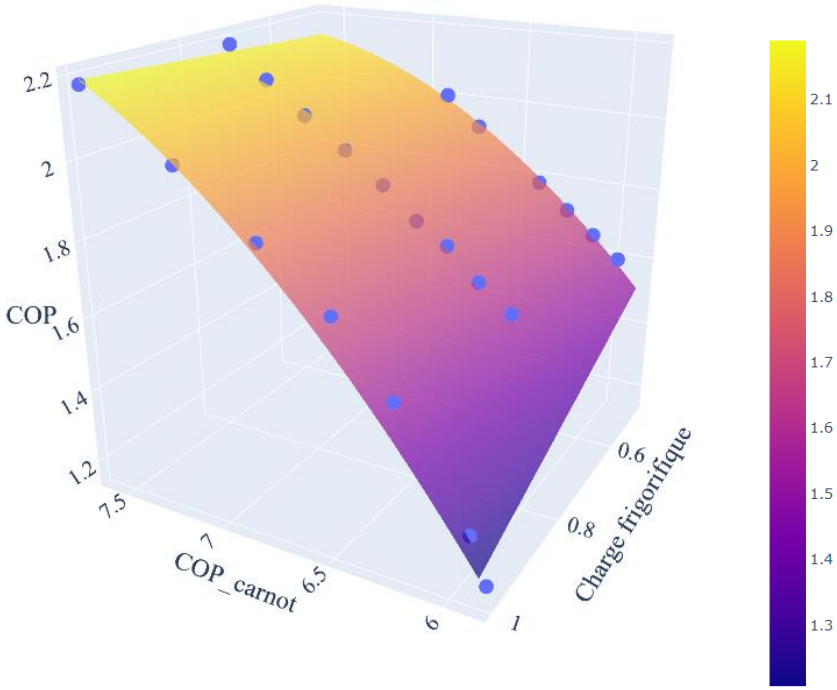
*N = en conditions noyées

La Figure 3.29 constitue une représentation graphique pour (a) la meilleure (EC*N) et pour (b) la moins bonne (EC_CPaux*N) régressions obtenues. Les données expérimentales sont illustrées par les points violets, et un code couleur est utilisé pour indiquer les valeurs du COP.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés



a) Configuration avec économiseur en conditions noyées



b) Configuration avec économiseur et compresseur parallèle en conditions noyées

Figure 3.29. Représentation graphique des régressions polynomiales de la meilleure et de la moins bonne approximation obtenues

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

3.6.1 Charge frigorifique

Afin d'évaluer la performance annuelle des différentes configurations dans chaque ville choisie, une charge frigorifique a été sélectionnée pour ce cas d'étude. Cette charge frigorifique correspond à la charge typique d'un supermarché en France tout au long de l'année. Elle varie en fonction de plusieurs paramètres, tels que l'affluence dans le magasin, sa localisation, le jour de la semaine, la période de l'année, entre autres facteurs.

La charge frigorifique a été calculée avec l'équation (3.8), où la puissance frigorifique maximale, en froid positif, pour ce supermarché spécifique est d'environ de 196 kW.

$$Charge = \frac{Puissance\ frigorifique\ instantanée}{Puissance\ frigorifique\ maximale} \tag{3.8}$$

Malgré une charge frigorifique variable d'une ville à l'autre, l'étude a utilisé une charge frigorifique identique et normée (en pourcentage de la charge maximale) pour toutes les villes en raison du manque de données disponibles pour chacune des localités choisies.

La Figure 3.30 montre la charge frigorifique en pourcentage pour chaque jour pendant toute l'année. Cette courbe a été obtenue à partir de mesures sur site réel. Néanmoins, certaines mesures n'ayant pas pu être récupérées, certaines semaines ont été dupliquées afin de constituer une courbe complète annuelle.

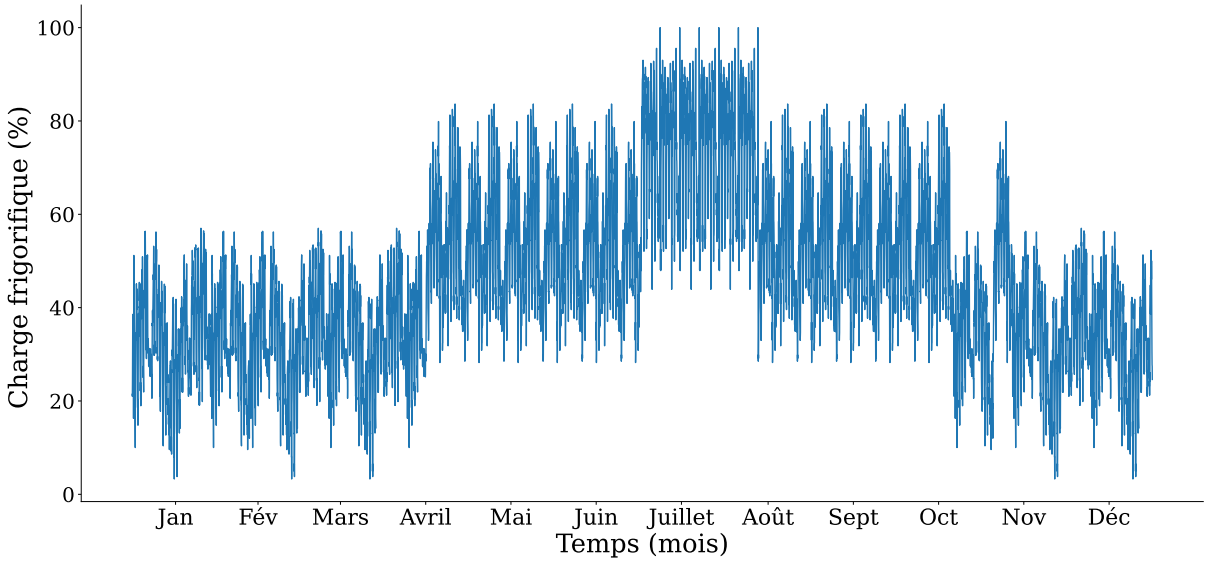


Figure 3.30. Représentation graphique de la charge frigorifique typique d'un supermarché en France

3.6.2 Température extérieure

La bibliothèque de Python Meteostat [114] a été utilisée pour récupérer les données des températures extérieures pour chaque ville en France. Les valeurs présentées dans cette thèse correspondent à l'année 2021.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

3.6.3 Méthodologie

Le COP annuel pour chaque ville est déterminé de la façon suivante :

1. Récupération de données météorologiques pour chaque heure pour toute l'année 2021.
2. Récupération des données de la demande de puissance frigorifique d'un supermarché en France et calcul de la charge frigorifique avec l'équation (3.8).
3. Calcul du COP par heure (COP_t) sur la base de l'équation (3.7) en utilisant les coefficients présentés dans le Tableau 3-4 selon la configuration à tester. Ce calcul prend en compte, heure par heure, la température extérieure et la charge frigorifique du supermarché.
4. Calcul de la puissance électrique instantanée moyenne par heure (équation (3.9)) avec les valeurs de puissance frigorifique (P_{f_t}) récupérées du supermarché en France (Figure 3.30). t correspond à une durée d'une heure.

$$P_{elec_t}(kW) = \frac{P_{f_t}\ (kW)}{COP_t} \tag{3.9}$$

5. Calcul du COP annuel, équation (3.10)

$$COP_{annuel} = \frac{\sum_{t=0}^{t=8760} P_{f_t}}{\sum_{t=0}^{t=8760} P_{elec_t}} \tag{3.10}$$

6. Calcul de la consommation annuelle d'électricité ($P_{elec_{annuel}}$), équation (3.11), égale à la somme des puissances électriques instantanée moyenne par heure sur l'année.

$$P_{elec_{annuel}}(kWh) = \sum_{t=0}^{t=8760} P_{elec_t} \tag{3.11}$$

7. Calcul des économies annuelles d'énergie (EE_{annuel}), équation (3.12). C'est la différence entre la consommation annuelle d'électricité de la configuration à étudier ($P_{elec_{annuel}}(conf.)$) et celle du système de référence ($P_{elec_{annuel}}(REF)$).

$$EE_{annuel} = P_{elec_{annuel}}(conf.) - P_{elec_{annuel}}(REF) \tag{3.12}$$

8. Calcul de l'amélioration du COP annuel (A_COP_{annuel}), équation (3.13).

$$A_COP_{annuel} = \frac{COP_{annuel}(conf.) - COP_{annuel}\ (REF)}{COP_{annuel}\ (REF)} \cdot 100 \tag{3.13}$$

3.6.4 Nancy

La Figure 3.31 illustre la température par heure de Nancy tout au long de l'année (en vert) et la température moyenne par jour (en noir). Une ligne horizontale symbolise le début de la zone de transition du cycle au CO_2, correspondant à une température extérieure de 18 °C. La section 3.5 a montré qu'il existe deux températures importantes à prendre en

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

compte pour choisir les conditions de fonctionnement (noyées ou sèches) d'un système, 25 °C et 27 °C. La zone grise de la figure souligne le moment de l'année où la température est supérieure à 25 °C pendant plus de deux heures consécutives.

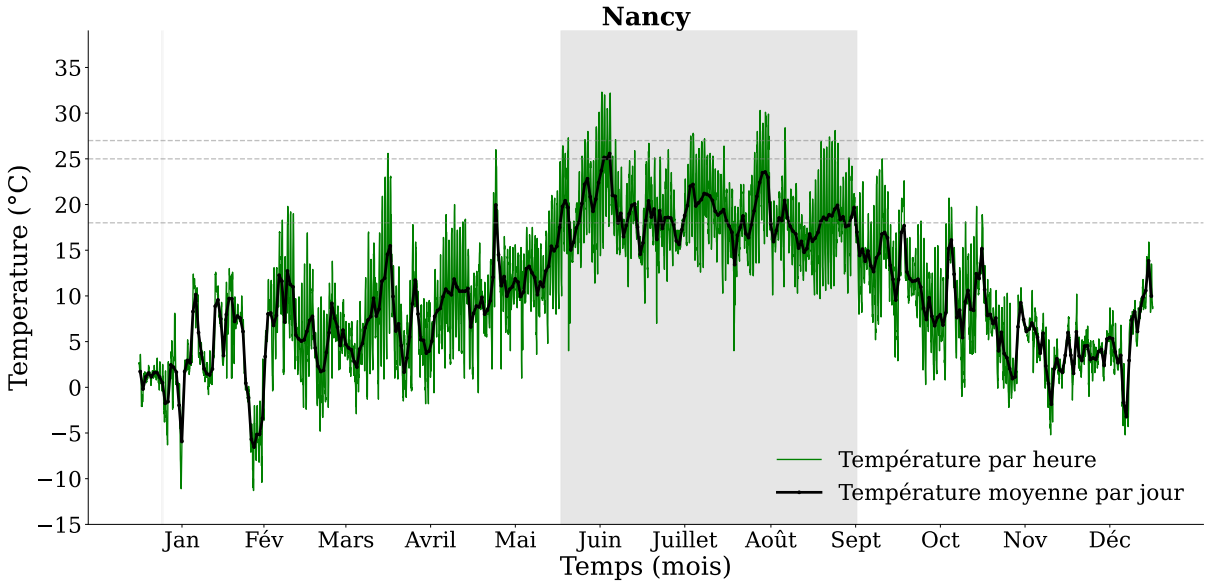


Figure 3.31. Températures extérieures à Nancy en 2021. La zone grise correspond aux températures les plus élevées. Le début de la zone transition est marqué par la ligne pointillée grise

La Figure 3.32 représente le nombre d'heures par an pour chaque température, ainsi que le nombre d'heures par an de chaque régime de fonctionnement.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

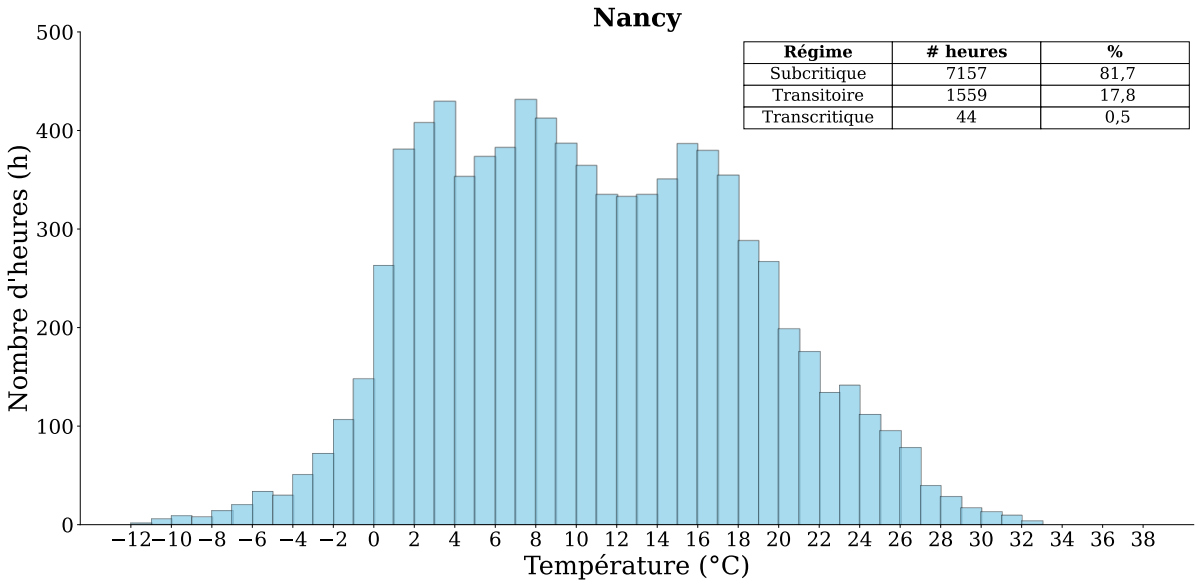


Figure 3.32. Distribution du nombre d'heures pour chaque température à Nancy

D'après le résumé dans le Tableau 3-2, et dans la mesure où le temps de fonctionnement en régime transcritique est extrêmement faible pour la ville de Nancy, la configuration conseillée pour ce profil de températures (81,7 % du temps en régime subcritique et 17,8 % en régime de transition) est la configuration avec l'ajout d'un économiseur (Figure 2.9 du chapitre 2). Les conditions noyées sont utilisées en dehors de la zone grise, sans risque d'envoyer du liquide aux compresseurs, car la température extérieure est inférieure à 27 °C.

Dans la zone grise, et en configuration « Économiseur », il est conseillé d'augmenter la surchauffe afin d'éviter tout risque d'endommagement des compresseurs dû au liquide provenant de la sortie de la vanne flash gaz. Afin d'obtenir une meilleure performance à hautes températures, il est possible d'utiliser également un compresseur parallèle avec l'économiseur. Cependant, il ne fonctionnerait qu'à des températures extérieures supérieures à 27 °C, ce qui représente seulement 112 heures par an, équivalent à 1,28 % du temps.

La configuration avec sous-refroidisseur et économiseur en conditions noyées peut être également utilisée dans cette ville car cette configuration est adaptée à toutes les conditions climatiques. Cette configuration présente l'avantage de pouvoir être utilisée toute l'année dans des conditions noyées, ce qui pourrait améliorer le COP annuel.

La Figure 3.33 montre le COP annuel de la ville de Nancy pour le système de référence (bleu) et trois configurations différentes : avec économiseur (orange), avec économiseur et compresseur parallèle (vert), et avec sous-refroidisseur et économiseur (rouge). Pour éviter de surcharger le graphique et d'assurer une meilleure lisibilité du comportement du COP, le COP présenté sur la figure correspond à la moyenne du COP sur la journée. Un zoom a été effectué pour une journée froide et une journée chaude afin d'observer plus en détails la performance des systèmes par heure au cours d'une journée.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Plusieurs remarques peuvent être faites sur ce graphique :

- Une amélioration plus importante est observable dans les périodes plus froides de l'année que dans les périodes chaudes de l'année.
- Dans les périodes chaudes de l'année on observe les quatre configurations différentes mais en périodes froides seules trois sont visibles.
- Sur le « zoom jour froid », les options numéro 2 (vert) et numéro 3 (rouge) sont similaires aux heures les plus chaudes de la journée. En revanche, sur le « zoom jour chaud », elles diffèrent aux mêmes heures.
- Le zoom des deux journées montrent que le COP diminue vers midi.

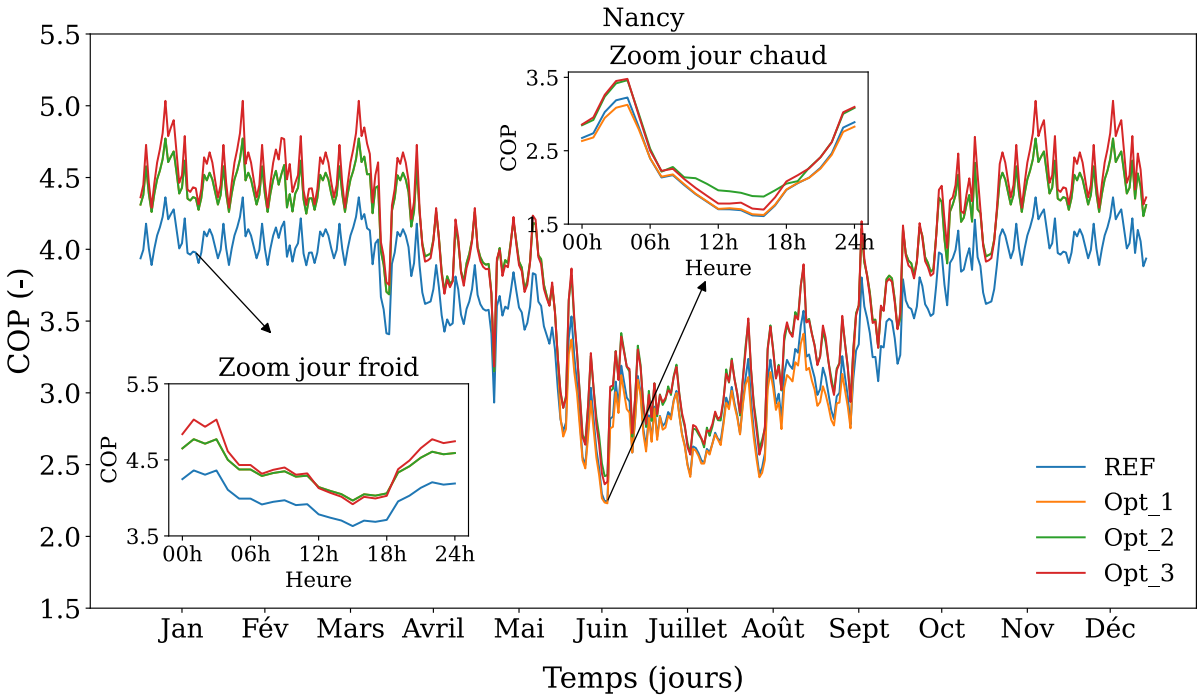


Figure 3.33. Coefficient de performance annuel pour la ville de Nancy pour le système de référence et trois configurations différentes : avec économiseur (Opt_1), avec économiseur et compresseur parallèle (Opt_2), et avec sous-refroidisseur et économiseur (Opt_3).

Chacune de ces observations peut s'expliquer comme suit :

- À faibles températures extérieures les configurations proposées peuvent travailler en conditions noyées sans risque d'envoyer de liquide vers les compresseurs. Il a été montré précédemment que les conditions noyées permettent une amélioration du COP plus importante que les conditions sèches par rapport au système de référence.

  À températures extérieures beaucoup plus élevées, seules les options 2 et 3 permettent de réduire la surchauffe. Pour cette raison elles montrent toujours une

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

amélioration du COP par rapport au système de référence. Par contre, l'option avec un économiseur seul (option 1) doit utiliser une surchauffe sèche afin d'éviter de casser les compresseurs. Comme cela a été observé précédemment, l'amélioration du COP en utilisant l'économiseur avec un surchauffe de 8 °C est beaucoup plus réduite.

- La différence entre l'option 1 et l'option 2 est l'ajout d'un compresseur parallèle. Le compresseur parallèle s'allume seulement à hautes températures extérieures. À températures extérieures faibles, l'option 2 travaille de la même façon que l'option 1, en utilisant l'économiseur avec une surchauffe réduite. Pour une journée froide, l'option 2 cache l'option 1 et pour une journée chaude toutes les configurations peuvent être appréciées.
- Bien que les options 2 et 3 utilisent toute l'année une surchauffe réduite, l'option 2 montre une meilleure amélioration du COP lors d'une journée chaude car elle utilise un compresseur parallèle. Lors d'une journée froide, le compresseur parallèle n'est pas allumé.
- Dans la section 3.3, on a constaté que le COP diminue avec l'augmentation de la puissance frigorifique de l'installation (3.3.1.2). Vers midi, la demande en puissance frigorifique dans le magasin augmente considérablement. En outre, la température extérieure a augmenté par rapport au matin, ce qui entraîne une baisse du COP du système.

La Figure 3.34 illustre le COP de la ville de Nancy pour une semaine en été pour le système de référence (bleu) et trois configurations différentes : avec économiseur (orange), avec économiseur et compresseur parallèle (vert), et avec sous-refroidisseur et économiseur (rouge). Les jours indiqués sur l'axe des abscisses se trouvent à la moitié de la journée (12 h).

De la même manière qu'on l'a observé dans le zoom par journée, on observe, dans cette figure du COP par semaine, les différents creux correspondants à la diminution du COP vers midi.

De plus, il est intéressant de noter que le COP commence à se stabiliser après-midi le dimanche. Cette stabilisation est due au fait que le supermarché est fermé le dimanche après-midi.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

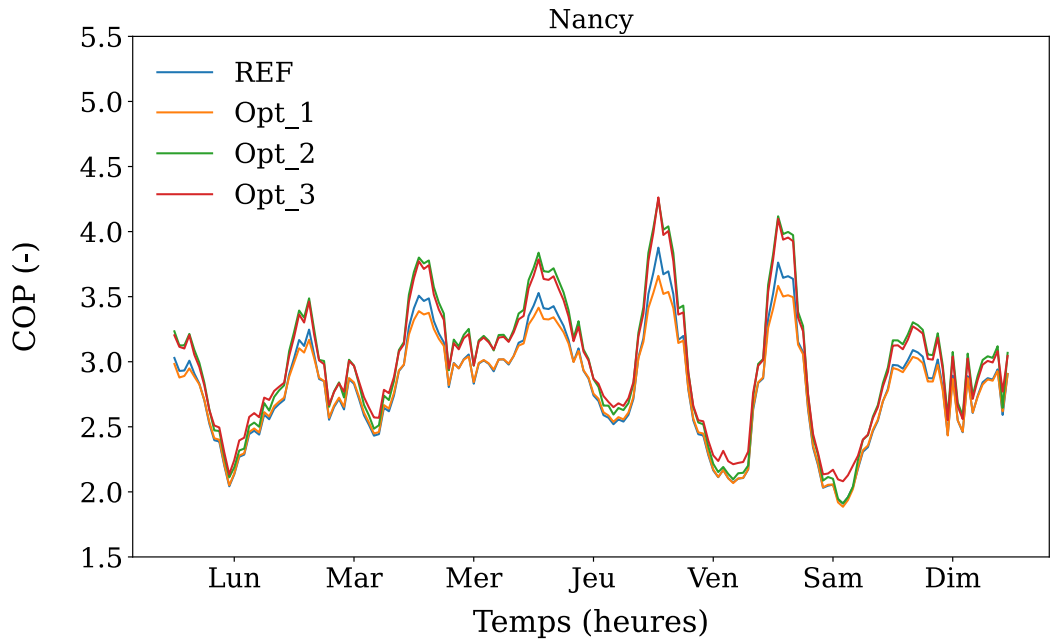


Figure 3.34. Performances calculées d'une installation frigorifique au CO_2 transcritique, pour la ville de Nancy, pour une semaine en été, pour le système de référence et trois configurations différentes : avec économiseur (Opt_1), avec économiseur et compresseur parallèle (Opt_2), et avec sous-refroidisseur et économiseur (Opt_3).

Les graphiques de la puissance électrique par an et par semaine se trouvent en annexes C.

La consommation annuelle d'électricité pour ce type de caractéristiques avec le système de référence est de 246 224 kWh. En mettant en œuvre les améliorations proposées, il est possible de réduire cette consommation de 9 799 kWh en ajoutant un seul économiseur, de 16 870 kWh en ajoutant un économiseur et un compresseur parallèle et de 17 393 kWh en utilisant la configuration avec sous-refroidisseur et économiseur. De plus, cela permet d'obtenir une amélioration annuelle du COP de 4,1 % pour la première option, de 7,3 % pour la deuxième option et de 7,6 % pour la troisième option mentionnée par rapport au système de référence.

Une amélioration plus importante est observée avec les deux dernières propositions, avec un économiseur et un compresseur parallèle et avec les deux échangeurs de chaleur. Cela est principalement dû à l'utilisation des conditions noyées pendant tout l'année.

La configuration avec un seul économiseur peut fonctionner en conditions noyées à des températures inférieures à 27 °C en toute sécurité mais nécessiterait de passer en surchauffe sèche au-delà de 27°C. Cependant, il serait peu pratique de modifier en temps réel la consigne de surchauffe en fonction de la température de la journée, ce qui conduit à proposer d'utiliser une surchauffe sèche sur toute la période des hautes températures extérieures (zone grise). Bien que l'idée d'automatiser la surchauffe pour l'adapter aux conditions puisse

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

sembler intéressante, il est essentiel de le faire avec prudence, car des changements brusques pourraient déstabiliser la machine et entraîner une perte de performance.

3.6.5 Brest

La Figure 3.35 illustre la température horaire de Brest sur l'année 2021 (en vert) et la température moyenne par jour (en noir). Une ligne horizontale symbolise le début de la zone de transition du cycle au CO_2, correspondant à une température extérieure de 18 °C. La section 3.5 a montré qu'il existe deux températures importantes à prendre en compte pour choisir les conditions de fonctionnement (noyées ou sèches) d'un système, 25 °C et 27 °C. La zone grise de la figure souligne le moment de l'année où la température est supérieure à 25 °C pendant plus de deux heures consécutives.

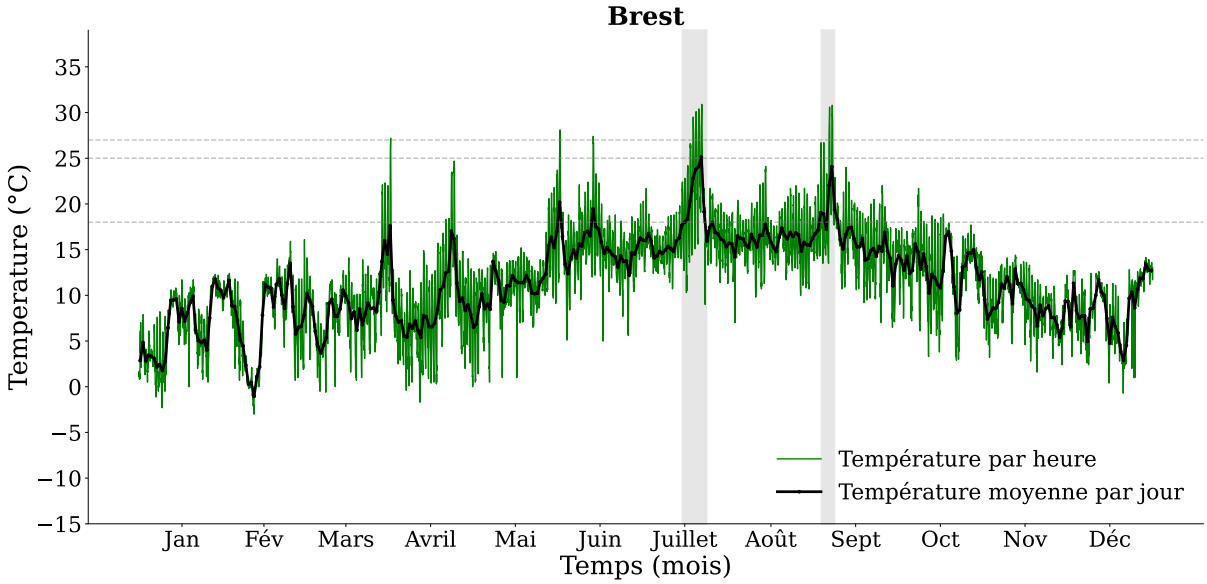


Figure 3.35. Températures extérieures à Brest en 2021. Le début de la zone transition est marqué par la ligne pointillée grise. Les bandes grises correspondent aux températures les plus élevées.

La Figure 3.32 représente le nombre d'heures par an pour chaque température, ainsi que le nombre d'heures par an de chaque régime de fonctionnement. Ce profil est assez intéressant car il montre qu'un quart du temps (25,4 % de l'année) la température oscille entre 10 et 13 °C (2 223 heures).

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

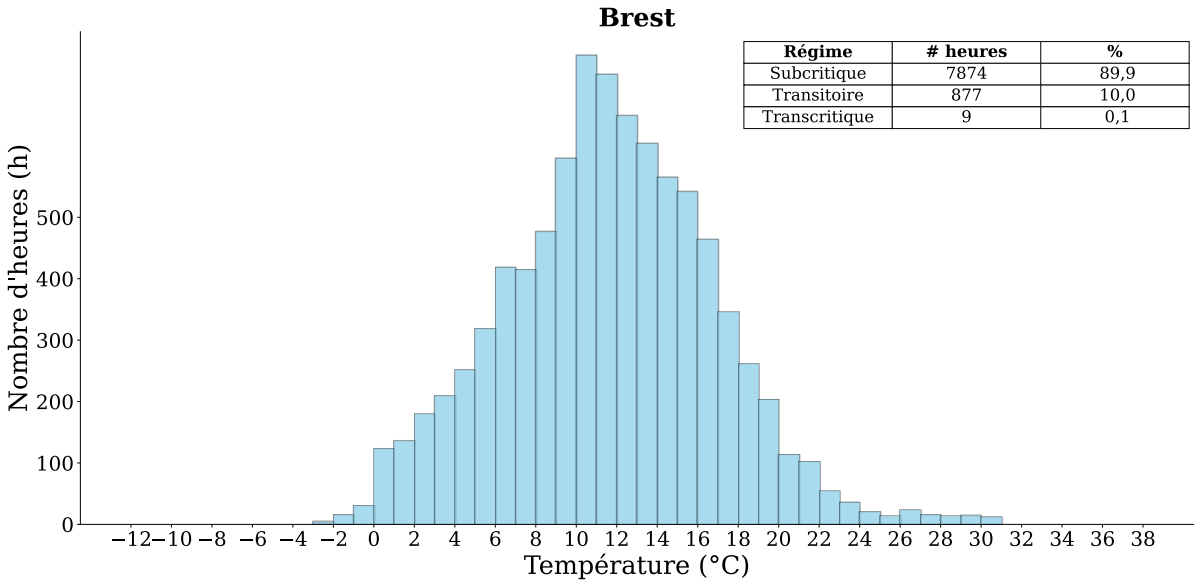


Figure 3.36. Distribution de nombre d'heures pour chaque température par an à Brest

D'après le Tableau 3-2, la configuration conseillée pour ce profil de températures (89,9 % du temps en régime subcritique et 10 % en régime de transition) est la configuration avec l'ajout d'un économiseur (Figure 2.9 du chapitre 2). La configuration avec économiseur en conditions noyées peut fonctionner presque tout l'année à l'exception de quelques heures en juillet et à la fin d'août. L'ajout d'un compresseur parallèle ne se justifie pas car il n'y a que 57 heures par an (0,65 % de l'année) où la température extérieure dépasse 27 °C.

La configuration avec sous-refroidisseur et économiseur en conditions noyées peut être utilisée tout au long de l'année pour cette ville.

La Figure 3.33 montre le COP annuel de la ville de Brest pour le système de référence et deux configurations différentes : avec économiseur (orange), et avec sous-refroidisseur et économiseur (vert). Pour éviter de surcharger le graphique et d'assurer une meilleure lisibilité du comportement du COP, le COP présenté sur la figure correspond à la moyenne du COP sur la journée. Un zoom a été effectué pour une journée froide et une journée chaude afin d'observer plus en détails la performance des systèmes par heure au cours d'une journée.

Plusieurs remarques peuvent être faites sur ce graphique :

- L'amélioration du COP est plutôt constante tout au long de l'année, à l'exception de deux parties correspondantes aux zones grises.
- Lorsque l'on observe le zoom d'une journée froide et celui d'une journée chaude, on observe que les COP des deux options sont similaires sur une grande partie de la journée froide, mais ce n'est pas le cas pour une journée chaude.
- Le zoom des deux journées montrent que le COP diminue vers 16h.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

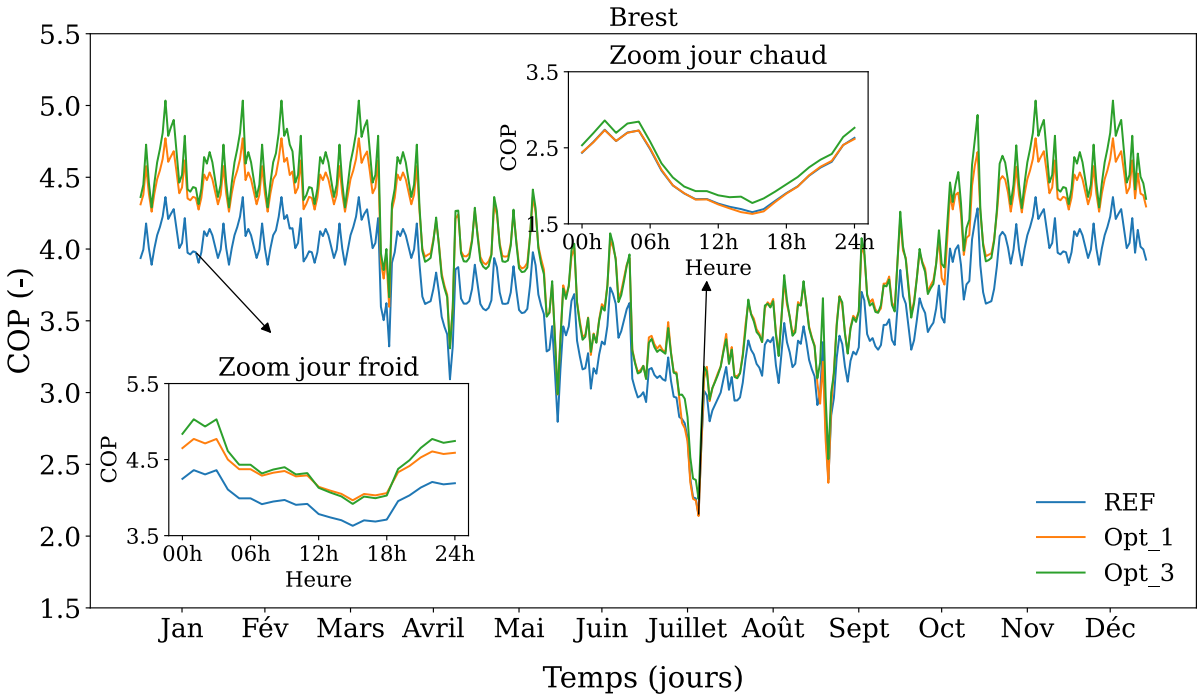


Figure 3.37. Coefficient de performance annuel pour la ville de Brest pour le système de référence et deux configurations différentes : avec économiseur (Opt_1), avec et avec sous-refroidisseur et économiseur (Opt_3).

Chacune de ces observations peut s'expliquer comme suit :

- L'option 3 utilise des conditions noyées pendant tout l'année et l'option 1 pendant presque toute l'année à l'exception des zones grises où il est pertinent d'augmenter la surchauffe afin de ne pas abîmer les compresseurs. C'est pour cette raison que l'on observe une amélioration similaire pendant toute l'année.
- Cette observation est due au fait que la journée chaude se trouve dans la zone grise où l'option 1 utilise une surchauffe de 8 °C, raison pour laquelle sa performance est plus proche de celle obtenue avec le système de référence. Dans la journée froide, les deux options utilisent des conditions noyées.
- Cela a été expliqué dans la section 3.6.4 pour la ville de Nancy.

La Figure 3.34 illustre le COP pour la ville de Brest pour une semaine en été pour le système de référence (bleu) et deux configurations différentes : avec économiseur (orange), et avec sous-refroidisseur et économiseur (vert). Les jours indiqués sur l'axe des abscisses se trouvent à la moitié de la journée (12 h).

De la même manière qu'on l'a observé dans le zoom par journée, on observe, dans cette figure du COP par semaine, les différents creux correspondants à la diminution du COP vers 16h.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

De plus, il est intéressant de noter que le COP commence à se stabiliser après midi le dimanche. Cette stabilisation est due au fait que le supermarché est fermé le dimanche après-midi.

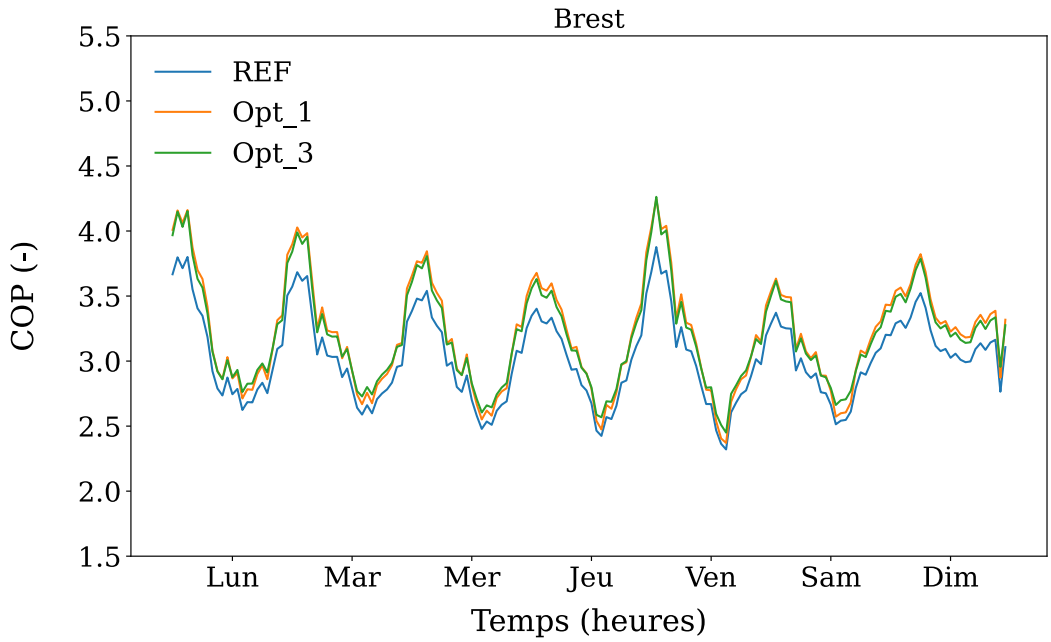


Figure 3.38. Performances calculées d'une installation frigorifique au CO_2 transcritique, pour la ville de Brest pour une semaine en été pour le système de référence et trois configurations différentes : avec économiseur (Opt_1), avec économiseur et compresseur parallèle (Opt_2), et avec sous-refroidisseur et économiseur (Opt_3).

Les graphiques de la puissance électrique par an et par semaine se trouvent en annexe C.

La consommation annuelle d'électricité pour ce type de caractéristiques avec le système de référence est de 235 223 kWh. En mettant en œuvre l'amélioration proposée, l'ajout d'un économiseur en utilisant des conditions noyées, il est possible de réduire la consommation électrique de 15 757 kWh et d'obtenir une amélioration du COP annuel de 7,2 %. Avec l'ajout d'un sous-refroidisseur et d'un économiseur, l'amélioration du COP annuel est de 7,9 %. L'amélioration entre ces deux configurations est presque identique, raison pour laquelle cette thèse ne trouve pas un vrai intérêt à ajouter deux échangeurs de chaleur pour ce profil de températures.

3.6.6 Marseille

La Figure 3.39 illustre la température horaire de Marseille sur l'année 2021 (en vert) et la température moyenne par jour (en noir). Une ligne horizontale symbolise le début de la zone de transition du cycle au CO_2, correspondant à une température extérieure de 18 °C. La section 3.5 a montré qu'il existe deux températures importantes à prendre en compte pour choisir les conditions de fonctionnement (noyées ou sèches) d'un système, 25 °C et 27 °C. La

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

zone grise de la figure souligne le moment de l'année où la température est supérieure à 25 °C pendant plus de deux heures consécutives.

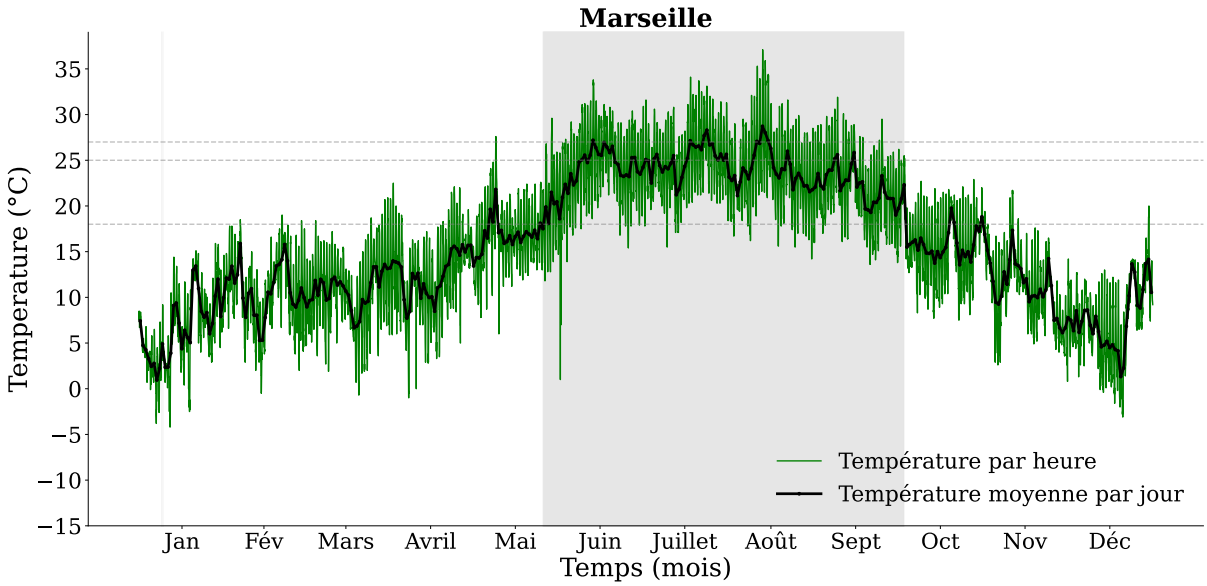


Figure 3.39. Températures extérieures à Marseille en 2021. La zone grise correspond aux températures les plus élevées. Le début de la zone transition est marqué par la ligne pointillée grise

La Figure 3.40 représente le nombre d'heures par an pour chaque température, ainsi que le nombre d'heures par an de chaque régime de fonctionnement.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

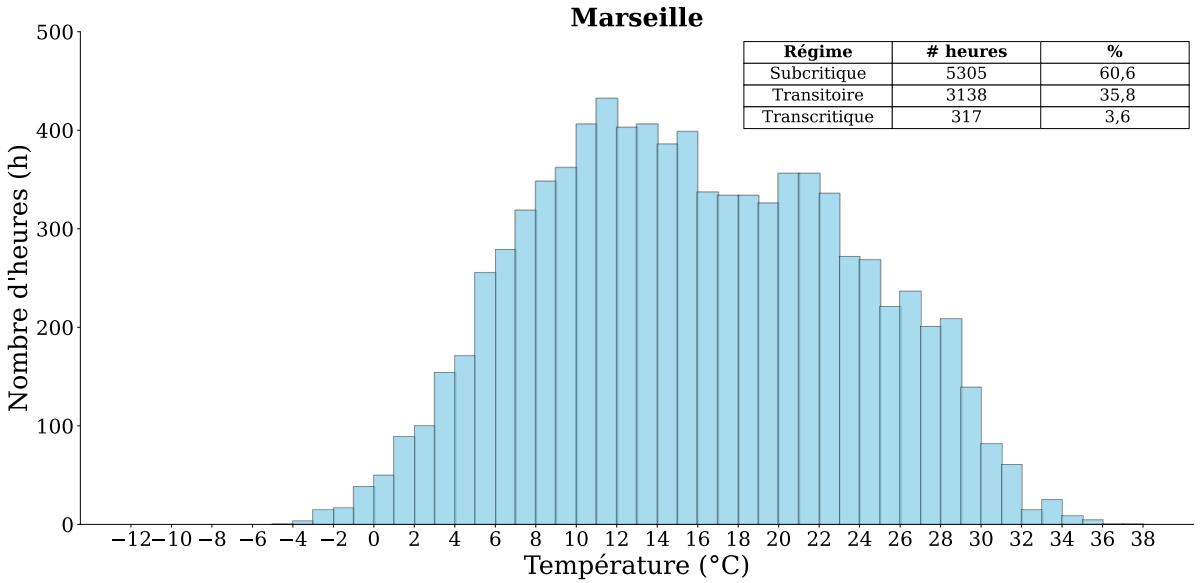


Figure 3.40. Distribution de nombre d'heures de chaque température par an à Marseille

La configuration la plus adaptée pour ce profil de températures (60,6 % du temps en régime subcritique, 35,8 % en régime de transition et 3,6 % en régime transcritique) est celle avec un sous-refroidisseur. En régime subcritique, il est recommandé d'utiliser une surchauffe sèche afin d'éviter tout dommage aux compresseurs. Pour les températures extérieures élevées, dans la zone grise, il est possible d'utiliser les conditions noyées pour améliorer les performances sans risque d'envoyer du liquide aux compresseurs. Il est également envisageable d'utiliser un compresseur parallèle avec une surchauffe sèche pour améliorer la performance du système. Cette configuration fonctionnera pendant 734 heures par an (8,4 %), période pendant laquelle la température extérieure est supérieure à 27 °C.

La configuration avec sous-refroidisseur et économiseur en conditions noyées peut être également utilisée dans cette ville car cette configuration est adaptée à toutes les conditions climatiques, et est plus robuste.

La Figure 3.41 montre le COP annuel pour la ville de Marseille pour le système de référence et trois configurations différentes : avec sous-refroidisseur (Opt_1), avec sous-refroidisseur et compresseur parallèle (Opt_2), et avec sous-refroidisseur et économiseur (Opt_3). Pour éviter de surcharger le graphique et d'assurer une meilleure lisibilité du comportement du COP, le COP présenté sur la figure correspond à la moyenne du COP sur la journée. Un zoom a été effectué pour une journée froide et une journée chaude afin d'observer plus en détail la performance des systèmes par heure au cours d'une journée.

Plusieurs remarques peuvent être faites sur ce graphique :

- La configuration avec sous-refroidisseur et compresseur parallèle (option 3) montre un COP plus faible que le système de référence dans les périodes froides, mais dans les périodes chaudes, elle montre une meilleure performance.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

- Dans les périodes chaudes de l'année on observe les quatre configurations différentes mais en périodes froides seules trois configurations sont visibles.
- Le zoom des deux journées montrent que le COP diminue vers 13h.

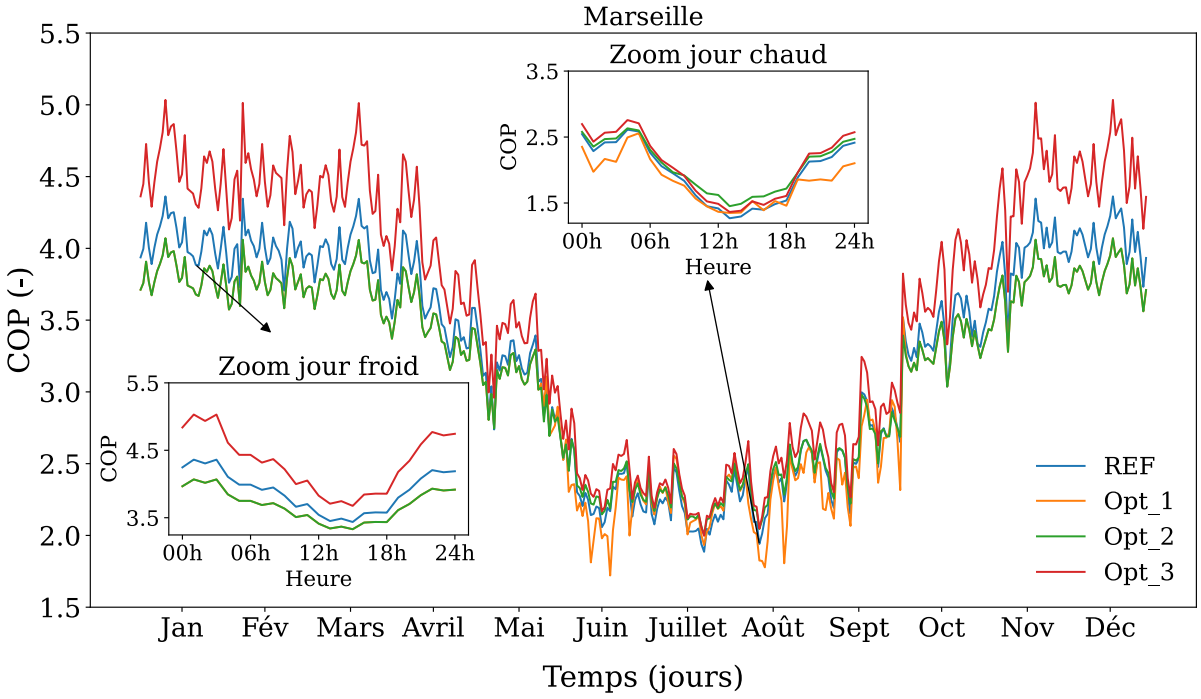


Figure 3.41. Coefficient de performance annuel pour la ville de Marseille pour le système de référence et trois configurations différentes : avec sous-refroidisseur (Opt_1), avec sous-refroidisseur et compresseur parallèle (Opt_2), et avec sous-refroidisseur et économiseur (Opt_3).

Chacune de ces observations peut s'expliquer comme suit :

- L'option 2 utilise une surchauffe sèche en périodes froides de l'année afin d'éviter tout risque d'endommager les compresseurs avec un coup de liquide. De plus, le compresseur parallèle ne fonctionne pas à ces températures. La section 3.4.3 a montré que la différence de la performance entre cette configuration à conditions sèches et le système de référence est très faible. Le COP calculé est issu des polynômes présentés dans l'équation (3.7). Or, les coefficients de ces polynômes présentent eux-mêmes une incertitude, puisqu'issus de régressions. Ceci peut expliquer pourquoi on n'observe pas une amélioration avec cette option pour la ville de Marseille.

  Le compresseur parallèle fonctionne en périodes chaudes, ce qui explique pourquoi on observe une amélioration plus importante dans cette période de l'année, même lors de l'utilisation d'une surchauffe sèche.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

- La différence entre l'option 1 et l'option 2 est l'ajout d'un compresseur parallèle. Le compresseur parallèle s'allume seulement à hautes températures extérieures. À températures extérieures faibles, l'option 2 travaille de la même façon que l'option 1, en utilisant un sous-refroidisseur avec une surchauffe sèche. Pour une journée froide, l'option 2 cache l'option 1 et pour une journée chaude toutes les configurations peuvent être appréciées.
- Voir explication dans la section 3.6.4.

La Figure 3.42 illustre le COP de la ville de Marseille pour une semaine en été pour le système de référence (bleu) et trois configurations différentes : avec sous-refroidisseur (orange), avec sous-refroidisseur et compresseur parallèle (vert), et avec sous-refroidisseur et économiseur (rouge). Les jours indiqués sur l'axe des abscisses se trouvent à la moitié de la journée (12 h).

De la même manière qu'on l'a observé dans le zoom par journée, on observe, dans la figure du COP par semaine, les différents creux correspondants à la diminution du COP vers 13h.

De plus, il est intéressant de noter que le COP commence à se stabiliser après midi le dimanche. Cette stabilisation est due au fait que le supermarché est fermé le dimanche après-midi.

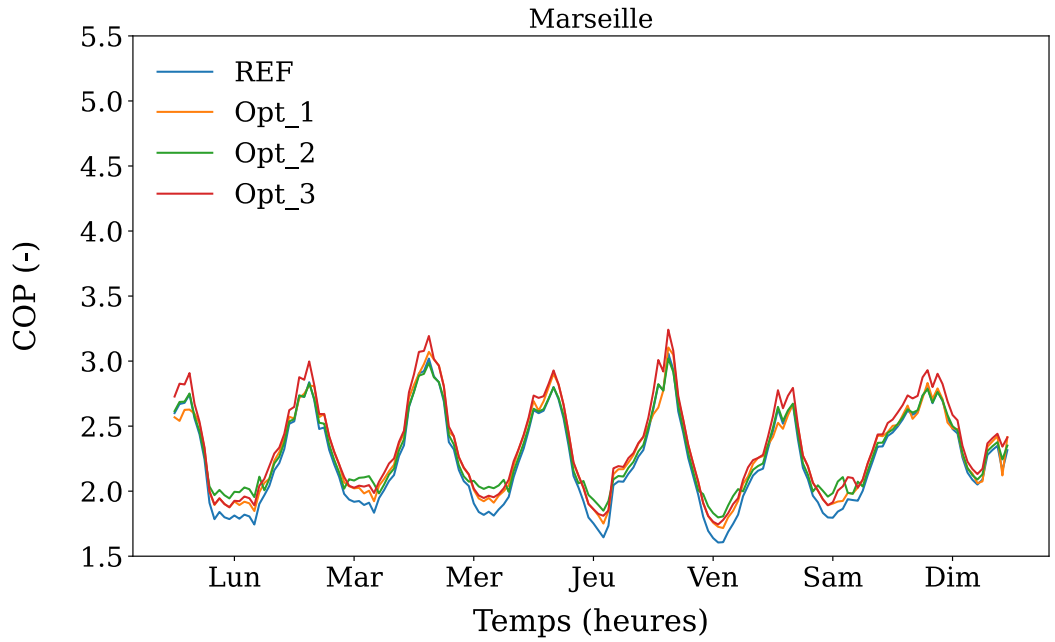


Figure 3.42. Performances calculées d'une installation frigorifique au CO_2 transcritique, pour la ville de Marseille pour une semaine en été pour le système de référence (bleu) et trois configurations différentes : avec sous-refroidisseur (Opt_1), avec sous-refroidisseur et compresseur parallèle (Opt_2), et avec sous-refroidisseur et économiseur (Opt_3).

Les graphiques de la puissance électrique par an et par semaine se trouvent en annexe C.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

La consommation annuelle d'électricité pour ce type de caractéristiques avec le système de référence est de 285 469 kWh. En mettant en œuvre les améliorations proposées, il est possible de réduire cette consommation de 647 kWh en ajoutant un sous-refroidisseur et un compresseur parallèle et de 18 599 kWh en utilisant la configuration avec sous-refroidisseur et économiseur. De plus, cela permet d'obtenir une amélioration annuelle du COP de 0,2 % pour la deuxième option et de 7 % pour la troisième option mentionnée.

La première option (ajout d'un sous-refroidisseur) ne permet pas d'amélioration du COP annuel. En effet, le COP est détérioré de 1,9 %.

Contrairement à ce qui a été observé sur la ville de Nancy, l'ajout, dans le cas de la ville de Marseille, d'un compresseur parallèle au système n'est pas aussi avantageux que d'utiliser les deux échangeurs de chaleur (sous-refroidisseur et économiseur). Cela est principalement dû au fait qu'il n'est pas possible d'utiliser des conditions noyées avec la configuration de sous-refroidisseur et compresseur parallèle car il n'y a pas d'organe pour évaporer l'excès de liquide sortant de l'évaporateur. La ville de Nancy utilise une configuration avec économiseur, ce que permet d'ajouter un compresseur parallèle en conditions noyées sans risque d'envoyer de liquide aux compresseurs.

3.6.7 Paris

La Figure 3.43 illustre la température par heure de Paris sur l'année 2021 (en vert) et la température moyenne par jour (en noir). Une ligne horizontale symbolise le début de la zone de transition du cycle au CO_2, correspondant à une température extérieure de 18 °C. La section 3.5 a montré qu'il existe deux températures importantes à prendre en compte pour choisir les conditions de fonctionnement (noyées ou sèches) d'un système, 25 °C et 27 °C. La zone grise de la figure souligne le moment de l'année où la température est supérieure à 25 °C pendant plus de deux heures consécutives.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

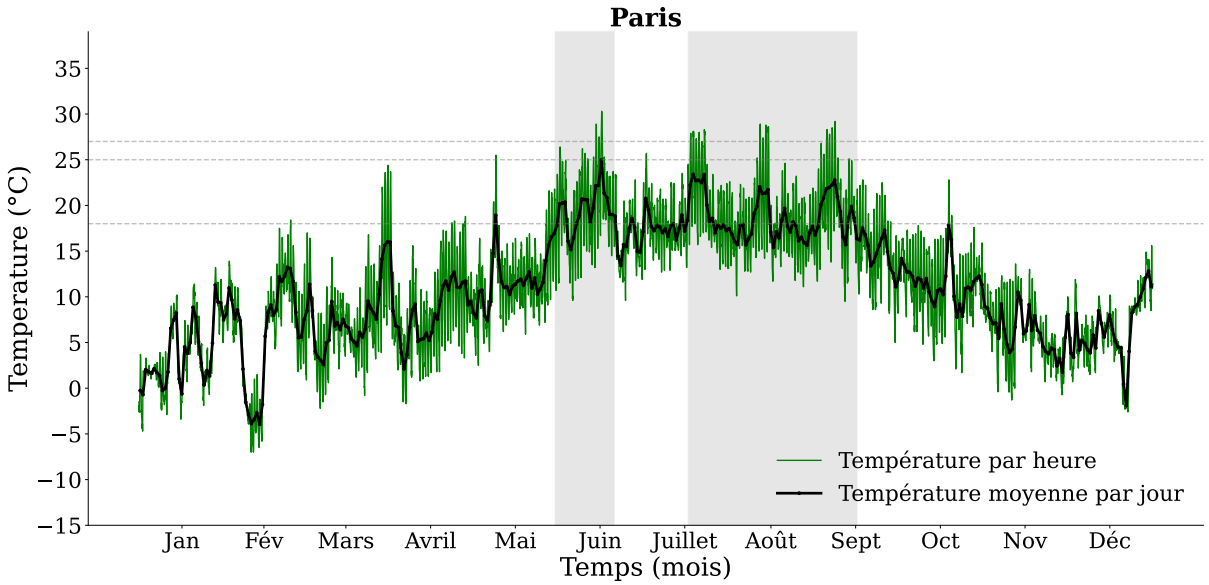


Figure 3.43. Températures extérieures à Paris en 2021. Les zones grises correspondent aux températures les plus élevées. Le début de la zone transition est marqué par la ligne pointillée grise

La Figure 3.44 représente le nombre d'heures par an pour chaque température, ainsi que le nombre d'heures par an de chaque régime de fonctionnement.

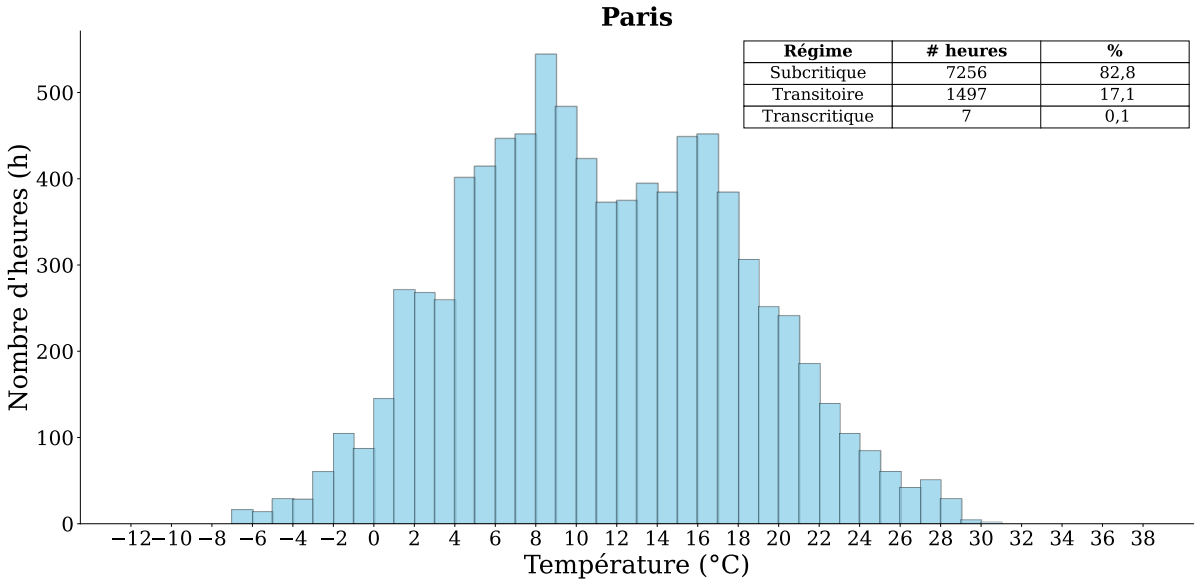


Figure 3.44. Distribution de nombre d'heures de chaque température par an à Paris

La configuration avec économiseur et vanne flash gaz est conseillée dans ce profil de températures (82,8 % du temps en régime subcritique et 17,1 % en régime de transition). Il est possible de fonctionner en conditions noyées presque toute l'année à l'exception des zones grises où il est préférable de basculer sur une surchauffe sèche. De plus, il est possible

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

d'utiliser un compresseur parallèle avec l'économiseur. Cependant, il ne fonctionnerait qu'à des températures extérieures supérieures à 27 °C, ce qui représente seulement 83 heures par an, équivalent à 0,95 % du temps.

La configuration avec sous-refroidisseur et économiseur en conditions noyées peut être également utilisée dans cette ville. Cette configuration présente l'avantage de pouvoir être utilisée toute l'année dans des conditions noyées, ce qui améliore le COP annuel.

La Figure 3.45 montre le COP annuel de la ville de Paris pour le système de référence (bleu) et trois configurations différentes : avec économiseur (orange), avec économiseur et compresseur parallèle (vert), et avec sous-refroidisseur et économiseur (rouge). Pour éviter de surcharger le graphique et d'assurer une meilleure lisibilité du comportement du COP, le COP présenté sur la figure correspond à la moyenne du COP sur la journée. Un zoom a été effectué pour une journée froide et une journée chaude afin d'observer plus en détails la performance des systèmes par heure au cours d'une journée.

Les résultats obtenus pour cette ville sont très similaires à ceux observés pour la ville de Nancy, car elles partagent des profils de températures très similaires, appartenant toutes deux à la même zone climatique, H1. L'analyse de cette figure et celle du COP par semaine est présentée dans la section 3.6.4.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

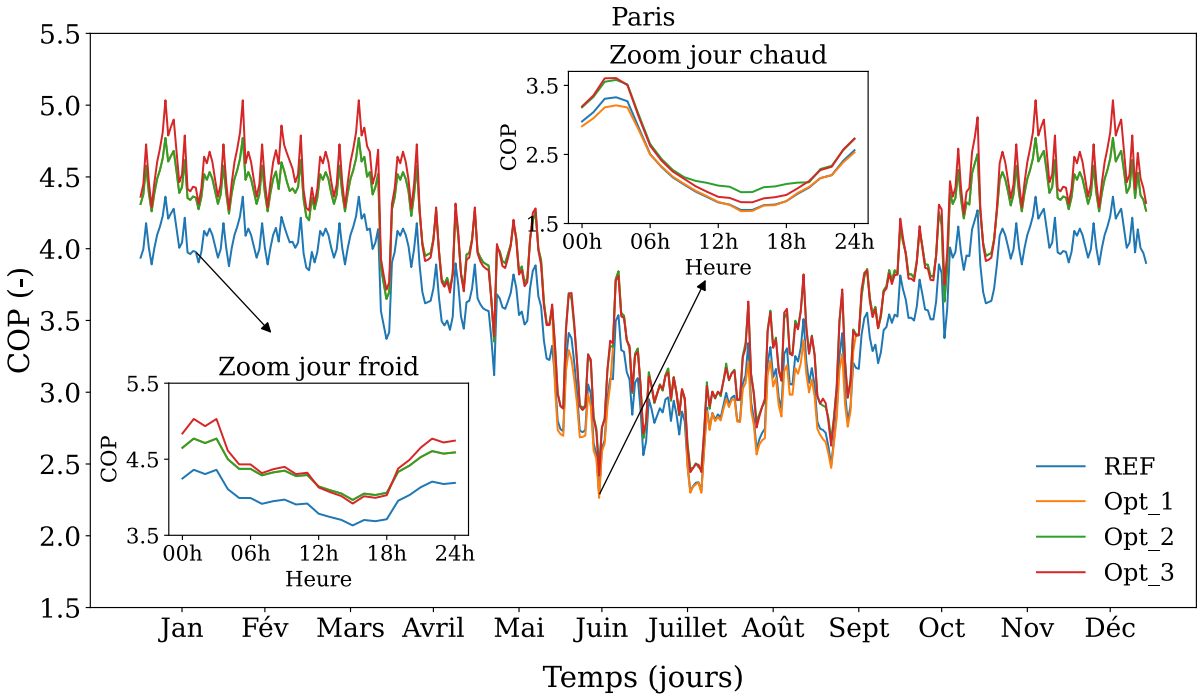


Figure 3.45. Coefficient de performance annuel pour la ville de Paris pour le système de référence et trois configurations différentes : avec économiseur (Opt_1), avec économiseur et compresseur parallèle (Opt_2), et avec sous-refroidisseur et économiseur (Opt_3).

La Figure 3.34 illustre le COP de la ville de Paris pour une semaine en été pour le système de référence (bleu) et trois configurations différentes : avec économiseur (orange), avec économiseur et compresseur parallèle (vert), et avec sous-refroidisseur et économiseur (rouge). Les jours indiqués sur l'axe des abscisses se trouvent à la moitié de la journée (12 h).

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

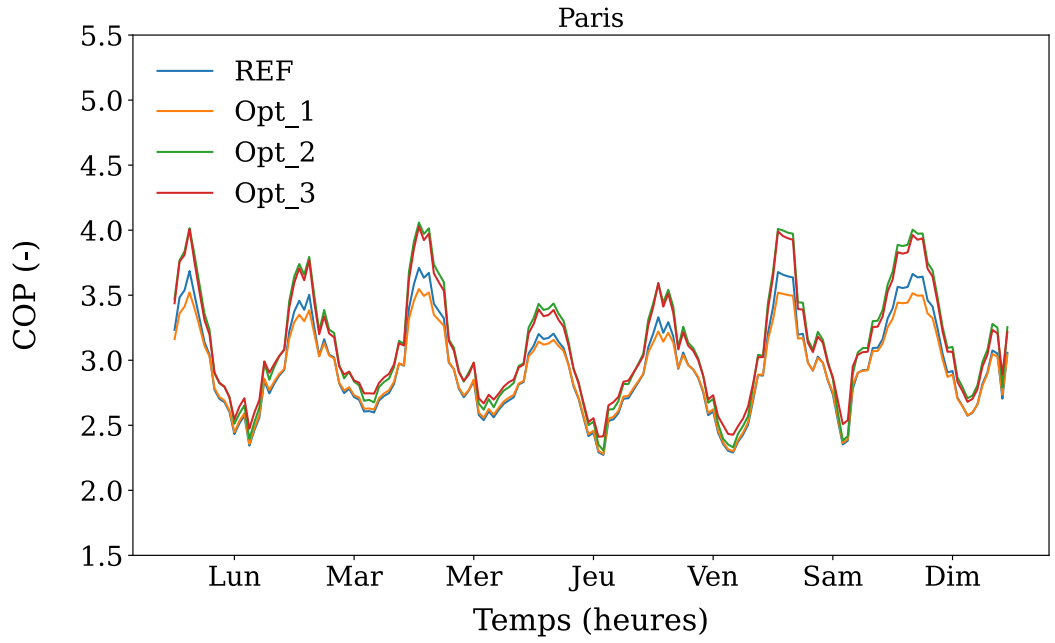


Figure 3.46. Performances calculées d'une installation frigorifique au CO_2 transcritique, pour la ville de Paris pour une semaine en été pour le système de référence et trois configurations différentes : avec économiseur (Opt_1), avec économiseur et compresseur parallèle (Opt_2), et avec sous-refroidisseur et économiseur (Opt_3).

Les graphiques de la puissance électrique par an et par semaine se trouvent en annexe C.

La consommation annuelle d'électricité pour ce type de caractéristiques avec le système de référence est de 243 755 kWh. En mettant en œuvre les améliorations proposées, il est possible de réduire cette consommation de 11 311 kWh en ajoutant un seul économiseur, de 16 710 kWh en ajoutant un économiseur et un compresseur parallèle et de 17 252 kWh en utilisant la configuration avec sous-refroidisseur et économiseur. De plus, cela permet d'obtenir une amélioration annuelle du COP de 4,9 % pour la première option, de 7,4 % pour la deuxième option et de 7,6 % pour la troisième option mentionnée.

3.6.8 Résumé des 4 villes

Pour résumer, les configurations les plus adaptées pour chaque ville, en tenant compte uniquement de la température extérieure comme paramètre de sélection (voir recommandation Tableau 3-2), sont présentées dans le Tableau 3-5. Le Tableau 3-6 montre l'amélioration du COP pour chaque ville et chaque proposition.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Tableau 3-5. Sélection de configurations en fonction des zones climatiques

Ville	COP_REF	Proposition # 1	COP annuel # 1	Proposition #2	COP annuel #2	Proposition #3	COP annuel #3
Nancy	3,23	EC avec FGV 2K et 8 K	3,36	EC avec CP// 2K	3,46	SR_EC 2K	3,47
Brest	3,38	EC avec FGV 2K et 8 K	3,63	-	-	SR_EC 2K	3,65
Marseille	2,78	SR avec FGV 2K et 8 K	2,73	SR avec CP// 8K	2,79	SR_EC 2K	2,98
Paris	3,26	EC avec FGV 2K et 8 K	3,42	EC avec CP// 2K	3,5	SR_EC 2K	3,51

Tableau 3-6. Amélioration du COP annuel en percentage par ville et par proposition

Ville	Proposition # 1 (%)	Proposition #2 (%)	Proposition #3 (%)
Nancy	4,1	7,3	7,6
Brest	7,5	-	7,9
Marseille	-1,9	0,28	7
Paris	4,8	7,3	7,6

Pour les villes de Nancy et Paris, qui présentent le même profil de températures, il y a peu de différence entre d'une part, ajouter un sous-refroidisseur au système avec économiseur, et d'autre part, ajouter un compresseur parallèle au même système.

Pour la ville de Brest, il ne se justifie pas d'ajouter un sous-refroidisseur et un économiseur au système de référence car on obtient la même amélioration annuelle de COP avec un seul échangeur de chaleur interne (un économiseur).

La meilleure option pour la ville de Marseille est d'utiliser les deux échangeurs de chaleur, un sous-refroidisseur et un économiseur au même temps. Cela permet d'utiliser les conditions noyées pendant toute l'année.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

3.7 Conclusions du chapitre

L'objectif de ce chapitre a été de présenter de manière détaillée les résultats, les analyses, et les recommandations issus de l'expérimentation réalisée avec le banc d'essai, en mettant en évidence les aspects clés et les différences observées entre les différentes configurations.

Ce chapitre met en évidence la différence entre l'utilisation d'une vanne flash gaz et d'un compresseur parallèle pour traiter la vapeur sortant de la bouteille séparatrice avec différents arrangements des échangeurs de chaleur internes et d'un éjecteur monophasique.

Les conditions noyées présentent une amélioration plus significative (d'environ 3,5 %) que les conditions avec surchauffe sèche, quelle que soit la configuration utilisée. L'ajout d'un sous-refroidisseur est privilégié aux températures extérieures élevées (supérieures à 25 °C), tandis que l'ajout d'un économiseur est privilégié aux températures extérieures plus faibles (inférieures à 27 °C). Ceci afin d'utiliser les conditions noyées.

Un compresseur parallèle améliore considérablement les performances de l'installation, cependant, il fonctionne uniquement à des températures très élevées (supérieures à 27 °C), en régime transcritique.

Étant donné le coût d'un compresseur parallèle, son installation n'est pas recommandée dans les régions froides. Cependant, en régimes de transition et transcritique, il est plus avantageux sur le plan énergétique d'utiliser un compresseur parallèle avec un échangeur de chaleur interne (amélioration d'environ de 7 % en régime de transition et de 18 % en régime transcritique) plutôt qu'une vanne flash gaz avec un échangeur de chaleur interne (une amélioration d'environ 4 % en régime de transition et de 10 % en régime transcritique).

Un éjecteur liquide est un composant difficile à contrôler et il ne présente pas d'amélioration significative des performances par rapport à l'ajout d'un échangeur de chaleur interne.

Une étude sur la performance annuelle du système de réfrigération a été menée pour quatre villes en France (Nancy, Marseille, Paris et Brest) pour la configuration de référence et la configuration la plus pertinente pour chaque ville parmi les configurations testées sur le banc d'essais. Cette étude de performance a été réalisée avec des données météorologiques réelles et une courbe de charge du besoin frigorifique type d'un supermarché en France.

Pour les faibles températures ayant un profil représentatif de la ville de Brest, la configuration optimale est celle avec un économiseur en conditions noyées. Pour des profils de températures extérieures avec une grande variation de température sur l'année, profils types de Nancy et Paris, la configuration la plus pertinente est celle avec deux échangeurs de chaleur en utilisant des conditions noyées. Finalement pour des températures extérieures plus élevées, comme la ville de Marseille, la configuration optimale est également celle avec deux échangeurs de chaleur supplémentaires. La configuration optimale pour chaque ville permet d'avoir une amélioration moyenne du COP annuel de 7,5 % en comparaison au système de référence.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Chapitre 4 : Modélisation

Chapitre 4 : Modélisation 138
4.1 Introduction 138
4.2 Développement des modèles 139
4.2.1 Compresseurs 139
4.2.2 Vanne de détente 141
4.2.3 Échangeurs de chaleur 142
4.2.4 Sous-refroidisseur 144
4.2.5 Éjecteur liquide 144
4.2.6 Systèmes de contrôle 146
4.2.7 Assemblage du système de référence 146
4.3 Validation des modèles numériques 146
4.3.1 Régime stationnaire 147
4.3.2 Régime dynamique 148
4.4 Analyse exergétique 153
4.5 Étude des surfaces des échangeurs de chaleur 156
4.5.1 Influence de la surface du refroidisseur de gaz 157
4.5.2 Influence de la surface de l'évaporateur 159
4.6 Étude technico-économique 160
4.6.1 Coût annualisé de l'investissement 161
4.6.2 Coût annuel d'exploitation 162
4.6.3 COP 162
4.6.4 Résultats de l'étude technico-économique 162
4.7 Conclusions du chapitre 165

4.1 Introduction

L'objectif principal de la modélisation est d'évaluer les performances de différentes configurations de systèmes de réfrigération en utilisant des modèles numériques. Une fois le modèle développé et validé, cette approche offre l'avantage de fournir rapidement des résultats fiables dans différentes conditions opérationnelles, permettant ainsi d'analyser le comportement des systèmes de réfrigération de manière efficace sans avoir recours à des essais longs et coûteux.

L'utilisation de modèles numériques permet également de proposer des nouvelles configurations et de les évaluer rapidement sans avoir les contraintes de temps et de coût d'un prototype.

Ce quatrième chapitre de thèse est dédié à la modélisation sous Dymola de l'installation frigorifique au CO_2 présentée dans le chapitre 2. Une description détaillée du modèle utilisé

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

pour chaque composant est présentée, suivie de l'assemblage de ces modèles pour réaliser la simulation complète des différentes configurations vues précédemment.

Une fois les différentes configurations du banc d'essais modélisées, des simulations sont réalisées, qui permettent de calculer les différents points de fonctionnement de l'installation (pressions, températures et enthalpies) et les différentes grandeurs (puissance transférée par chaque échangeur de chaleur, puissance fournie aux compresseurs, COP, etc.) en fonction des conditions d'entrée (températures du MEG et de l'eau au refroidisseur de gaz, surchauffe et consigne de moyenne pression). Une validation du modèle est effectuée en comparant les résultats des simulations aux données expérimentales obtenues dans le chapitre 3. Cette étape permet de vérifier la fiabilité des modèles et la précision des simulations par rapport aux mesures réelles.

Une étude technico-économique est ensuite réalisée afin d'évaluer l'influence des surfaces du refroidisseur de gaz et de l'évaporateur sur le COP annuel, sur le coût d'investissement et sur le coût annuel d'exploitation de l'installation. Cette étude montre le meilleur compromis entre minimiser le coût et maximiser le COP.

4.2 Développement des modèles

Les modèles sont développés sous Dymola 2021x à l'aide de TIL, une bibliothèque de composants thermiques développée par TLK-GmbH [115]. TIL permet la modularité des composants et les équations peuvent être utilisées pour des simulations stationnaires ou transitoires.

Pour le développement des différents modèles, cette thèse considère les hypothèses suivantes :

- Les pertes de chaleur dans l'environnement à travers les tuyaux et les composants sont négligées
- Les pertes de charge dans les échangeurs de chaleur et les tuyaux sont négligées
- L'impact de l'huile dans le circuit est négligé
- Les bouteilles séparatrices (bouteille anti-coup de liquide et bouteille intermédiaire séparatrice de liquide vapeur) sont considérées comme parfaites. Ainsi la modélisation considère une sortie en liquide saturé pur (x=0) et une sortie en vapeur saturée pure (x=1).

4.2.1 Compresseurs

Les trois compresseurs installés sur le banc d'essai sont des compresseurs semi-hermétiques à quatre pistons de Dorin. Deux d'entre eux sont équipés d'un variateur de fréquence de 60 % à 120 % de la fréquence nominale de 50 Hz, soit de 30 à 60 Hz.

La bibliothèque TIL propose un modèle de compresseur basé sur trois rendements fixes : le rendement volumétrique, le rendement isentropique et le rendement global. Tous trois

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

sont utilisés pour calculer le débit massique ($\dot{m}$), l'enthalpie de refoulement (h_{ref}) et la puissance électrique consommée (P_{elec}), comme le montrent les équations (4.1), (4.2) et (4.3) respectivement.

$$\dot{m} = \eta_{vol} V_{bal} N \rho_{\text{asp }(in)} \tag{4.1}$$

$$h_{ref} = \frac{h_{isen_{ref}} + h_{asp\,(in)}\,(\eta_{isen} - 1)}{\eta_{isen}} \tag{4.2}$$

$$P_{elec} = \frac{\dot{m}\left(h_{isen_{ref}} - h_{\text{asp }(in)}\right)}{\eta_{gl}} \tag{4.3}$$

η_{vol} représente le rendement volumétrique, V_{bal} le volume balayé du compresseur, N la fréquence du moteur, $\rho_{\text{asp }(in)}$ la masse volumique à l'aspiration du compresseur, $h_{isen_{ref}}$ l'enthalpie du fluide à la pression de sortie du compresseur à la même entropie qu'en entrée du compresseur, $h_{asp\,(in)}$ l'enthalpie à l'aspiration, η_{isen} le rendement isentropique et η_{gl} représente le rendement global.

Afin d'améliorer le modèle du compresseur, le calcul du débit massique et de la puissance électrique à rendement fixe de la bibliothèque TIL ont été remplacés par un polynôme à 10 coefficients donné par le logiciel Dorin [116]. Le Tableau 4-1 montre les coefficients des compresseurs principaux de référence CD4 90-7,3H, tandis que le Tableau 4-2 montre les coefficients du compresseur parallèle de référence CD 380H. Les rendements volumétrique et global ne sont plus constants, ce qui se rapproche du comportement réel des compresseurs. Ce polynôme est basé sur la température d'évaporation (T_{evap}) et la pression dans le refroidisseur de gaz (HP), comme le montre l'équation (4.4).

$$\begin{aligned}\dot{m}\ ou\ P_{elec} = (&C1 + C2 \cdot T_{evap} + C3 \cdot HP + C4 \cdot T_{evap}^2 + C5 \cdot HP \cdot T_{evap} + C6 \\ &\cdot HP^2 + C7 \cdot T_{evap}^3 + C8 \cdot HP \cdot T_{evap}^2 + C9 \cdot T_{evap} \cdot HP^2 + C10 \\ &\cdot HP^3) \cdot\ facteur\ de\ correction\end{aligned} \tag{4.4}$$

Un facteur de correction (équation (4.5)) obtenu avec la fiche technique des compresseurs de Dorin, a été ajouté pour prendre en compte la fréquence du moteur (N).

$$facteur\ de\ correction = 0{,}0194 \times N + 0{,}02 \tag{4.5}$$

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Tableau 4-1. Coefficients des compresseurs Dorin [116], modèle CD4 90-7,3H

Coefficients	$\dot{m}\ [kg/s]$	$P_{elec}[W]$
C1	0,18748422	- 8558,30792
C2	0,00519652	- 321,083191
C3	- 0,00069203	347,549046
C4	4,9102 x 10^{-5}	- 3,6703399
C5	- 4,0404 x 10^{-6}	4,65139342
C6	1,9442 x 10-06	- 2,30530131
C7	0	- 0,01147088
C8	0	0,01256873
C9	0	- 0,01214222
C10	0	0,00646208

Tableau 4-2. Coefficients du compresseur parallèle Dorin [116], modèle CD 380H

Coefficients	$\dot{m}\ [kg/s]$	$P_{elec}[W]$
C1	0,084356029	-3929,0786
C2	0,002385953	-156,06729
C3	-0,00039481	162,77111
C4	2,26064 x 10^{-5}	-1,9856607
C5	-3,1736 x 10^{-6}	2,3980341
C6	1,03439 x 10^{-6}	-1,1032511
C7	0	-0,008225962
C8	0	0,009256556
C9	0	-0,006301817
C10	0	0,002907113

Afin de simplifier le modèle numérique, le rendement isentropique a été délibérément fixé à 0,67, valeur moyenne obtenue à partir de tests expérimentaux obtenus dans le chapitre 3.

De plus une fonction d'arrêt et démarrage a été ajoutée.

4.2.2 Vanne de détente

Les vannes de détente permettent de contrôler le débit massique du fluide qui les traverse en ajustant leur section de passage. Le modèle proposé par TIL utilise le principe de la conservation de l'énergie (équation (4.6)) et la formule de Bernoulli pour un fluide incompressible comme le montre l'équation (4.7). La section de passage est régulée avec un contrôleur proportionnel intégral (PI).

$$h_{in} = h_{out} \tag{4.6}$$

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

$$\dot{m} = A_{eff}\sqrt{2\,\rho_{in}(P_{in} - P_{out})} \tag{4.7}$$

A_{eff} représente la section de passage efficace régulée par un contrôleur PI, ρ_{in} la masse volumique du fluide à l'entrée de la vanne, P_{in} et P_{out} sont respectivement les pressions d'entrée et de sortie.

4.2.3 Échangeurs de chaleur

Les propriétés thermodynamiques du CO_2 varient rapidement avec la température près du point critique. Il est donc recommandé, pour modéliser les échangeurs de chaleur utilisant le CO_2, de privilégier un modèle discrétisé à un modèle global de transfert de chaleur comme la méthode DTLM, qui suppose une capacité thermique constante [112]. Le choix a été fait d'utiliser un modèle par volumes finis.

La bibliothèque TIL propose des modèles d'échangeurs de chaleur à plaques. Elle utilise un modèle discrétisé en n cellules suivant l'approche des volumes finis. Les équations de bilan de masse, de quantité de mouvement et d'énergie sont prises en compte dans chaque cellule.

L'équation (4.8) est utilisée pour le bilan de masse. $\dot{m}_A$ représente le débit massique à l'entrée de la cellule, $\dot{m}_B$ le débit massique à la sortie de la cellule, V le volume de la cellule et $d\rho$ la variation du volume massique du fluide dans le temps.

$$\frac{d\rho}{dt}V = \dot{m}_A + \dot{m}_B \tag{4.8}$$

Le bilan d'énergie, quant à lui, utilise des corrélations pour calculer les coefficients de transfert de chaleur (expliqué ci-dessous) et des données concernant la géométrie de l'échangeur de chaleur. Les paramètres géométriques utilisés dans la simulation pour l'évaporateur, le refroidisseur de gaz et l'économiseur se trouvent dans le Tableau 4-3. Certaines informations proviennent de la documentation technique du fournisseur et d'autres ont été calculées en utilisant les équations (4.9), (4.10) et (4.11), où les variables A, $\emptyset$, X, W, L, N_p, b et p représentent respectivement la surface de transfert de chaleur, le facteur d'expansion, le nombre d'ondes, la largeur, la longueur, le nombre de plaques, deux fois l'amplitude du motif, et la longueur d'onde du motif. Le facteur d'expansion se définit comme le rapport entre la surface de la plaque ondulée et sa projection plane [117].

$$A = \emptyset WL\,(N_p - 2) \tag{4.9}$$

$$\emptyset = \frac{1 + \sqrt{1 + X^2} + 4\sqrt{1 + \frac{X^2}{2}}}{6} \tag{4.10}$$

$$X = \frac{\pi b}{p} \tag{4.11}$$

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Tableau 4-3. Paramètres des échangeurs de chaleur à plaques : refroidisseur de gaz, évaporateur et économiseur

	Refroidisseur de gaz	Évaporateur	Économiseur
Volume par canal (m^3)	0,095	0,18	0,05
Nombre de plaques	90	60	20
Largeur (m)	0,05	0,092	0,05
Longueur (m)	0,466	0,519	0,25
Hauteur (m)	$5{,}0 \times 10^{-4}$	$5{,}0 \times 10^{-4}$	$5{,}0 \times 10^{-4}$
Amplitude du motif (m)	$2{,}04 \times 10^{-3}$	$1{,}88 \times 10^{-3}$	$2{,}0 \times 10^{-3}$
Facteur d'expansion	2,19	2,35	2,00
Longueur d'onde du motif (m)	$4{,}44 \times 10^{-3}$	$3{,}76 \times 10^{-3}$	$4{,}92 \times 10^{-3}$
Superficie (m^2)	4,49	6,5	0,45

Les coefficients de transfert de chaleur convectif (h_{conv}) dépendent du nombre de Nusselt comme le montre l'équation (4.12). L_c est la longueur caractéristique et λ la conductivité thermique.

$$Nu = \frac{h_{conv} L_c}{\lambda} \tag{4.12}$$

Il existe différentes corrélations pour calculer le nombre de Nusselt dans la littérature en fonction de plusieurs paramètres, tels que la géométrie de l'échangeur de chaleur et le fluide utilisé.

Les corrélations développées par Longo *et al.* [118], [119] sont des corrélations bien adaptées pour les échangeurs de chaleur à plaques. Ces auteurs ont également testé ces corrélations en utilisant le CO_2 comme fluide frigorigène dans le cas de la condensation. Elles sont pertinentes pour des fluides avec des nombres de Reynolds entre 724 à 24 317 et des géométries d'échangeurs de chaleur à plaques brasées avec une largeur comprise entre 0,072 m et 0,486 m et une longueur entre 0,278 m et 0,872 m. Les nombres de Reynolds obtenus expérimentalement dans le banc d'essais de la thèse pour le refroidisseur de gaz et l'évaporateur sont d'environ 2 600 et 2 900, respectivement.

Bien que la longueur de l'économiseur ne se trouve pas dans la plage établie dans la littérature, on a décidé d'utiliser ces corrélations qui ont montré une bonne approximation entre les résultats de simulation et ceux du banc d'essais.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Les corrélations de transfert de chaleur de Longo utilisées pour les échanges thermiques en monophasique sont exposées dans l'équation (4.13) pour la vapeur surchauffée et dans l'équation (4.14) pour le liquide.

$$Nu = 0{,}277\, Re^{0{,}766} Pr^{1/3} \tag{4.13}$$

$$Nu = 0{,}2267\, Re^{0{,}631} Pr^{1/3} \tag{4.14}$$

Pour les échanges thermiques en régime diphasique lors de l'évaporation, le coefficient de transfert de chaleur est déterminé en fonction du nombre d'ébullition (Bo) et du paramètre de Lockhart Martinelli (χ). Lorsque le produit de Bo et χ dépasse la valeur de 0,00015, le coefficient de transfert de chaleur correspond à celui calculé pour la convection nucléée définie dans les travaux de Longo [118]. En revanche, s'il est inférieur à cette valeur (0,00015), le coefficient de transfert de chaleur sera basé sur le comportement convectif [118]. Le coefficient de transfert de chaleur lors de la condensation est calculé à partir des équations de convection forcée et naturelle décrites dans l'article de Longo [119].

4.2.4 Sous-refroidisseur

Le sous-refroidisseur du banc d'essais est un échangeur à tubes et calandre. Le modèle d'échangeur de chaleur à tubes et calandre de la bibliothèque TIL utilise également l'approche des volumes finis. Le coefficient de transfert de chaleur en monophasique est calculé à l'aide de la corrélation de Gnielinski, qui est adaptée pour les nombres de Reynolds situés entre 2 300 et 10 000. En diphasique, la corrélation de Steiner est utilisée, elle est adaptée pour un diamètre intérieur des tubes entre 6 mm et 25 mm. La surface de transfert de chaleur de l'échangeur de chaleur interne dans l'installation d'essais est de 0,2309 m^2 et est composée de 10 tubes, avec des diamètres intérieurs et extérieurs respectifs de 8 mm et 10 mm.

4.2.5 Éjecteur liquide

La bibliothèque TIL propose un modèle de l'éjecteur basé sur la section de passage au col et l'efficacité globale de l'éjecteur.

Les données relatives à la section de passage au col ainsi que l'efficacité globale de chaque éjecteur ont été extraites de l'article de Banasiak *et al.* [94]. Dans cet article, un modèle semblable à celui du multi-éjecteur de Danfoss, installé dans la machine, a été caractérisé et ses paramètres géométriques ont été présentés.

La section de passage au col a donc été fixée à 7,85 x 10^{-7} et 2,346 x 10^{-6} pour le premier et deuxième éjecteurs respectivement.

Il est important de rappeler que l'efficacité de l'éjecteur varie en fonction des conditions de fonctionnement. Toutefois, dans le cadre du modèle numérique, cette valeur a été délibérément fixée à 0,15 en raison du manque d'informations disponibles.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Le débit massique du fluide primaire (fluide sortant du refroidisseur de gaz) est calculé avec l'équation (4.15). ρ_{col} représente la densité au col, c'est à dire la densité isentropique à l'entrée primaire de l'éjecteur et à la pression au col, A_{col} la section de passage mentionnée précédemment, v_{col} la vitesse du fluide au col.

$$\dot{m}_m = \rho_{col}\, v_{col}\, A_{col} \tag{4.15}$$

La vitesse du fluide au col est calculée avec le premier principe de la thermodynamique (4.16) en négligeant l'énergie cinétique du fluide primaire à l'entrée de l'éjecteur et en supposant le système adiabatique, on obtient l'équation (4.17), avec h_m l'enthalpie du fluide primaire et h_{col} l'enthalpie au col.

$$\dot{m}_m\left(h_m + \frac{v^2}{2}\right) + \dot{m}_{col}\left(h_{col} + \frac{v_{col}^2}{2}\right) = \dot{Q} \tag{4.16}$$

$$v_{col} = \sqrt{2(h_m - h_{col})} \tag{4.17}$$

Le débit massique du fluide aspiré (fluide secondaire ($\dot{m}_s$)) est calculé avec l'équation globale de l'éjecteur (4.18). $\dot{m}_m$ et h_m représentent le débit massique et l'enthalpie du fluide primaire, $\dot{m}_s$ et h_s le débit massique et l'enthalpie du fluide secondaire, h_{m_is} l'enthalpie à la pression de sortie de l'éjecteur et pour l'entropie du fluide primaire à l'entrée de l'éjecteur. h_{s_is} représente l'enthalpie à la pression de sortie de l'éjecteur et pour l'entropie à l'entrée du fluide secondaire.

$$\dot{m}_s = \dot{m}_m\, \eta_{eje}\, \frac{(h_m - h_{m_is})}{(h_{s_is} - h_s)} \tag{4.18}$$

Le bilan de masse permet de calculer le débit à la sortie de l'éjecteur :

$$\dot{m}_m + \dot{m}_s = \dot{m}_{dis} \tag{4.19}$$

Le bilan d'énergie (4.20) permet de calculer l'enthalpie à la sortie de l'éjecteur (h_{dis}). $\dot{m}_{dis}$ est le débit massique à la sortie de l'éjecteur.

$$\dot{m}_m h_m + \dot{m}_s h_s = \dot{m}_{dis} h_{dis} \tag{4.20}$$

La pression de sortie de l'éjecteur liquide est la pression dans le séparateur de liquide (BRL). Cette pression est régulée par l'ouverture et la fermeture de la vanne flash gaz en fonction du point de consigne donné pour la valeur de la moyenne pression.

Comme mentionné précédemment dans la section 2.2.3.2.4 du chapitre 2, l'éjecteur installé sur le banc d'essai est un multi éjecteur composé de deux éjecteurs de tailles différentes. Afin de simuler le comportement de ces deux éjecteurs, le modèle proposé par TIL a été légèrement modifié dans le cadre de cette thèse. Une option d'arrêt démarrage a été ajoutée au modèle, ainsi qu'un bloc de contrôle pour gérer les deux éjecteurs de la même manière que sur le banc d'essai (chapitre 2, section 2.4.3).

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

4.2.6 Systèmes de contrôle

Cinq contrôleurs à loi de commande proportionnelle-intégrale (PI) sont mis en œuvre dans la simulation pour réguler une haute pression optimale, la pression du réservoir, la surchauffe de l'évaporateur et la température du fluide secondaire à la sortie de l'évaporateur.

Le contrôle est effectué en ajustant la section de passage de trois vannes de détente et les fréquences de deux compresseurs.

4.2.7 Assemblage du système de référence

Une fois toutes les équations mises en place dans chaque composant, il est possible de faire l'assemblage des composants pour simuler l'ensemble d'un système frigorifique. À titre d'exemple le modèle du système de référence est présenté dans la Figure 4.1.

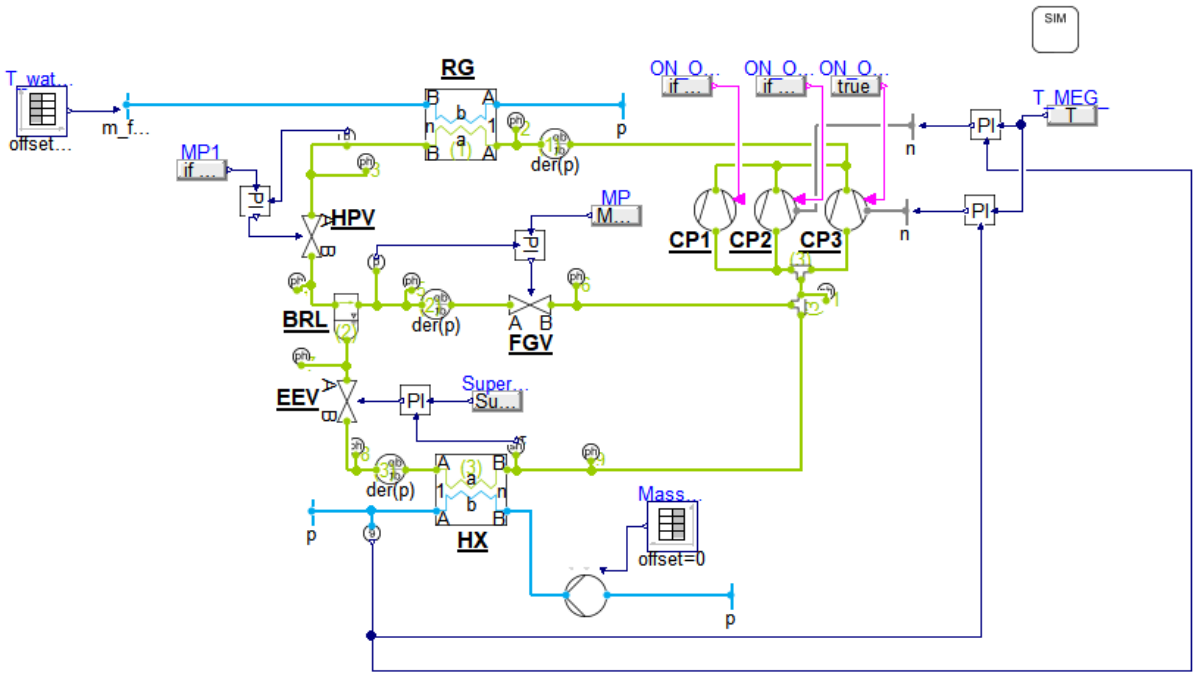


Figure 4.1. Modèle du système de référence sous Dymola en utilisant la bibliothèque TIL

4.3 Validation des modèles numériques

Afin de valider le modèle de chaque configuration, une comparaison a été effectuée entre les résultats issus des simulations et ceux obtenus par l'expérimentation, lesquels ont été présentés dans le chapitre 3. Les simulations ont pour résultats des paramètres tels que l'enthalpie, la pression, la température et les débits massiques aux points d'entrée et de sortie de chaque composant. De plus, la puissance électrique instantanée et le COP sont également des variables calculées par le modèle.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

La validation des résultats est faite en régimes stationnaire et dynamique. Le régime dynamique permet d'observer le comportement des variables au fil du temps. Cela permet également d'observer comment le système réagit aux changements de consignes.

4.3.1 Régime stationnaire

À titre d'exemple, la Figure 4.2 présente les résultats expérimentaux et de simulations pour comparaison en régime stationnaire. Ces résultats sont placés sur un diagramme de Mollier pour le système de référence et pour trois températures d'entrée d'eau : 15 °C (subcritique), 25 °C (transition) et 35 °C (transcritique). La validation des modèles numériques des autres configurations est présentée dans l'annexe D. Les lignes en pointillé représentent les résultats de la simulation et les lignes pleines sont celles des expériences. Pour l'ensemble des points du cycle, la différence entre la pression simulée et la pression expérimentale est inférieure à 1,1 %.

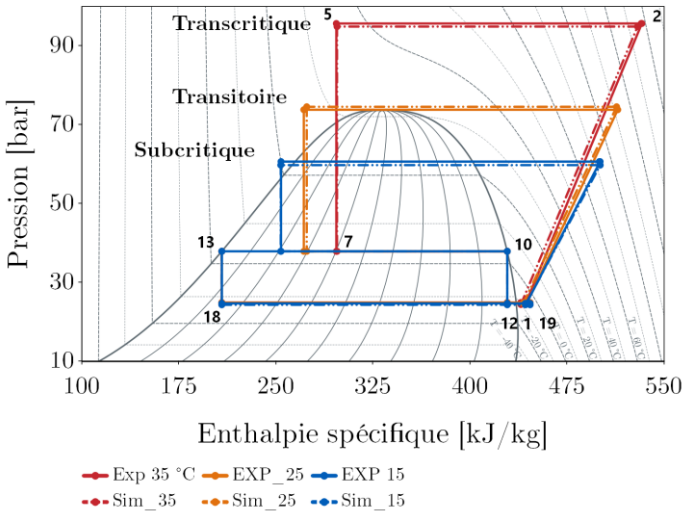


Figure 4.2. Comparaison des résultats expérimentaux et de simulation du système de référence dans un diagramme de Mollier à trois températures d'entrée d'eau du refroidisseur de gaz : 20 °C, 30 °C et 35 °C.

La Figure 4.3 présente, pour le système de référence, la différence entre les coefficients de performance obtenus par simulation et par expérimentation à différentes températures d'entrée d'eau. La ligne en pointillé représente l'absence de différence entre les résultats. Les lignes grises pleines représentent une différence entre la simulation et les résultats expérimentaux de ± 3,5 % et les lignes en gris foncé représentent une différence de ± 7 %.

L'écart maximal entre le COP expérimental et le COP simulé pour le système de référence est de 5 % dans la plage de températures d'entrée d'eau du refroidisseur de gaz étudiée. Les barres horizontales sur la Figure 4.3 illustrent les incertitudes issues des données

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

expérimentales. Pour des raisons de lisibilité, seules trois barres sont affichées, mais celles-ci reflètent de manière représentative les incertitudes de l'ensemble des résultats expérimentaux présentés.

En outre, le pourcentage moyen d'erreur, en anglais « mean percentage error » (MPE) (équation (4.21)) et le pourcentage moyen d'erreur absolue, « mean absolute percentage error » (MAPE) (équation (4.22)) ont été calculés. N_T est le nombre de points mesurés. Ces valeurs s'établissent respectivement à -2,6 % et 2,78 % pour le système de référence, ce qui indique une bonne précision compte tenu des incertitudes associées aux capteurs.

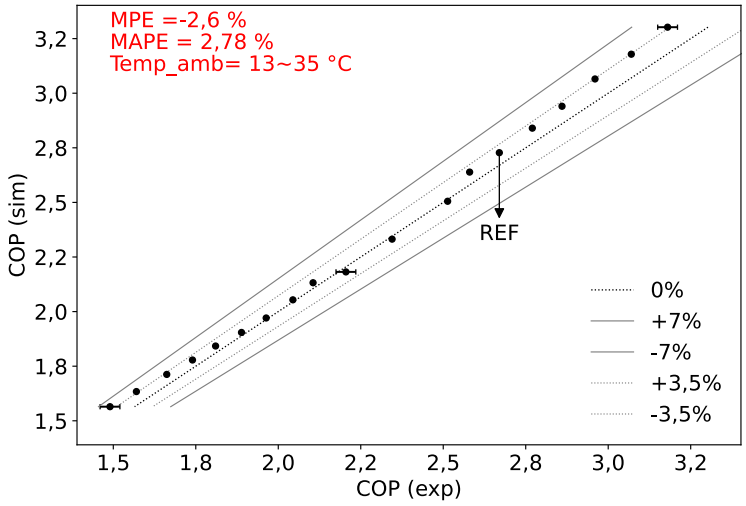


Figure 4.3. Coefficient de performance expérimental et simulé pour différentes températures d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz, comprises entre 13 °C et 35 °C.

$$MPE\ \% = \frac{100\ \%}{N_T} \sum_{i=1}^{N_T} \frac{COP_{exp,i} - COP_{sim,i}}{COP_{exp,i}} \tag{4.21}$$

$$MAPE\ \% = \frac{100\ \%}{N_T} \sum_{i=1}^{N_T} \left| \frac{COP_{exp,i} - COP_{sim,i}}{COP_{exp,i}} \right| \tag{4.22}$$

4.3.2 Régime dynamique

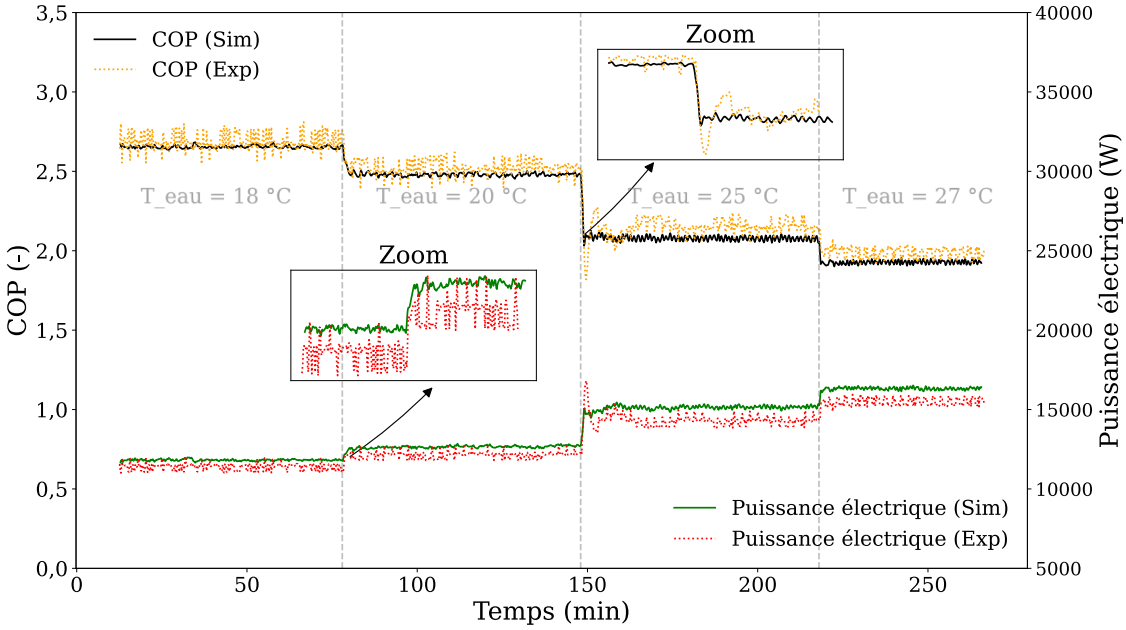
Les modèles numériques développés peuvent également être utilisés en régime dynamique. Dans le banc d'essais, le fluide utilisé dans le refroidisseur de gaz est l'eau. Il est donc possible d'imposer un profil de températures à cette eau, profil dont on contrôle les étapes (durée et température). Afin d'évaluer le modèle en régime dynamique, quatre températures d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz ont été délibérément sélectionnées et le comportement

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

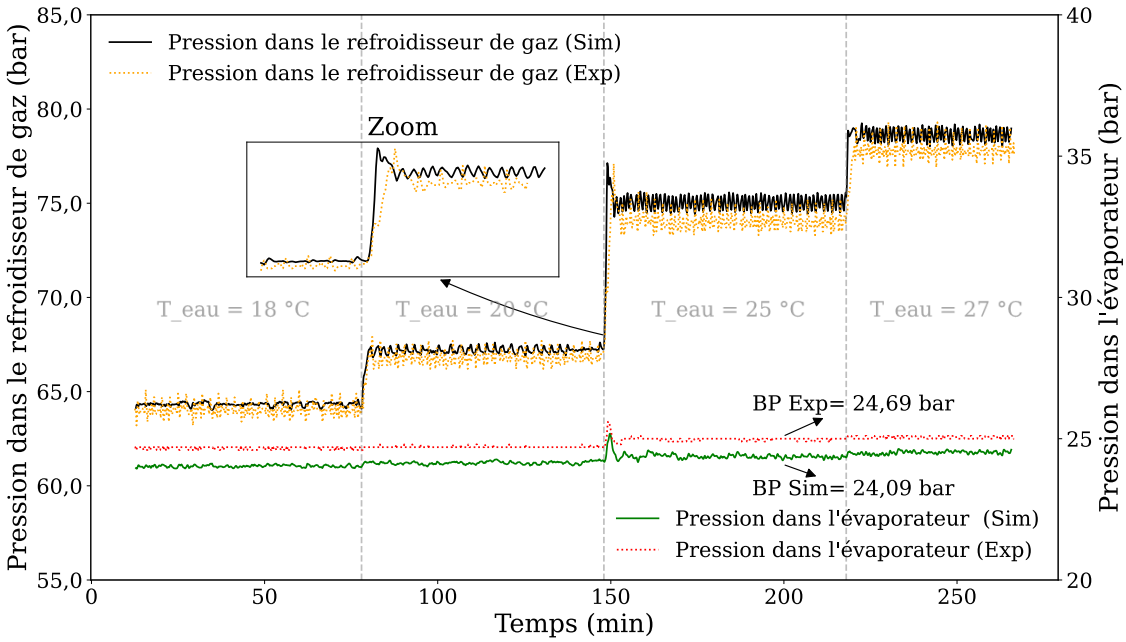
du modèle au changement de consigne a été observé. La Figure 4.4 illustre les résultats obtenus pour (a) le coefficient de performance (ligne noire pour le résultat issu de la simulation et ligne en pointillé jaune pour le résultat expérimental) et la puissance électrique consommée par les compresseurs (ligne verte pour le résultat issu de la simulation et ligne en pointillé rouge pour le résultat expérimental) et (b) la pression dans le refroidisseur de gaz (ligne noire pour le résultat issu de la simulation et ligne en pointillé jaune pour le résultat expérimental) et dans l'évaporateur (ligne verte pour le résultat issu de la simulation et ligne en pointillé rouge pour le résultat expérimental).

Le modèle numérique reproduit correctement le comportement de la machine, y compris lors des changements de consigne. Ceci renforce l'idée que le modèle est une bonne représentation des résultats observés dans la machine réelle.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés



(a) Coefficient de performance et puissance électrique



(b) Pression dans le refroidisseur de gaz et dans l'évaporateur

Figure 4.4. Comparaison entre les résultats issus de simulation et les résultats expérimentaux lors de changement de consigne de la température d'eau en entrée du refroidisseur de gaz.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

La configuration avec éjecteur monophasique (Chapitre 2, section 2.2.3.3.4) peut également faire l'objet d'une validation en régime dynamique, comme expliqué ci-dessous.

Comme expliqué précédemment dans le chapitre 1, section 1.5.3.4.2, l'éjecteur liquide fonctionne de manière intermittente selon la quantité de liquide stocké dans la bouteille anti-coup de liquide (ACL). Ce fonctionnement intermittent de l'éjecteur offre la possibilité d'évaluer des variables distinctes de celles présentées précédemment.

Il est important de rappeler que lorsque l'éjecteur est mis en marche, une partie du fluide sortant du refroidisseur de gaz est prélevée, ce qui crée une perturbation sur la haute pression. La vanne chargée de contrôler cette haute pression (HPV) doit rapidement adapter sa section de passage pour maintenir le régime de fonctionnement.

La Figure 4.5 illustre la haute pression et le débit aspiré par l'éjecteur. La ligne bleue et la ligne verte pointillée correspondent respectivement aux hautes pressions expérimentale et issue de la simulation. La ligne rouge représente le débit total expérimental sortant de la bouteille ACL aspiré par les éjecteurs et la ligne noire pointillée le débit résultant de la simulation. L'essai démarre à 33 °C. À 1 300 secondes, la température d'entrée d'eau augmente à 35 °C. La ligne verticale en pointillé marque le changement de consigne.

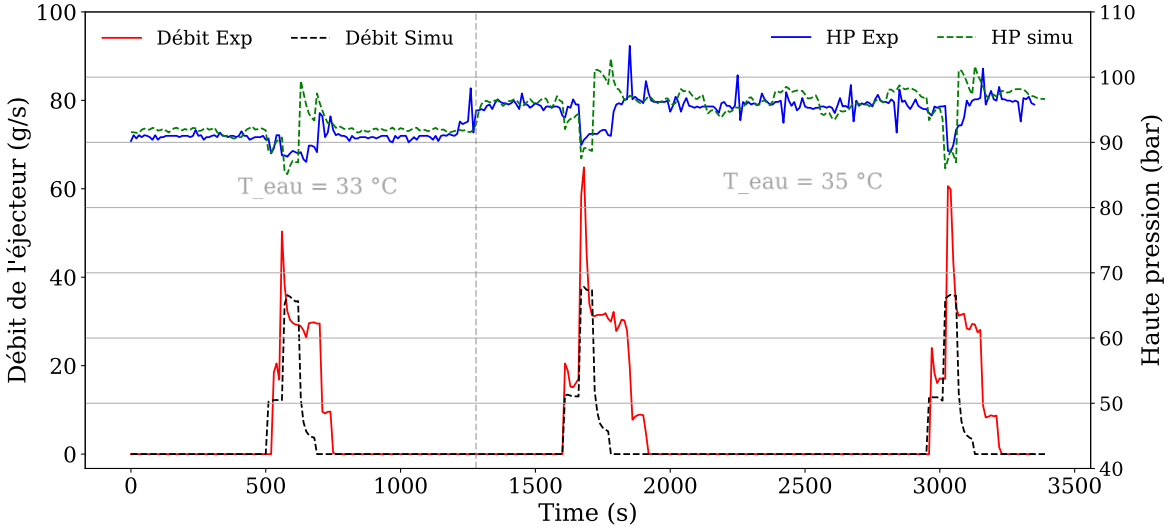


Figure 4.5. Débit aspiré par les éjecteurs et haute pression pour une configuration avec éjecteur en régime dynamique, avec une puissance frigorifique de 30 kW et une surchauffe réduite de 1,8 °C

La haute pression augmente lorsque la température d'entrée d'eau augmente.

On peut clairement observer que le premier éjecteur est activé en premier, suivi du deuxième, et cela se répète également lors de leur arrêt : le deuxième éjecteur s'arrête d'abord, suivi de l'arrêt du premier éjecteur. Ce phénomène est visible autant sur la courbe expérimentale que la courbe simulée.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Il y a trois facteurs intéressants à noter à partir de cette figure :

1. Lorsque le deuxième éjecteur s'allume ou s'arrête, l'impact sur la haute pression est plus prononcé que lorsque le premier éjecteur s'allume ou s'arrête.
2. Le débit issu de la simulation (ligne noire en pointillé) est presque toujours largement sous-estimé par rapport au débit expérimental aspiré (ligne rouge).
3. Les éjecteurs restent plus longtemps en fonctionnement sur le banc d'essais que dans le modèle de simulation.

Ces observations peuvent s'expliquer de la façon suivante :

1. Le deuxième éjecteur a une capacité plus importante que le premier (au maximum, 400 kg/h contre 200 kg/h), il prélève un débit plus important de CO_2 sortant du refroidisseur de gaz, entraînant ainsi une variation plus marquée de la haute pression. De la même façon, lorsqu'il s'arrête la vanne haute pression reçoit d'un coup plus de fluide, elle doit donc s'adapter pour tenir le régime de haute pression.
   On rappelle que l'éjecteur s'allume lorsque le liquide dans la bouteille ACL atteint un certain niveau. Le modèle de simulation utilise la valeur expérimentale du titre en vapeur à la sortie de l'évaporateur comme point de consigne pour le titre en vapeur simulé.

   Dans le chapitre 2, section 2.7, on a observé une bonne correspondance entre le bilan thermique du CO_2 et celui du MEG dans l'évaporateur. Cependant lorsqu'une surchauffe faible est utilisée, la puissance absorbée par le CO_2 semble être supérieure à celle rejetée par le MEG, même si la valeur est comprise dans la plage d'incertitude de mesure. De plus, on observe des gouttes de liquide à la sortie de l'évaporateur grâce au voyant installé en sortie de l'évaporateur. Ceci confirme que le fluide à la sortie de l'évaporateur est à l'état diphasique et non à l'état de vapeur surchauffée malgré la surchauffe de 1,8 °C imposée dans la consigne.

   Pour cette raison et sachant que le bilan énergétique entre le CO_2 et le MEG est assez bon lorsqu'une surchauffe positive est utilisée, ce bilan est utilisé pour trouver le titre en vapeur à la sortie de l'évaporateur comme le montrent les équations (4.23), (4.24) et (4.25). $\dot{Q}_{CO2}$ représente la chaleur absorbée par le CO_2, $\dot{Q}_{MEG}$ la chaleur rejetée par le MEG, h_{19} l'enthalpie à la sortie de l'évaporateur, h_{18} l'enthalpie à l'entrée de l'évaporateur, $\dot{m_{CO2}}$ le débit massique traversant l'évaporateur, h_L et h_v représentent quant à elles les enthalpies à saturations liquide et vapeur.

$$\dot{Q}_{CO2_evap} = \dot{Q}_{MEG_evap} \tag{4.23}$$

$$h_{19} = \frac{\dot{Q}_{MEG_evap}}{\dot{m_{CO2}}_{_evap}} + h_{18} \tag{4.24}$$

$$x_{19} = \frac{h_{19} - h_L}{h_v - h_L} \tag{4.25}$$

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Le débit de liquide arrivant à la bouteille ACL est la somme des débits de liquide provenant de l'évaporateur et de la vanne flash gaz. Étant donné que le débit de liquide provenant de l'évaporateur est inconnu et qu'il est calculé en négligeant les possibles pertes thermiques dans l'échangeur de chaleur, cela peut expliquer la différence entre les débits aspirés.

De plus, l'efficacité de l'éjecteur joue un rôle important dans le débit aspiré, le fait d'avoir considéré cette efficacité comme constante dans la modélisation du système peut aussi impacter le débit aspiré dans la simulation et pourrait expliquer les différences observées entre les débits.

2. Le troisième phénomène peut être expliqué par deux facteurs. Le premier facteur concerne la quantité inconnue de liquide arrivant de la bouteille ACL installée dans le banc d'essais, comme expliqué dans le point précédent. Le deuxième facteur est que, sur le banc d'essai, il n'est pas possible de connaitre le niveau lorsque celui-ci est en dessous du 1er capteur de niveau.

   Afin de déterminer le moment pour arrêter les éjecteurs dans le banc d'essais, on a décidé d'arrêter les éjecteurs en fonction de la masse volumique du débit secondaire aspiré par les éjecteurs, c'est-à-dire le débit sortant de la bouteille ACL. Les éjecteurs peuvent aspirer du liquide ou de la vapeur. La sortie de la bouteille ACL est équipée d'un débitmètre Coriolis qui permet d'estimer la masse volumique du fluide qui le traverse. Un seuil de masse volumique a été fixé afin d'estimer quand le débit aspiré par les éjecteurs bascule de liquide à vapeur. De plus, une hystérésis a été ajoutée afin de ne pas perturber le contrôle d'arrêt/démarrage des éjecteurs. Cette méthode n'est pas très précise mais c'était le seul moyen d'estimer si la bouteille est vidée.

   Contrairement à l'expérimentation, dans la simulation, le niveau dans la bouteille séparatrice ACL est calculé. Le modèle numérique permet de détecter avec précision le moment où la bouteille finit de se vider, ce qui permet d'arrêter immédiatement les éjecteurs.

   Pour résumer, les éjecteurs dans l'expérimentation peuvent continuer à aspirer même s'il n'y a plus de débit liquide à aspirer, alors que dans la simulation, les éjecteurs s'arrêtent dès qu'il n'y a plus de liquide.

   Malgré cet écart, on considère que le modèle parvient à représenter de manière satisfaisante le comportement de la machine réelle.

4.4 Analyse exergétique

Le chapitre 3 a étudié énergétiquement les différentes modifications apportées au système frigorifique de référence visant à améliorer ses performances. Cette étude a été faite en utilisant le premier principe de la thermodynamique qui mesure la quantité d'énergie transférée. La qualité de cette énergie transférée n'a pas été abordée dans le chapitre 3.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

La mesure de la qualité de l'énergie transférée permet d'identifier les composants qui présentent un fort potentiel d'amélioration pour optimiser les échanges thermiques à l'intérieur du système. Le deuxième principe de la thermodynamique permet de mesurer la qualité de cette énergie. Cela peut être mesuré soit à travers l'exergie, soit à travers l'entropie. L'avantage de le faire avec l'exergie est de l'exprimer en unité énergétique comme n'importe quel type d'énergie [120].

Il existe plusieurs façons de définir l'exergie, on a retenu la définition de l'exergie d'après les techniques de l'ingénieur [121] : « L'exergie correspond à la part maximale d'énergie qui peut être transformée en énergie noble. Toute destruction d'exergie correspond ainsi à de la dégradation d'une quantité correspondante d'énergie »

Lallemand [120] décrit le flux d'exergie pour un volume de contrôle et en conditions stationnaires comme présenté dans l'équation (4.23). Les énergies cinétique et potentielle sont négligées [120], [122], [123]. Le premier terme à droite de l'équation indique l'exergie associée à l'échange de chaleur entre le milieu extérieur et le fluide. $T_{s,i}$ est la température de surface du système à l'endroit où l'échange se produit. Les deuxième et troisième termes correspondent aux flux d'exergie d'entrée et sortie du système de contrôle, le quatrième terme correspond à l'exergie associée à l'échange de la puissance mécanique et le dernier représente l'exergie détruite (également appelée l'anergie produite [120]). Cette exergie détruite est le produit de la température du milieu extérieur (T_{ref}) et de l'entropie produite ($\dot{P}(s)$). Le terme $\dot{E}x_{dest}$ figurant dans l'équation (4.23), représente l'exergie détruite, et doit être nécessairement positif.

$$0 = \sum \dot{Q}_i \left(1 - \left(\frac{T_{ref}}{T_{s,i}}\right)\right) + \sum \dot{E}x_e - \sum \dot{E}x_s + \sum \dot{W}_k - \dot{E}x_{dest} \tag{4.23}$$

En résolvant l'équation précédente, il est possible de calculer l'exergie détruite par un volume de contrôle. Chaque composant représente un volume de contrôle. Le premier terme à droite est supprimé car le système est considéré comme adiabatique. Le flux d'exergie à l'entrée et à la sortie de chaque composant est calculé avec l'équation (4.24).

$$\dot{E}x = \dot{m}\left[\left(h - h_{ref}\right) - T_{ref}\left(s - s_{ref}\right)\right] \tag{4.24}$$

À titre d'exemple, les équations (4.25) et (4.26) montrent respectivement le calcul pour déterminer l'exergie détruite dans le compresseur et dans le refroidisseur de gaz, qui sont considérés adiabatiques dans ce calcul. Les numéros font référence à la (Figure 2.7 du chapitre 2). Les analyses exergétiques pour les autres composants se trouvent dans l'annexe E.

$$\dot{E}x_{dest_cp} = -\dot{m}_{cp}\left((h_2 - h_1) - \left(T_{ref}\right)\cdot(s_2 - s_1)\right) + W_{cp} \tag{4.25}$$

$$\begin{aligned}\dot{E}x_{dest_RG} = {} & -\dot{m}_{RG}\left((h_5 - h_4) - \left(T_{ref}\right)\cdot(s_5 - s_4)\right) \\ & - \dot{m}_{RG_eau}\left((h_{sortie} - h_{entrée}) - \left(T_{ref}\right)\cdot(s_{sortie} - s_{entrée})\right)\end{aligned} \tag{4.26}$$

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

La Figure 4.6 illustre la distribution de l'exergie détruite par composant pour les trois régimes de fonctionnement, a) subcritique, b) transition et c) transcritique. On observe que le compresseur représente la plupart de l'exergie détruite. Cela est principalement dû aux possibles fuites, frottements, pertes de chaleur et irréversibilités du processus [122], [124]. Le refroidisseur de gaz est le deuxième composant avec le plus d'exergie détruite, suivi de la vanne HPV et de la vanne FG, puis l'évaporateur, et enfin, la vanne de détente.

On observe que lorsque la température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz augmente, le pourcentage d'exergie détruite des vannes HPV et FGV augmente, entraînant une diminution du poids de l'exergie détruite dans la vanne de détente (EEV), l'évaporateur et le refroidisseur de gaz (RG). L'exergie détruite du compresseur augmente également avec la température car le taux de compression augmente et le rendement isentropique diminue.

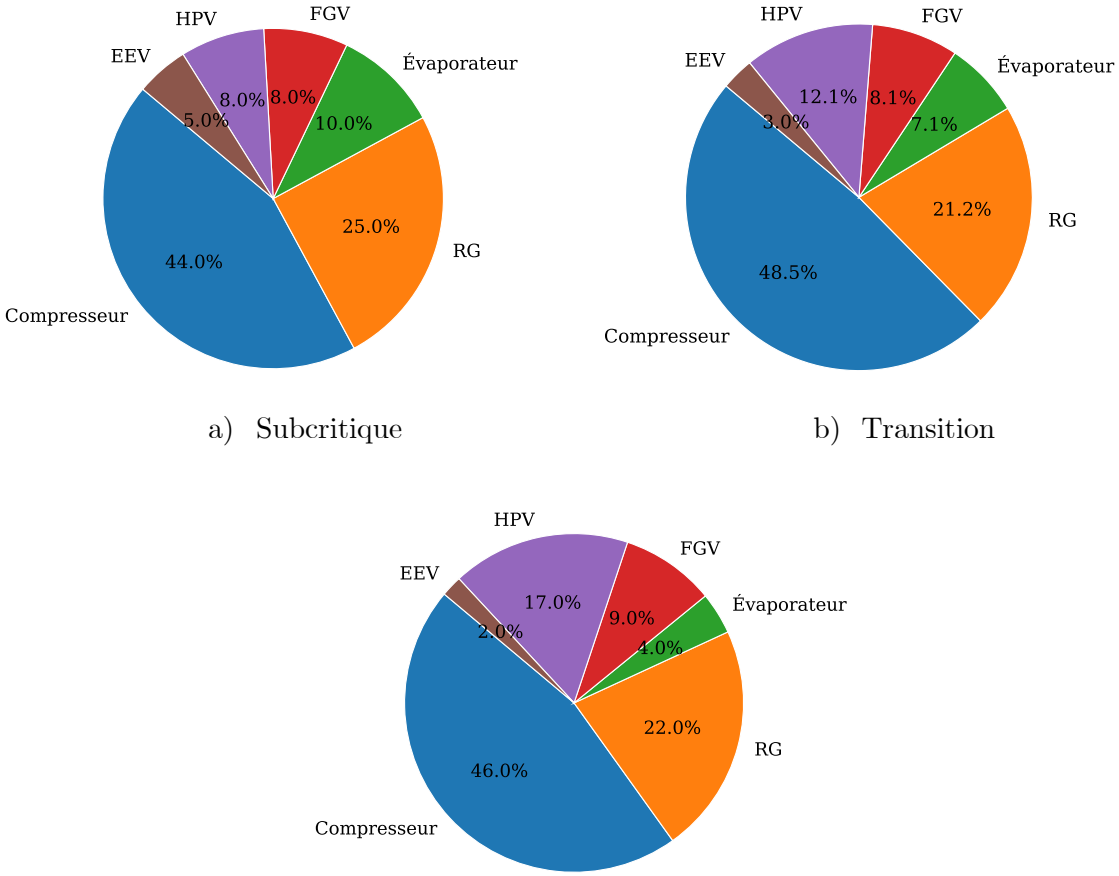


Figure 4.6. Distribution de l'exergie détruite par composant du système de référence dans les trois régimes : subcritique, transition et transcritique.

L'analyse exergétique met en évidence de manière quantitative et qualitative les marges potentielles d'amélioration de chaque composant, mais ne fournit aucune indication sur la manière d'atteindre ces améliorations. Elle suggère qu'il serait judicieux de commencer par améliorer le compresseur afin de réduire ses pertes exergétiques. Cependant, le modèle

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

numérique développé utilise des équations empiriques plutôt que des modèles physiques pour déterminer les variables de sortie des compresseurs. Par conséquent, cette thèse n'a pas abordé l'amélioration des dimensions des compresseurs. En outre, cette étude exergétique indique également que les échangeurs de chaleur (le refroidisseur de gaz et l'évaporateur) présentent des potentiels d'amélioration importants.

Les vannes de détente, de par leur processus isenthalpique, ont une perte exergétique très élevée, cependant rien ne peut être fait pour réduire ces pertes à moins de remplacer ce processus isenthalpique par un processus isentropique, par exemple à l'aide d'une turbine ou d'un éjecteur.

4.5 Étude des surfaces des échangeurs de chaleur

Une fois identifiés les échangeurs de chaleur comme potentielle source d'amélioration, une étude de sensibilité a été réalisée avec le modèle numérique décrit dans la section 4.2, modèle appliqué au système de référence.

L'objectif est de faire varier les surfaces du refroidisseur de gaz et de l'évaporateur en observant l'impact sur la performance du système.

L'étude a été réalisée avec une puissance frigorifique constante de 30 kW à l'évaporateur, et une différence de températures entre l'entrée et la sortie du MEG constante de 4 °C.

La moyenne pression est fixée à 38 bar et la surchauffe à 8 °C.

La température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz varie de 10 à 36 °C. Le débit massique de l'eau est fixé à 2,1 kg/s.

Le contrôle de la haute pression est réalisé à l'aide des polynômes décrits dans la section 2.4.2 du chapitre 2.

Les géométries des échangeurs de chaleur utilisées pour le refroidisseur de gaz et l'évaporateur, sont les mêmes que celles du banc d'essais (échangeurs à plaques, cf. Tableau 4-3). Le seul paramètre qui varie est la longueur des plaques des échangeurs. Celle-ci varie de 0,3 m à 1,2 m ce qui représente une variation de surface du transfert de chaleur de 3,9 m^2 à 11,6 m^2 pour le refroidisseur de gaz et de 3,8 m^2 à 15 m^2 pour l'évaporateur.

Un COP instantané est calculé avec l'équation (4.31) pour chaque température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz et pour chaque paire géométrique des surfaces des échangeurs de chaleur.

$$COP_{instantanée} = \frac{\dot{Q}_{froid}}{\dot{W}_{cp}} = \frac{30\ kW}{\dot{W}_{cp}} \tag{4.30}$$

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

4.5.1 Influence de la surface du refroidisseur de gaz

La Figure 4.7 illustre le COP instantané en fonction de la température d'entrée d'eau pour différentes surfaces du refroidisseur de gaz. La performance de l'installation augmente avec la surface du refroidisseur de gaz, ce qui était attendu. Par ailleurs, on observe une différence significativement plus marquée à basse température (une amélioration de 19,4 % à 15 °C en utilisant une surface de 11,6 m^2 au lieu de 3,9 m^2) par rapport aux hautes températures d'entrée d'eau (une amélioration de 4,7 % à 35 °C pour les mêmes surfaces d'échangeur).

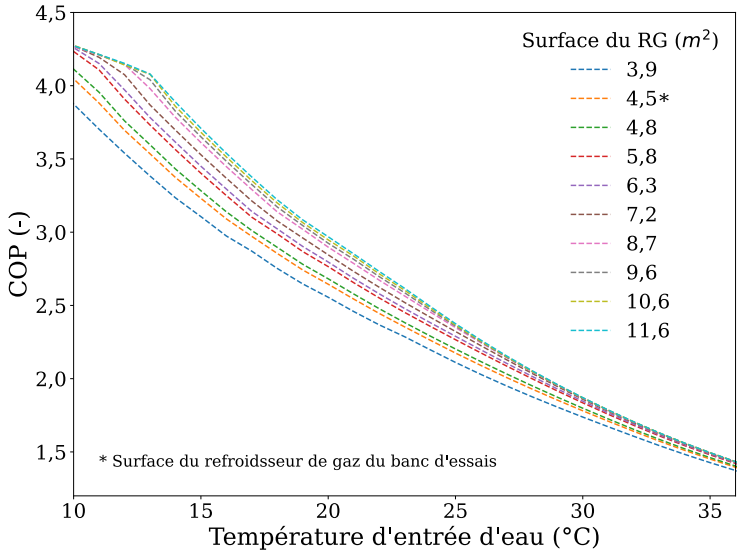


Figure 4.7. Influence de la surface du refroidisseur de gaz sur le COP à différentes températures d'entrée d'eau pour le système de référence

Cette différence peut s'expliquer grâce aux propriétés thermodynamiques du CO_2. La Figure 4.8 présente le cycle thermodynamique sur un diagramme pression-enthalpie pour les surfaces la plus petite (3,9 m^2, orange) et la plus grande (11,6 m^2, bleu) testées à deux températures d'entrée d'eau, 15 °C et 35 °C.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

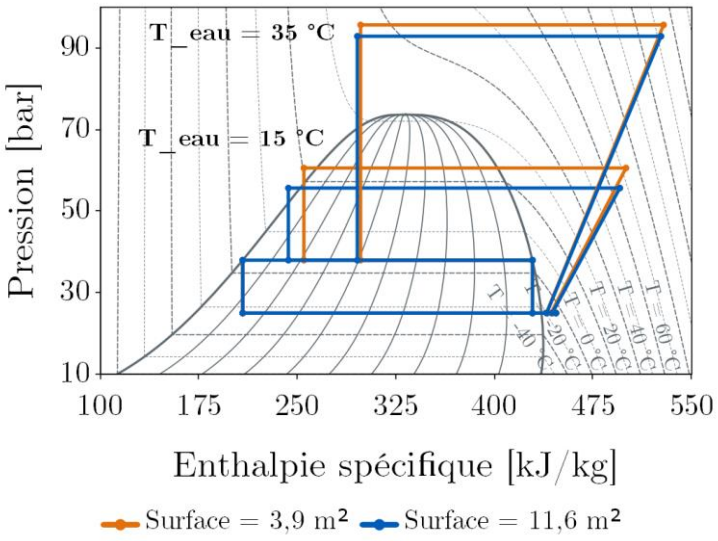


Figure 4.8. Cycles thermodynamiques à une température d'entrée d'eau de 15 °C et 35 °C pour deux surfaces différentes du refroidisseur de gaz : 3,9 et 11,6 m²

Lorsque l'installation fonctionne en régime subcritique ou transitoire, les échanges thermiques à l'intérieur de l'échangeur de chaleur sont très similaires à ceux obtenus avec un fluide frigorigène conventionnel. À mesure que la surface du refroidisseur de gaz augmente, la température du CO_2 à la sortie du refroidisseur de gaz diminue (Figure 4.8), autrement dit, le pincement entre la température d'entrée d'eau et la température de sortie du CO_2 est réduit.

Avoir une température de sortie au refroidisseur de gaz plus petite permet de réduire également la haute pression de l'installation, car on rappelle que cette pression est calculée en fonction de la température de sortie du CO_2 (voir chapitre 2, section 2.4.2).Avoir une haute pression plus petite signifie réduire le taux de compression et donc la puissance électrique fournie aux compresseurs.

De plus, une réduction de la température du CO_2 à la sortie du refroidisseur de gaz modifie le débit total de l'installation comme le montre la Figure 4.9. Cela est dû au titre en vapeur à l'entrée de la bouteille séparatrice qui augmente avec la température du CO_2 sortante du refroidisseur de gaz (voir Figure 4.8). Le débit traversant l'évaporateur est constant car la puissance frigorifique a été fixée à 30 kW, mais le débit traversant la vanne flash gaz augmente avec la température.

Une augmentation du débit de l'installation augmente la puissance électrique du système et le COP se dégrade.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

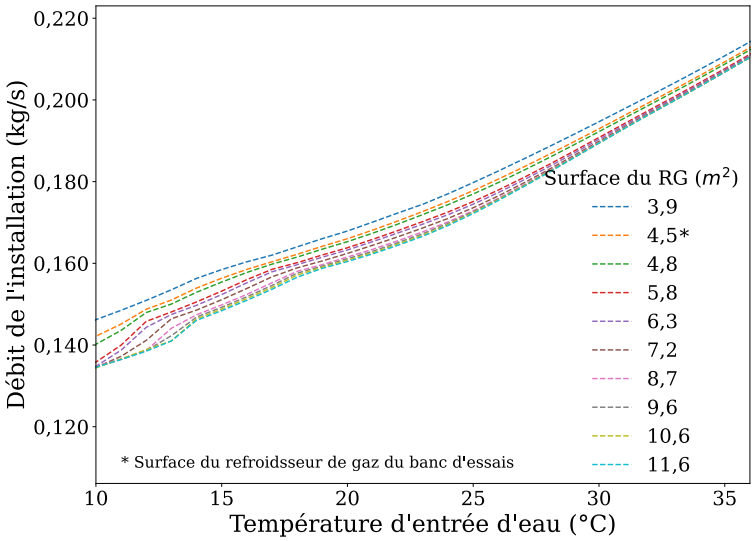


Figure 4.9. Débit de l'installation en fonction de la température d'entrée d'eau à différentes surfaces du refroidisseur de gaz

En régime transcritique, les propriétés thermodynamiques ont un comportement spécifique au CO_2, principalement autour de la ligne pseudo critique où la capacité thermique est très élevée. Dans ce régime, les échanges thermiques étant plus efficaces, une variation de la surface de l'échangeur de chaleur impacte peu la température de sortie du CO_2. Ainsi il n'y a pas de variation significative de la haute pression. En définitive, il n'y a pas de différence très marquée sur le COP pour différentes surfaces du refroidisseur de gaz.

Pour conclure, l'idée de modifier la surface du refroidisseur de gaz à hautes températures est moins intéressante qu'à faibles températures. Pour cette raison, le dimensionnement du refroidisseur de gaz d'une installation de terrain sera plus pertinent sur un point de fonctionnement en subcritique que sur un point en transcritique.

4.5.2 Influence de la surface de l'évaporateur

La Figure 4.10 illustre le COP instantané en fonction de la température d'entrée d'eau pour différentes surfaces de l'évaporateur. L'impact de la surface d'échange de l'évaporateur sur le COP est moins marqué que pour le refroidisseur de gaz, ce qui confirme les résultats obtenus dans l'étude exergétique montrant que l'exergie détruite dans l'évaporateur est nettement inférieure à celle détruite dans le refroidisseur de gaz.

Bien que la différence de performances soit légère avec la variation de la surface de l'évaporateur, on observe les deux mêmes comportements qu'avec la variation de la surface du refroidisseur de gaz : le COP augmente avec la surface et la différence est moins sensible à hautes températures qu'à faibles températures. De plus, l'augmentation de COP avec une surface au-delà de 5 m^2, n'est plus significative. Pour une température d'entrée d'eau de

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

15 °C, l'amélioration du COP avec une surface de 5 m^2 au lieu de 3,8 m^2 est de 3,43 %, alors qu'elle n'est que de 0,83 % lorsque la surface d'échange passe de 5 m^2 à 15 m^2.

Cela peut s'expliquer de la manière suivante. Pour un besoin de refroidissement donné, une surchauffe constante de 8 °C et une surface d'évaporateur donnée, la basse pression est imposée. Si, pour le même besoin de refroidissement et la même surchauffe, la surface de l'évaporateur augmente, alors la basse pression augmente, augmentant le COP. Cependant, au-delà d'une surface spécifique, continuer à augmenter la surface ne contribue plus à augmenter la basse pression et la variation du COP n'est plus visible.

Le fait que le COP soit plus impacté par la différence de surfaces à faibles températures qu'à hautes températures est dû à la relation entre l'augmentation de la basse pression et le taux de compression comme a été expliqué dans le chapitre 3, section 3.3.2.2.

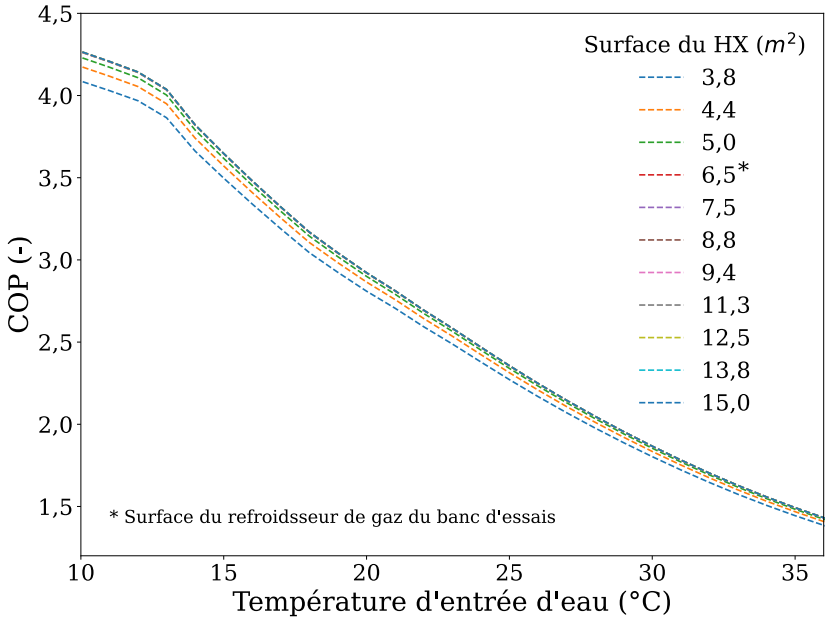


Figure 4.10. Influence de la surface de l'évaporateur sur le COP à différentes températures d'entrée d'eau pour le système de référence

4.6 Étude technico-économique

Après avoir démontré l'influence, sur la performance du système, de la surface de transfert de chaleur du refroidisseur de gaz et, indépendamment, celle de la surface de l'évaporateur, il est intéressant d'analyser l'effet de la modification combinée de ces deux surfaces.

De plus, comme il a été observé et attendu, plus les surfaces des échangeurs de chaleur augmentent, plus le COP augmente. Cependant avoir des surfaces très grandes représente un coût additionnel sur l'installation. Il devient intéressant de faire une analyse de sensibilité

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

afin d'optimiser le dimensionnement des deux surfaces en termes de performance et de coût de l'installation.

Cette section montre le résultat de l'étude technico-économique du COP, du coût d'investissement et du coût annuel d'exploitation, pour une ville donnée, afin de choisir les surfaces optimales. Cette étude s'inspire de la méthodologie décrite par Staubach *et al.* [125], Deymi-Dashtebayaz *et al.* [126] et Purohit *et al.* [127]. Cette étude technico-économique prend en compte une estimation de coût d'investissement de l'installation et du coût de l'électricité.

Il est essentiel de noter que les prix présentés ici ne doivent pas être considérés comme des prix de référence. Ils servent à identifier des tendances et à évaluer leur impact sur le choix des composants en vue d'obtenir de bonnes performances. Cependant, il convient de remarquer que les prix peuvent varier considérablement en raison de divers facteurs, tels que le fournisseur, le pays d'achat, les fluctuations liées à l'inflation, l'offre et la demande, ainsi que des événements majeurs, comme la guerre en Ukraine et la pandémie de COVID-19.

4.6.1 Coût annualisé de l'investissement

Le coût d'achat des échangeurs de chaleur (C_{HX}) et des compresseurs (C_{CP}) sont respectivement calculés avec les équations (4.31) et (4.32). Ils dépendent respectivement de la surface des échangeurs (A_{RG} (m^2) surface du refroidisseur de gaz et A_{Evap} (m^2) surface de l'évaporateur) et de la puissance maximale absorbée par les compresseurs ($\dot{W}_{CP}$) sur l'année. Ces équations sont le résultat d'une régression faite pour les prix donnés dans le catalogue français Pecomark 2020 [128].

$$C_{HX} = 1713{,}7 \cdot (A_{RG} + A_{Evap}) + 1252{,}82 \tag{4.31}$$

$$C_{CP} = 408{,}83\ (max(\dot{W}_{CP})) + 8950{,}5 \tag{4.32}$$

Le prix du fluide frigorifique n'a pas été pris en compte dans cette étude. Le prix de la bouteille séparatrice (150 L) et des vannes de détente est fixé à 7 200 € et 5 050 € respectivement [128]. De plus, le coût d'installation (travaux, tuyauteries...) est considéré égal au prix total des composants (expertise EDF).

Le coût d'investissement (C_{inv}) est un coût ponctuel qui peut être converti en coût annuel à l'aide du facteur de récupération de capital, en anglais «capital recovery factor » (CRF) [129]. IR est le taux d'intérêt et N est le nombre d'années pour récupérer le capital.

$$CRF = \frac{IR \cdot (1 + IR)^N}{(1 + IR)^N - 1} \tag{4.33}$$

Le taux d'intérêt pour août 2023 est de 3,78 % [130] et pour une durée de 15 ans, on obtient un CRF de 0,089. Cela veut dire qu'un prêt de 1000 € sera remboursé en 15 versements annuels de 89 €. Le coût total d'investissement annuel est calculé avec l'équation (4.34).

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

$$C_{inv} = CFR \cdot (C_{HX} + C_{CP} + C_{BRL} + C_{vannes}) \cdot 2 \quad (4.34)$$

4.6.2 Coût annuel d'exploitation

Le coût de fonctionnement annuel (C_{elec}) ne tient compte que du coût de l'électricité consommée. Le prix de l'électricité en Europe en 2022 d'après Eurostat est de 0,1604 €/kWh [131].

$$C_{elec} = \text{prix} \int_{t=0}^{t=8760\,h} \dot{W}_{CP}\, dt \quad (4.35)$$

Le coût total annuel (C_{Total}) est donc déterminé avec l'équation (4.36) :

$$C_{Total} = C_{inv} + C_{elec} \quad (4.36)$$

4.6.3 COP

Paris a été choisie comme la ville de référence pour faire cette étude. Son profil de température a été détaillé dans le chapitre 3, section 3.6.7.

Afin de réduire le temps de calcul, il a été décidé d'utiliser une puissance frigorifique constante. Cette approximation a déjà été faite par Staubach *et al.* [125]. La puissance frigorifique a été fixée à 30 kW.

Un COP instantané est obtenu avec le modèle numérique pour chaque température extérieure.

Le COP annuel est calculé avec l'équation :

$$COP_{annuel} = \frac{\sum \dot{Q}_{froid}}{\sum \dot{W}_{cp}} \quad (4.37)$$

Où $\dot{W}_{cp}$ est la puissance des compresseurs par heure calculé avec le modèle numérique et $\dot{Q}_{froid}$ est de 30 kW par heure.

4.6.4 Résultats de l'étude technico-économique

La Figure 4.11 illustre le COP annuel calculé, avec l'équation (4.37), en fonction des surfaces du refroidisseur de gaz et de l'évaporateur. Conformément aux attentes, une augmentation de la surface des échangeurs de chaleur entraîne une augmentation du COP annuel. Cependant, on remarque qu'au-delà d'une certaine valeur pour les deux échangeurs, il n'y a plus de variation significative du COP annuel (zone entourée en rouge sur la Figure 4.11). Bien que l'impact de chaque échangeur de chaleur sur le COP annuel soit moins évident que dans la Figure 4.7 et la Figure 4.10, on observe que la surface de l'évaporateur a toujours un impact moins important sur le COP annuel que la surface du refroidisseur de gaz. On rappelle que le COP annuel prend en compte la variation de la température extérieure pendant un an.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Cette observation pourrait être due à différentes causes :

1. La température de sortie du CO_2 du sous-refroidisseur de gaz n'est pas limitée, cela est le résultat des échanges thermiques dans le refroidisseur de gaz, tandis que la température du CO_2 en sortie de l'évaporateur est imposée par la surchauffe. Cela donne un facteur de liberté qui permet à la variation de la surface du refroidisseur de gaz d'être plus marquée. De plus, cette température a un impact direct sur la haute pression de la machine, et donc sur le COP.

2. Les calculs pour des surfaces d'évaporateur inférieures à 3,8 m^2 n'ont pas été effectués. Ils pourraient cependant montrer une dégradation plus significative du COP.

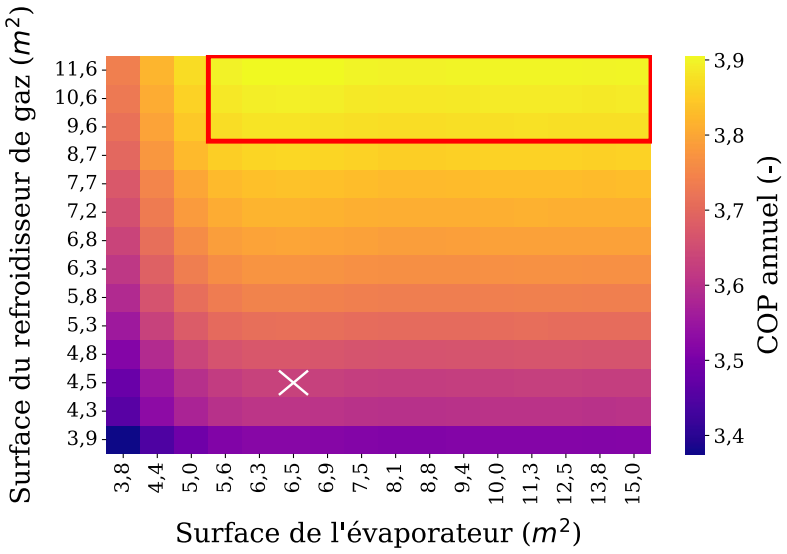


Figure 4.11. COP annuel en fonction de la surface du refroidisseur de gaz et de l'évaporateur. La croix représente les surfaces du banc d'essais du laboratoire. Le rectangle rouge présente la zone sans une variation significative du COP anuuel.

La Figure 4.12 illustre le coût annuel total (coût d'investissement et de fonctionnement) en fonction des surfaces du refroidisseur de gaz et de l'évaporateur. Contrairement à la Figure 4.11 il existe un point optimal permettant de minimiser le coût annuel total. Il est localisé par un carré blanc dans la Figure 4.12. Cependant, il est important de noter que ce point ne correspond pas au maximum du COP annuel.

Il est intéressant de remarquer qu'à proximité du carré blanc, les variations de coût restent relativement faibles. Toutefois, l'analyse de la Figure 4.11 met en évidence des améliorations du COP autour de cette zone. Cela indique qu'il existe un compromis optimal entre le coût et le COP annuel. Cela conduit à la formulation d'une fonction objectif (équation (4.38)), dans laquelle nous cherchons à maximiser l'écart entre le COP et le coût annuel, pour un couple donné de surfaces.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

$$f_{objectif(\max)} = COP_{normalisé} - Coût_{normalisé} \quad (4.38)$$

Où $COP_{normalisé}$ et $Coût_{normalisé}$ sont des nombres adimensionnels explicités plus bas.

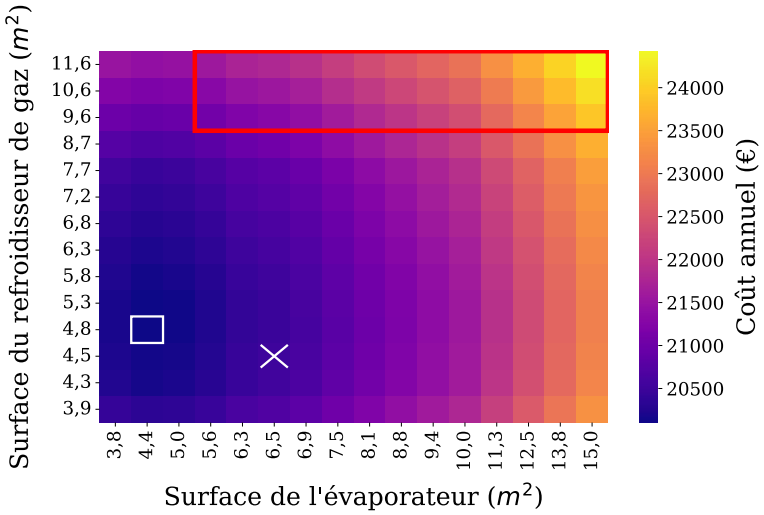


Figure 4.12. Coût annuel en fonction de la surface du refroidisseur de gaz et de l'évaporateur. La croix représente les surfaces du banc d'essais du laboratoire. Le rectangle rouge présente la zone sans une variation significative du COP anuuel.Le carré blanc représente le couple de surfaces pour lequel le coût annuel est minimum.

Les ordres de grandeur des valeurs numériques du COP annuel et du coût annuel étant très éloignés (3 contre 20 000), les variables de l'équation (4.38)(COP et coût) ont été normalisées. Cette normalisation a été faite avec la librairie Python sklearn.preprocessing et la méthode min-max scaling, représentée dans l'équation (4.39).

$$x_{norm}^{i} = \frac{x^{i} - x_{min}}{x_{max} - x_{min}} \quad (4.39)$$

La Figure 4.13 illustre la variation des surfaces des échangeurs de chaleur par rapport à la fonction objectif. On observe que certaines paires de surfaces ont un résultat négatif dans la fonction objectif. C'est le cas pour une surface d'évaporateur de 15 m^2 et une surface de refroidisseur de gaz de 3,8 m^2. Cela veut dire que le coût annuel normalisé est plus élevé que le COP annuel normalisé obtenu avec cette paire de surfaces.

La Figure 4.13 montre que le couple de surfaces permettant de maximiser l'équation (4.38) est le suivant : refroidisseur de gaz, 8,7 m^2 et évaporateur, 5,6 m^2.

On rappelle que dans le banc d'essais du laboratoire, le refroidisseur de gaz a une surface de 4,5 m^2 et l'évaporateur a une surface de 6,5 m^2. Le COP annuel de l'installation du laboratoire calculé pour la ville de Paris avec l'équation (4.37) est de 3,63. Le coût de l'installation du laboratoire calculé par l'équation (4.36) est de 20 498 €. Changer la taille des échangeurs du laboratoire par des échangeurs ayant les tailles optimales de 8,7 et 5,6 m^2 permettrait d'augmenter le COP annuel du banc d'essais d'environ 6 %. De tels échangeurs représenteraient une augmentation de 1,5 % du coût total annuel de la machine.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

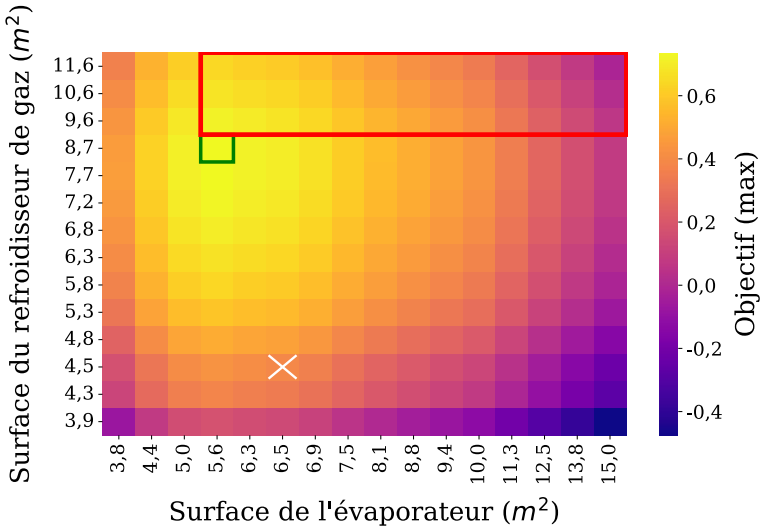


Figure 4.13. Coût annuel en fonction de la surface du refroidisseur de gaz et de l'évaporateur. La croix représente les surfaces du banc d'essais du laboratoire. Le carré vert réprésente la valeur optimale entre COP et coût annuel. Le rectangle rouge présente la zone sans une variation significative du COP anuuel.

4.7 Conclusions du chapitre

Ce quatrième chapitre présente les travaux de simulation réalisés au cours de cette thèse. Des modèles numériques ont été développés et validés en utilisant les données expérimentales exposées dans le chapitre précédent. De plus, une analyse technico-économique a été faite pour le système de référence, visant à évaluer l'effet de la variation des surfaces des deux échangeurs de chaleur : le refroidisseur de gaz et l'évaporateur.

Les modèles numériques développés représentent le comportement des différentes configurations de la machine de manière satisfaisante, tant en régime stationnaire que dynamique. L'étude technico-économique a permis de proposer des ajustements pertinents sur les dimensions des composants du système de référence, conduisant à une amélioration du COP annuel de 6 %. Les modèles seront exploités dans le chapitre suivant afin d'étudier et de proposer de nouvelles configurations favorisant une augmentation du COP.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Chapitre 5 : Pistes d'amélioration

Chapitre 5 : Pistes d'amélioration 166
5.1 Introduction du chapitre 167
5.2 Options d'architectures 167
5.2.1 Option A : sous-refroidisseur positionné après la vanne flash gaz 167
5.2.2 Option B : sous-refroidisseur positionné après l'évaporateur 169
5.2.3 Option C : sous-refroidisseur positionné après la vanne flash gaz et après l'évaporateur 169
5.2.4 Option D : économiseur après la vanne flash gaz et après l'évaporateur.170
5.2.5 Option E : économiseur et sous-refroidisseur positionné après la vanne flash gaz et après l'évaporateur 171
5.2.6 Option F : sous-refroidisseur positionné après la vanne flash gaz et économiseur positionné après l'évaporateur 172
5.2.7 Option G : sous-refroidisseur positionné après l'évaporateur et économiseur positionné après la vanne flash gaz 173
5.3 Paramètres d'entrée des simulations 174
5.3.1 Haute pression 174
5.3.2 Moyenne pression 176
5.3.3 Surchauffe 177
5.4 Analyse des résultats 180
5.4.1 Analyse énergétique de l'économiseur 180
5.4.2 Analyse énergétique du sous-refroidisseur 184
5.4.3 Analyse énergétique de l'évaporateur 185
5.4.4 Débit massique dans les compresseurs 186
5.4.5 Puissance électrique des compresseurs 187
5.4.6 Coefficient de performance 188
5.5 Conclusions des options 190
5.6 Mélange CO_2/ propane 191
5.6.1 Analyse énergétique 191
5.6.1.1 Conditions expérimentales et traitement des données 192
5.6.1.2 Analyse énergétique en conditions transcritiques 194
5.6.1.3 Analyse énergétique en conditions subcritiques 195
5.6.2 Analyse d'inflammabilité 199
5.6.2.1 Classification d'inflammabilité 200
5.6.2.2 Résultats d'inflammabilité 204
5.6.3 Conclusions de l'étude du mélange CO_2/propane 70/30 destinée aux personnes du froid industriel 206
5.7 Conclusion du chapitre 206

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

5.1 Introduction du chapitre

Ce cinquième chapitre de thèse explore différentes voies d'amélioration des performances énergétiques d'un système au CO_2 transcritique en utilisant deux approches différentes : la modification du cycle thermodynamique et la modification des propriétés thermodynamiques du fluide frigorigène.

La première approche propose sept alternatives modifiant le cycle thermodynamique. Après une présentation de ces sept alternatives, les paramètres de simulation utilisés pour le calcul des performances de ces alternatives sont expliqués et finalement les résultats des simulations sont analysés.

La deuxième approche repose sur l'utilisation du mélange CO_2/propane pour modifier le point critique du fluide frigorigène. Deux études sont réalisées : l'analyse énergétique d'un système frigorifique fonctionnant avec un mélange CO_2/propane et l'analyse d'inflammabilité de ce mélange. Pour chaque analyse, la méthodologie utilisée et les résultats obtenus sont présentés.

5.2 Options d'architectures

Dans le chapitre 3, l'analyse des profils de températures de quatre villes en France a montré que le régime transcritique survient moins de 4 % du temps au cours de l'année. Pour rappel, les températures ambiantes de ces quatre villes sont représentatives des différentes zones climatiques en France.

De plus, il a été montré que l'ajout d'un compresseur parallèle pouvait améliorer de manière significative le COP en régime transcritique. Cependant, ce compresseur ne fonctionne pas en régime subcritique et fonctionne très peu en régime de transition. En outre, le compresseur parallèle est une solution compliquée à mettre en œuvre et assez coûteuse, raison pour laquelle ce chapitre ne propose pas d'améliorer un cycle avec compresseur parallèle.

Ainsi, l'objectif de cette partie de la thèse est de trouver des options simples qui n'ajoutent pas de complexité au contrôle et à la stabilité de la machine, et qui peuvent être utilisées tout au long de l'année.

5.2.1 Option A : sous-refroidisseur positionné après la vanne flash gaz

Cette première option consiste à ajouter un échangeur de chaleur interne en tant que sous-refroidisseur après le refroidisseur de gaz et après la vanne flash (Figure 5.1). Le CO_2 sortant des compresseurs est refroidi dans le refroidisseur de gaz (4-5), ensuite, il traverse le sous-refroidisseur pour diminuer la température et l'enthalpie du CO_2 à l'entrée de la vanne haute pression (6). La vapeur saturée (10) est détendue à travers la vanne de flash gaz (11') et est utilisée pour récupérer la chaleur rejetée par le sous-refroidisseur. Le liquide (13) provenant de la bouteille séparatrice de liquide se détend à travers la vanne de détente

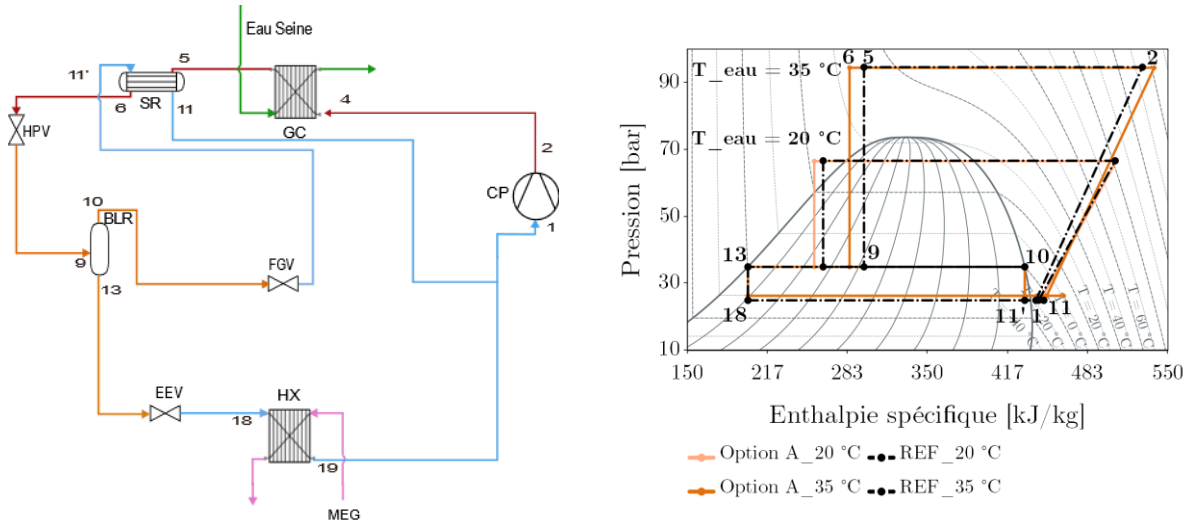
Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

(EEV) et passe à travers l'évaporateur (18 à 19) pour être ensuite mélangé au fluide provenant du sous-refroidisseur (11) et comprimé par les compresseurs (1-2).

Contrairement à l'architecture du banc d'essais (chapitre 2, Figure 2.8), cette solution utilise, pour alimenter le sous-refroidisseur, le fluide diphasique basse pression sortant de la vanne flash gaz au lieu de la vapeur moyenne pression sortant de la bouteille séparatrice (BRL). Cela permet d'améliorer le transfert de chaleur car le fluide qui absorbe la chaleur rejetée par le sous-refroidisseur est à une température plus faible et est à l'état diphasique, ce qui permet d'obtenir des coefficients de transfert de chaleur plus élevés qu'avec la vapeur. Cela donne une utilité au débit de la vanne flash gaz qui normalement représente une source de pertes énergétiques.

Le principal avantage d'utiliser un sous-refroidisseur dans le cycle thermodynamique est de réduire le titre en vapeur à l'entrée de la bouteille séparatrice de liquide. Cela augmente la fraction de débit liquide qui passe dans l'évaporateur en comparaison avec le système de référence. Par ailleurs, il est possible de travailler en conditions noyées à haute température d'entrée d'eau car la vapeur surchauffée à la sortie du sous-refroidisseur (11) évapore l'éventuel excès de liquide sortant de l'évaporateur.

La Figure 5.1 (b) présente deux simulations, une à haute température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz, 35 °C et une à basse température de 25 °C.



a) Schéma de l'option A

b) Option A représentée sur le diagramme de Mollier.

Figure 5.1. Option A : sous-refroidisseur positionné après la vanne flash gaz. Les lignes pointillées correspondent au système de référence (noir). Les lignes solides correspondent à l'option A (orange).

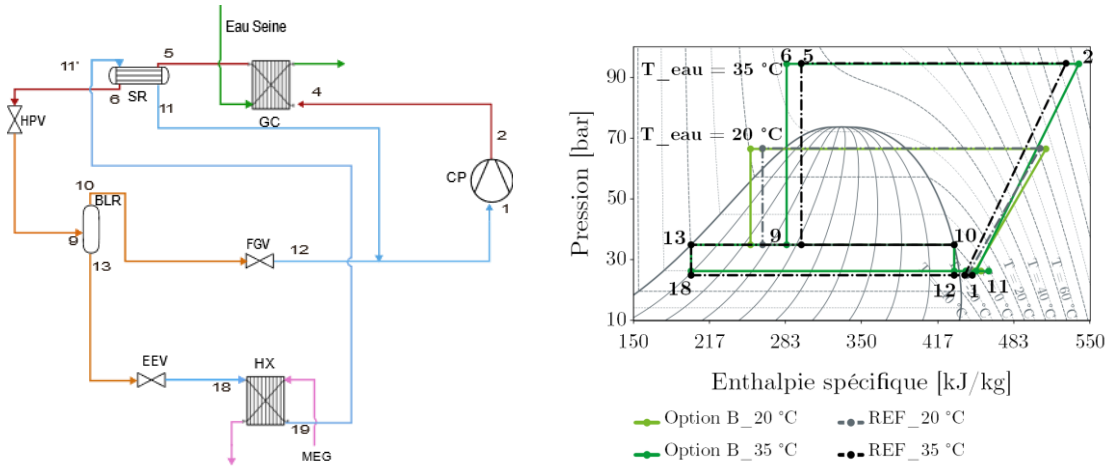
Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

5.2.2 Option B : sous-refroidisseur positionné après l'évaporateur

Cette option consiste à ajouter un sous-refroidisseur entre le refroidisseur de gaz et l'évaporateur (Figure 5.2). La Figure 5.2 (b) présente deux simulations, une à haute température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz, 35 °C et une à basse température de 25 °C.

Le CO_2 est refroidi par le refroidisseur de gaz (5), il traverse le sous-refroidisseur pour diminuer l'enthalpie à l'entrée de la vanne de haute pression (6). Le liquide (13) de la bouteille séparatrice est détendu à travers la vanne de détente (EEV), il traverse l'évaporateur (18 à 19) et est utilisé pour récupérer la chaleur rejetée par le sous-refroidisseur (11). La vapeur saturée (10) est détendue à travers la vanne flash gaz (12) et mélangée au débit provenant du sous-refroidisseur (11) pour ensuite être comprimée par les compresseurs (1-2).

Cette option peut accepter une surchauffe nulle à l'évaporateur afin d'obtenir de meilleures performances pendant toute l'année. L'ajout de ce sous-refroidisseur permet d'évaporer l'éventuel liquide sortant de l'évaporateur. De plus, le liquide (12) provenant de la vanne flash gaz est évaporé grâce à la vapeur surchauffée (11) provenant du sous-refroidisseur, ce qui permet également de réduire la température à l'entrée des compresseurs.



a) Schéma de l'option B

b) Option B représentée sur le diagramme de Mollier.

Figure 5.2. Option B : sous-refroidisseur positionné après l'évaporateur. Les lignes pointillées correspondent au système de référence. Les lignes solides correspondent à l'option B (vert).

5.2.3 Option C : sous-refroidisseur positionné après la vanne flash gaz et après l'évaporateur

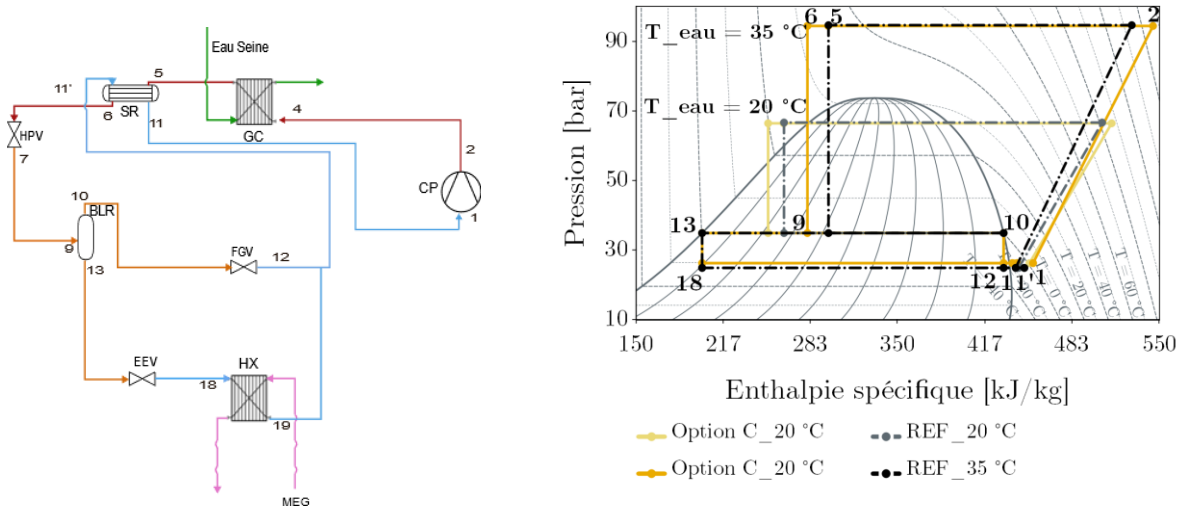
À la différence des options A et B, dans cette option (Figure 5.3), le fluide provenant de l'évaporateur (19) est mélangé au fluide sortant de la vanne flash gaz (12) pour ensuite

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

entrer dans le sous-refroidisseur. La fraction de liquide à basse pression (12) qui traverse le sous-refroidisseur est plus importante que pour les options A et B, de sorte que le transfert de chaleur est amélioré. Cette option peut fonctionner avec une surchauffe nulle à la sortie de l'évaporateur.

De la même manière que les options A et B, cette option cherche à réduire le titre en vapeur à l'entrée de la bouteille séparatrice de liquide (point 9) et donc envoyer une fraction de liquide plus importante vers l'évaporateur.

La Figure 5.3 (b) présente deux simulations, une à haute température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz, 35 °C et une à basse température de 25 °C.



a) Schéma de l'option C

b) Option C représentée sur le diagramme de Mollier.

Figure 5.3. Option C : sous-refroidisseur positionné après la vanne flash gaz et l'évaporateur. Les lignes pointillées correspondent au système de référence (noir). Les lignes solides correspondent à l'option C (jaune).

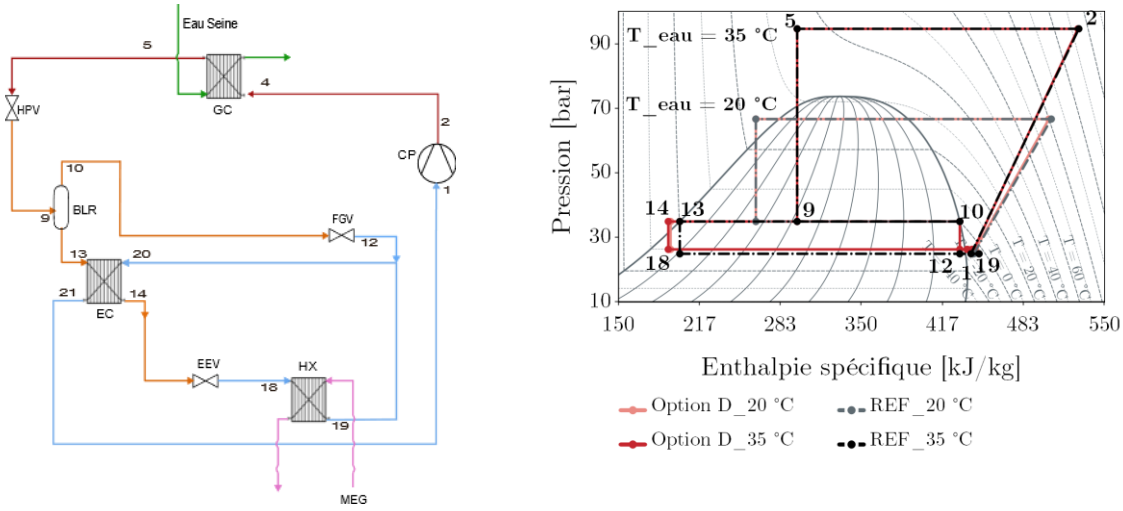
5.2.4 Option D : économiseur après la vanne flash gaz et après l'évaporateur

Cette option (Figure 5.4) utilise un économiseur plutôt qu'un sous-refroidisseur. Bien que les deux soient des échangeurs de chaleur internes, l'économiseur est positionné différemment dans le cycle thermodynamique. L'économiseur est placé, du côté moyenne pression, entre la sortie liquide de la bouteille séparatrice (13) et l'entrée de la vanne de détente juste avant l'évaporateur (14). Du coté basse pression, l'entrée de cet économiseur rassemble les débits issus de la sortie de l'évaporateur (19) et de la sortie de la vanne flash gaz (12).

L'idée de cet échangeur de chaleur est de diminuer l'enthalpie à l'entrée de l'évaporateur, autrement dit, de diminuer le titre en vapeur à l'entrée de l'évaporateur afin d'améliorer les transferts de chaleur dans celui-ci et d'augmenter la puissance frigorifique.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

La Figure 5.4 (b) présente deux simulations, une à haute température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz, 35 °C et une à basse température de 25 °C.



a) Schéma de l'option D

b) Option D représentée sur le diagramme de Mollier.

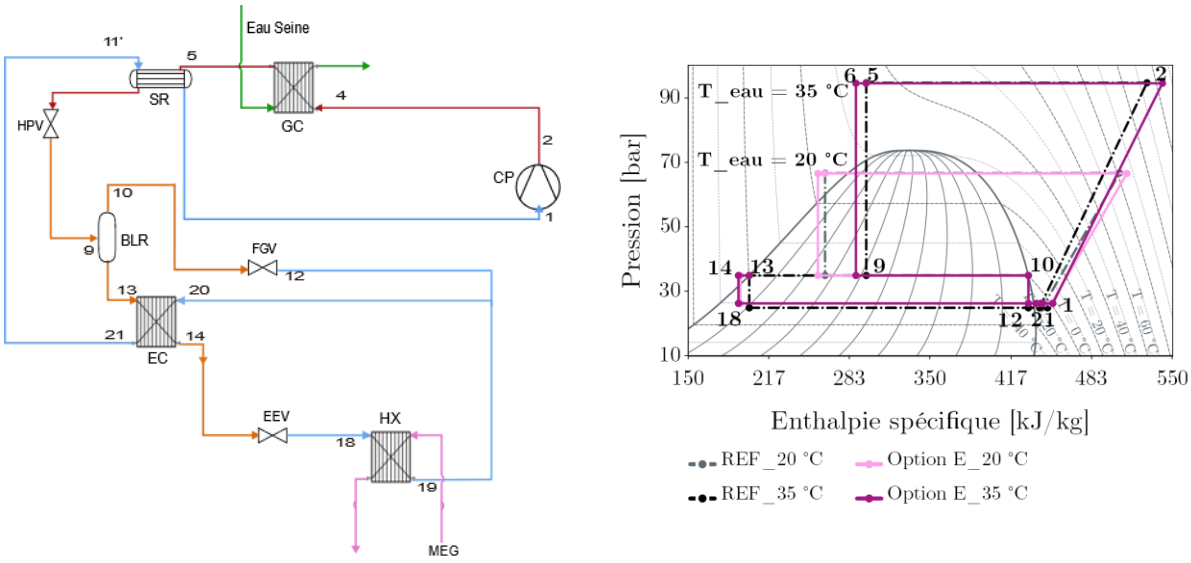
Figure 5.4. Option D : économiseur positionné après la vanne flash gaz et l'évaporateur. Les lignes pointillées correspondent au système de référence (noir). Les lignes solides correspondent à l'option D (rouge).

5.2.5 Option E : économiseur et sous-refroidisseur positionnés après la vanne flash gaz et après l'évaporateur

Cette option (Figure 5.5) cherche à diminuer de façon plus importante l'enthalpie du CO_2 à l'entrée de la bouteille séparatrice (BRL) et de l'évaporateur. Dans cette option un évaporateur à surchauffe nulle peut être utilisé. Le fluide sortant de l'évaporateur (19) est mélangé avec le fluide sortant de la vanne flash gaz (12) pour ensuite entrer dans l'économiseur (20). Le débit sortant de cet échangeur traverse ensuite le sous-refroidisseur et le débit à la sortie de celui-ci est aspiré par les compresseurs.

La Figure 5.5 (b) présente deux simulations, une à haute température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz, 35 °C et une à basse température de 25 °C.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés



a) Schéma de l'option E

b) Option E représentée sur le diagramme de Mollier.

Figure 5.5. Option E : économiseur et sous-refroidisseur positionné après la vanne flash gaz et l'évaporateur. Les lignes pointillées correspondent au système de référence (noir). Les lignes solides correspondent à l'option E (violet).

5.2.6 Option F : sous-refroidisseur positionné après la vanne flash gaz et économiseur positionné après l'évaporateur

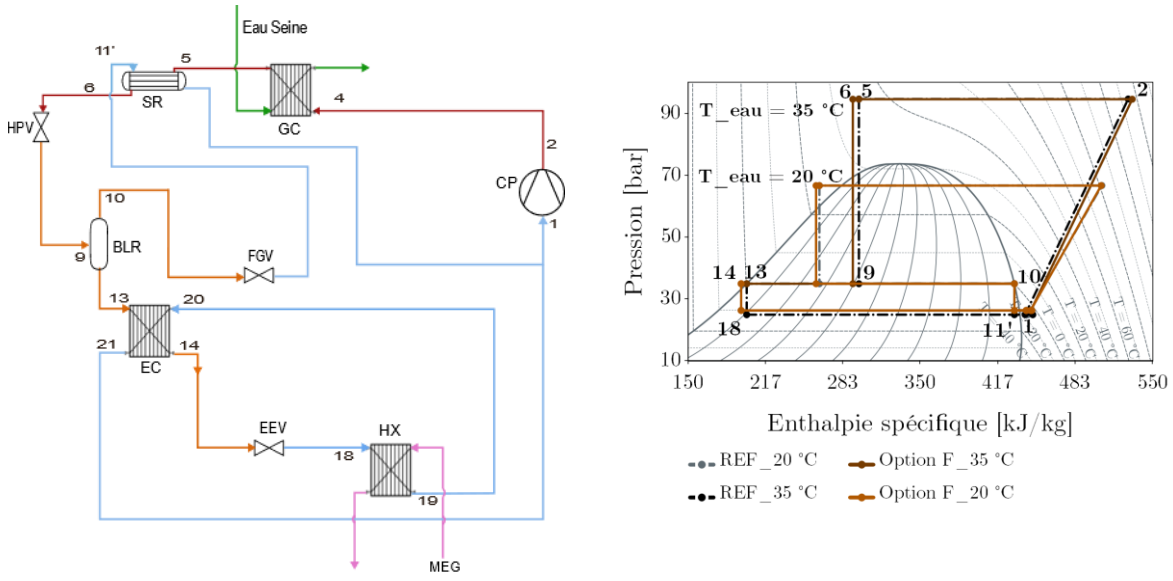
Cette option (Figure 5.6) est similaire à la configuration étudiée dans le chapitre 2 dans la section 2.2.3.2.3. Cependant, cette option utilise le fluide diphasique sortant de la vanne flash gaz au lieu de la vapeur sortant de la bouteille séparatrice (BRL). Cela permet de réduire le titre en vapeur à l'entrée de la bouteille séparatrice (BRL). De plus, l'ajout d'un économiseur permet de réduire le titre en vapeur à l'entrée de l'évaporateur.

Le CO_2 sortant des compresseurs est refroidi dans le refroidisseur de gaz (4-5), ensuite, il traverse le sous-refroidisseur pour diminuer la température et l'enthalpie à l'entrée de la vanne haute pression (6). La vapeur saturée (10) est détendue à travers la vanne flash gaz (12) et est utilisée pour récupérer la chaleur rejetée par le sous-refroidisseur. Le liquide (13) provenant de la bouteille séparatrice de liquide se détend à travers la vanne de détente (EEV) et passe à travers l'évaporateur (18 à 19). Le fluide sortant de l'évaporateur est utilisé pour récupérer la chaleur des points 13 et 14 dans l'économiseur. Le débit sortant de l'économiseur est mélangé au fluide sortant du sous-refroidisseur avant d'être comprimé par les compresseurs (1-2).

Cette option peut utiliser un évaporateur noyé sans risque d'envoyer du liquide au compresseur.

La Figure 5.6 (b) présente deux simulations, une à haute température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz, 35 °C et une à basse température de 25 °C.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés



a) Schéma de l'option F

b) Option F représentée sur le diagramme de Mollier.

Figure 5.6. Option F : sous-refroidisseur positionné après la vanne flash gaz et économiseur positionné après l'évaporateur. Les lignes pointillées correspondent au système de référence (noir). Les lignes solides correspondent à l'option F (marron).

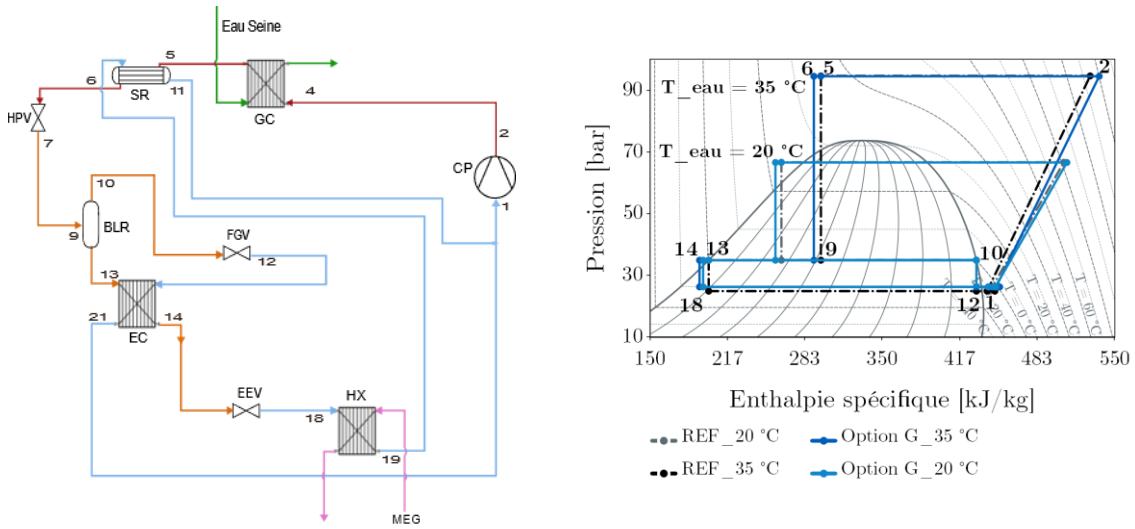
5.2.7 Option G : sous-refroidisseur positionné après l'évaporateur et économiseur positionné après la vanne flash gaz

Cette option (Figure 5.7) utilise le fluide sortant de la vanne flash gaz et de l'évaporateur pour récupérer la chaleur de diverses étapes du cycle. La vapeur en sortie de la vanne flash gaz (12) est utilisée pour récupérer la chaleur rejetée par l'économiseur. Le fluide sortant de l'évaporateur (19) est utilisé pour récupérer la chaleur rejetée par le sous-refroidisseur.

La quantité du fluide sortant de l'évaporateur est supérieure à celle sortant de la vanne flash gaz, ce qui permet de récupérer plus de chaleur dans la ligne liquide haute pression (5-6) que dans la ligne liquide à moyenne pression (13-14). En conséquence, cette option accorde une priorité à la réduction du titre en vapeur à l'entrée de la bouteille séparatrice plutôt qu'à la diminution du titre à l'entrée de l'évaporateur.

La Figure 5.7 (b) présente deux simulations, une à haute température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz, 35 °C et une à basse température de 25 °C.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés



a) Schéma de l'option G

b) Option G représentée sur le diagramme de Mollier.

Figure 5.7. Option G : sous-refroidisseur positionné après l'évaporateur et économiseur positionné après la vanne flash gaz. Les lignes pointillées correspondent au système de référence (noir). Les lignes solides correspondent à l'option G (bleu).

5.3 Paramètres d'entrée des simulations

5.3.1 Haute pression

Les installations utilisant le CO_2 comme fluide frigorigène transcritique utilisent systématiquement une optimisation de la haute pression, comme cela a été expliqué au chapitre 1, section 1.4.1. Afin de vérifier si le polynôme utilisé pour les configurations du banc d'essais est toujours valable pour chacune des options, une étude de la variation de la haute pression a été faite pour chaque option.

Cette étude consiste à faire fonctionner le modèle numérique à différentes consignes de haute pression fixes afin d'observer les variations du COP. L'objectif est de déterminer la haute pression optimale en fonction du COP pour chaque option.

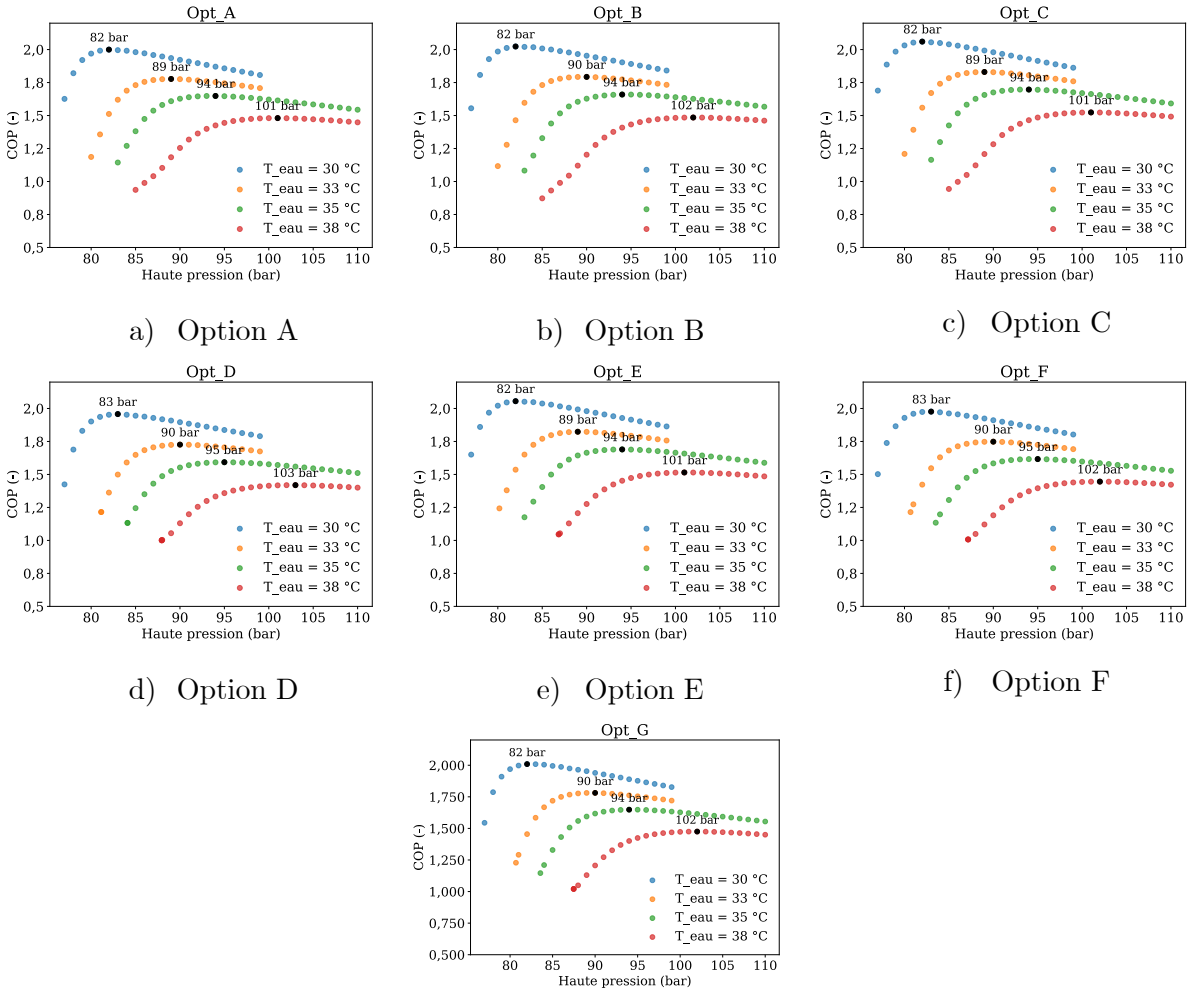
Les différentes simulations ont été faites pour quatre températures d'entrée d'eau différentes, 30 °C, 33 °C, 35 °C et 38 °C et avec un débit constant d'eau de 2,03 kg/s. La température du MEG en entrée et en sortie de l'évaporateur ont été fixées respectivement à – 4 °C et – 8 °C et le débit de MEG à 2,07 kg/s.

Pour une température d'entrée d'eau de 30 °C, la variation de la haute pression a été étudiée entre 77 et 100 bar, pour une température de 33 °C entre 80 et 100 bar, pour une température de 35 °C entre 83 et 111 bar et pour la température de 38 °C entre 85 et 111 bar.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

La Figure 5.8 illustre les résultats de la variation de la haute pression avec chacune des options présentées. Dans chaque figure, la pression qui permet d'obtenir le COP maximum est indiquée par un point noir. Toutes les options ont la même ou presque la même pression optimale pour une température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz donnée : 82 bar pour une température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz de 30 °C, 89 bar pour 33 °C, 94 bar pour 35 °C et 101 bar pour 38 °C.

Les pressions optimales ainsi identifiées sont égales aux valeurs obtenues avec les équations polynomiales présentées dans le chapitre 2, Tableau 2-4. Ces mêmes équations seront donc utilisées pour l'analyse et la comparaison des performances de ces options.



a) Option A b) Option B c) Option C

d) Option D e) Option E f) Option F

g) Option G

Figure 5.8. Variation de la haute pression pour chaque option

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

5.3.2 Moyenne pression

La moyenne pression joue un rôle important dans les installations au CO_2, car elle influe sur la quantité de vapeur dirigée vers la vanne flash gaz, ainsi que sur la quantité de liquide envoyé vers l'évaporateur. Les options proposées précédemment modifient la répartition de l'énergie à travers le cycle. C'est pourquoi il est essentiel d'évaluer l'évolution de la moyenne pression et son impact sur les performances de la machine dans chacune de ces options.

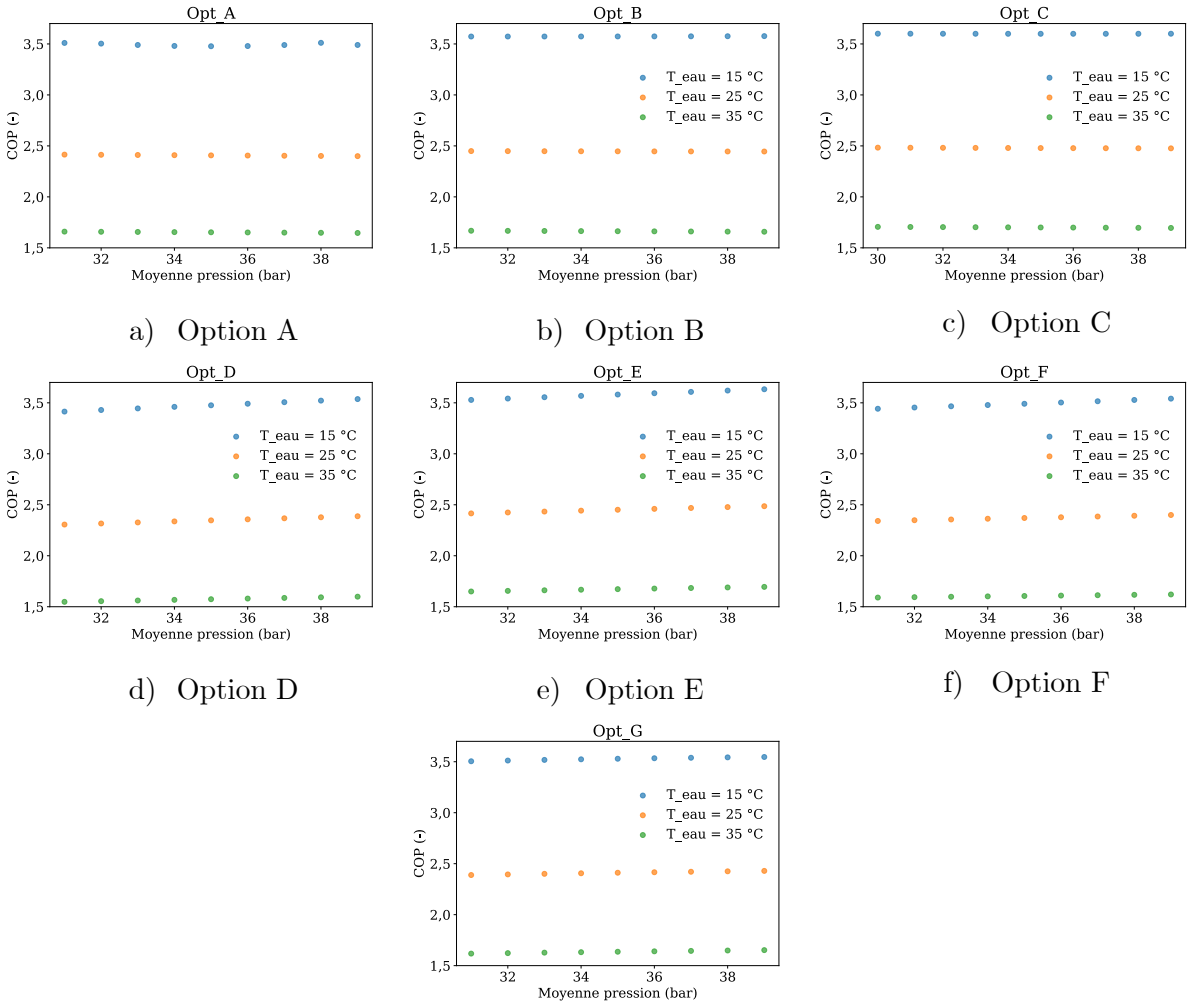
Une étude de la variation de cette pression a été faite pour chaque option dans une plage de température d'entrée d'eau de 15 à 35 °C et pour une puissance frigorifique constante de 30 kW. La haute pression flottante est régulée avec les polynômes présentés dans le chapitre 2 et une consigne de moyenne pression est imposée entre 31 et 39 bar afin d'observer la variation du COP en fonction de la moyenne pression.

À titre d'exemple, la Figure 5.9 illustre la variation du COP en fonction de la moyenne pression pour trois températures représentatives de chaque régime, subcritique (15 °C, en bleu), transition (25 °C, en orange) et transcritique (35 °C, en vert).

On constate que la moyenne pression n'a pas d'impact significatif sur la performance de la machine, quelle que soit l'option utilisée. Cependant il y a une légère augmentation du COP, de 0,05 à une température d'entrée d'eau de 25 °C, et de 0,1 à une température d'entrée d'eau de 15 °C, avec les options D, E et F à des moyennes pressions de 39 bar par rapport à 31 bar. Cela peut s'expliquer par le fait que ces deux options utilisent le mélange des fluides sortants de la vanne flash gaz et de l'évaporateur. Si la moyenne pression augmente, un débit plus important est envoyé par la vanne flash gaz, ce qui réduit la température à l'entrée de l'économiseur et améliore le transfert de chaleur dans celui-ci (voir section 5.4.1).

L'ajout d'une moyenne pression variable ne se justifie pas, car cela complexifierait la gestion de l'installation sans apporter d'amélioration significative à la performance de la machine. Par conséquent, la moyenne pression est fixée à 38 bar dans les simulations pour deux principales raisons : premièrement, cela permet de comparer les résultats avec ceux obtenus lors des tests des différentes configurations examinées au cours de la thèse ; deuxièmement, cette valeur, 38 bar, permet d'obtenir une amélioration du COP pour les options D, E et F.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés



a) Option A b) Option B c) Option C

d) Option D e) Option E f) Option F

g) Option G

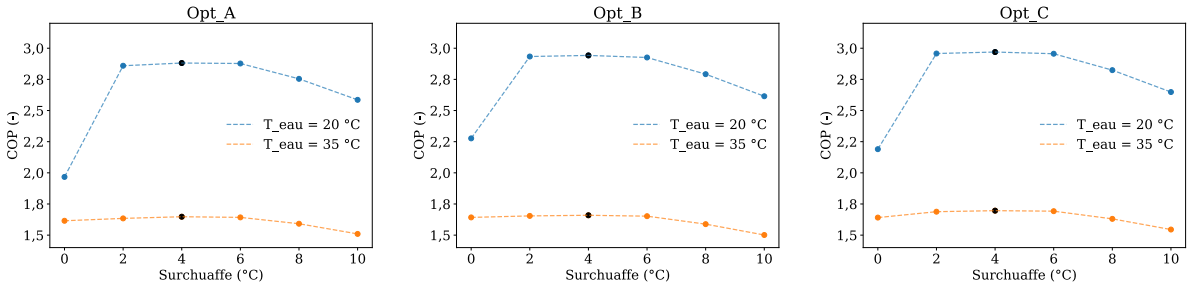
Figure 5.9. Variation de la moyenne pression pour chaque option

5.3.3 Surchauffe

La surchauffe de l'installation joue également un rôle important dans la performance de la machine car elle influence la basse pression de l'installation. Plus elle est grande, plus la basse pression est faible pour un évaporateur donné. De plus, avoir une grande surchauffe permet de protéger le compresseur de coups de liquide lorsqu'il n'y a pas d'autre organe pour l'éviter.

Toutes les options montrent une même évolution du COP en fonction de la surchauffe. À titre d'exemple la Figure 5.10 illustre le COP en fonction de la surchauffe pour les options A, B et C. Le point noir représente le COP maximum.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés



a) Option A b) Option B c) Option C

Figure 5.10. Variation de la moyenne pression pour chaque option

La Figure 5.10 présente plusieurs particularités intéressantes à analyser :

- À température d'eau de 20 °C, la performance de la machine reste presque constante entre les surchauffes de 2 °C à 6 °C, cependant le COP est maximum avec une surchauffe de 4 °C. Pour cette raison, l'analyse qui suit est faite avec une surchauffe de 4 °C.
- On observe que l'influence de la surchauffe est moins importante à 35°C qu'à 20 °C d'entrée d'eau. Cela est dû à la relation entre l'augmentation de la basse pression et le taux de compression (voir explication détaillée dans le chapitre 3, section 3.3.2.2.
- À température d'eau de 20 °C, on observe une chute du COP entre 2 et 0 °C de surchauffe. Or, on s'attendrait à ce que le COP augmente quand la surchauffe diminue puisqu'une surchauffe basse implique généralement une remontée de la basse pression.

L'explication suivante à la chute du COP est proposée :

- La Figure 5.11 représente schématiquement l'évolution de température des deux fluides, MEG (ligne violette) et CO_2 (ligne bleue), dans l'évaporateur pour une surchauffe de (a) 0 °C, (b) 2 °C, (c) 4 °C, (d) 6 °C et (e) 8 °C. Les valeurs des extrémités de chaque ligne violette ont été obtenues par le modèle développé au cours de cette thèse. Les températures du MEG (lignes bleues) en entrée et sortie de l'évaporateur sont imposées (- 4 °C et – 8 °C). On rappelle que le modèle numérique prend en compte les dimensionnements des composants. Ces résultats sont représentatifs de toutes les options car on n'analyse ici que l'entrée et la sortie de l'évaporateur.
- Sur cette Figure 5.11, on observe qu'avec une surchauffe de 0 °C, 2 °C et 4 °C, la température d'évaporation reste constante et égale à – 10 °C. Pour passer d'une surchauffe de 2 °C à 0 °C, le modèle augmente de façon importante le débit de fluide envoyé à l'évaporateur (beaucoup plus que pour passer de 4 à 2 °C de surchauffe). L'augmentation du débit de fluide aspiré par le

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

compresseur accroît la puissance requise par le compresseur, comme l'équation (3.5) le montre, de sorte que le COP diminue. La différence de débit nécessaire pour passer d'une surchauffe de 4 °C à 2 °C est plus faible, pour cette raison on n'observe pas une grande différence dans le COP.

$$P_{elec} = \frac{\dot{m}\Delta H}{\eta_{gl}} \tag{5.1}$$

- Pour une température d'eau de 20 °C et une surchauffe de 6 °C, la température d'évaporation diminue de 0,7 °C par rapport à 0, 2 et 4 °C de surchauffe (Figure 5.11). Pour une surchauffe de 8 °C et de 10 °C, la température d'évaporation baisse de 2 °C et de 4 °C respectivement. Ces baisses de température d'évaporation expliquent l'augmentation du travail du compresseur et la diminution du COP.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

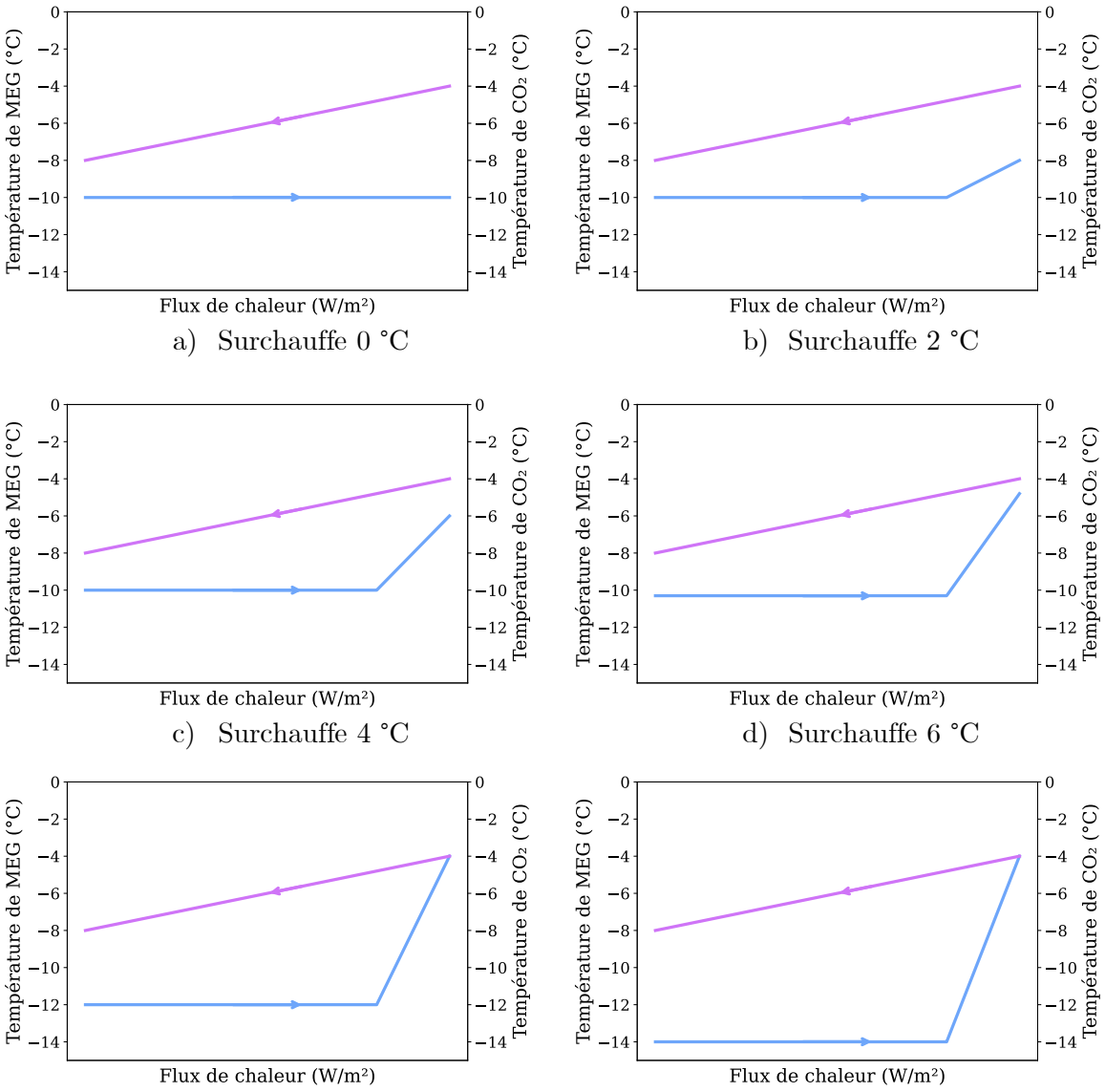


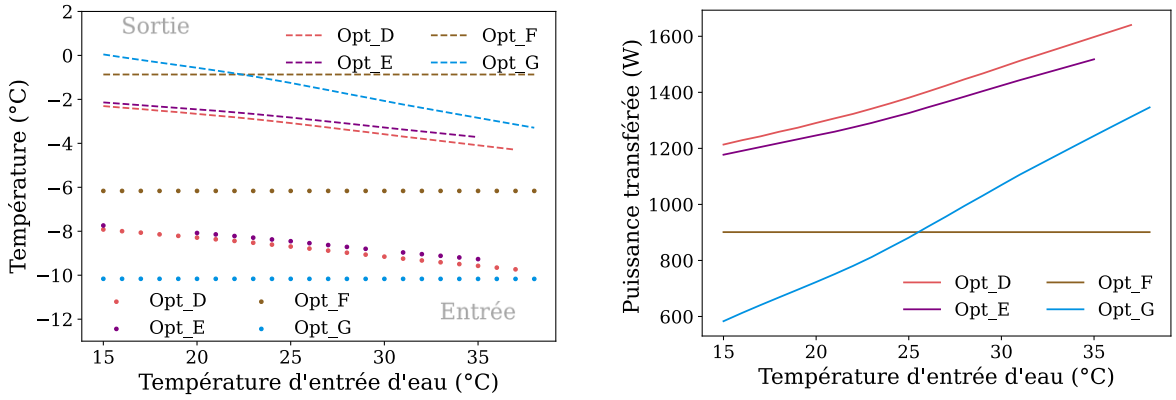
Figure 5.11. Relation entre le MEG (violet) et le CO_2 (bleu) à l'évaporateur pour différentes surchauffes à 20 °C de température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz.

5.4 Analyse des résultats

5.4.1 Analyse énergétique de l'économiseur

La Figure 5.12 illustre (a) les températures du CO_2 à l'entrée (points) et à la sortie (lignes pointillées) de l'économiseur, coté basse pression et (b) la puissance transférée dans l'économiseur pour les options proposées précédemment. On voit donc clairement que le CO_2 basse pression se réchauffe dans l'économiseur.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés



(a) Températures du CO_2 basse pression (points : entrée ; pointillés : sortie)

(b) Puissance transférée

Figure 5.12. Comparaison entre (a) les températures du CO_2 à l'entrée et à la sortie de l'économiseur et (b) la puissance transférée dans l'économiseur côté basse pression pour les options proposées, en fonction de la température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz et pour une puissance frigorifique de 30 kW

- Variation de la température du CO_2 à l'entrée de l'économiseur en basse pression (points) :

La température du CO_2 basse pression à l'entrée de l'économiseur (point 20 des cycles présentés dans la section 5.2) des options F (points marrons) et G (points bleus) reste constante avec la variation de la température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz. Pour l'option F, cette température est la température à la sortie de l'évaporateur (le point 19 des cycles présentés dans section 5.2). Pour l'option G, cette température est la température de saturation à basse pression car c'est la sortie de la vanne flash gaz (le point 12 des cycles présentés dans section 5.2).

Contrairement aux options F et G, dans les options D et E la température au point 20 varie avec la température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz (voir Figure 5.12 (a), température d'entrée D et E). Cela peut s'expliquer avec le bilan énergétique (5.2),(5.3) et (5.4) au point 20 :

Pour l'option F :

$$\dot{m}_{19} h_{19} = \dot{m}_{20} h_{20} \tag{5.2}$$

Pour l'option G :

$$\dot{m}_{12} h_{12} = \dot{m}_{20} h_{20} \tag{5.3}$$

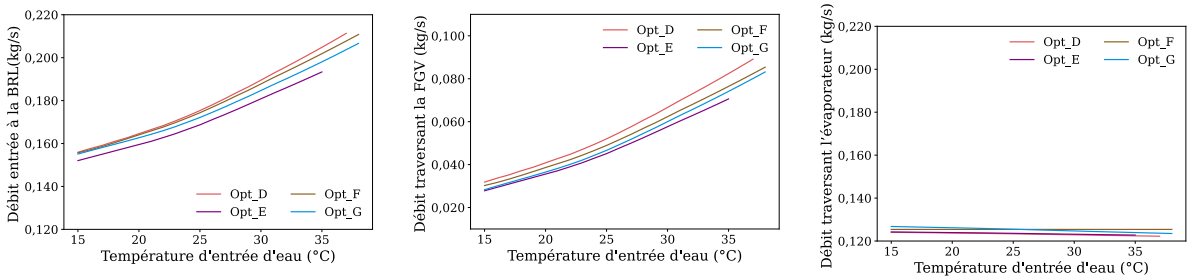
Pour les options D et E :

$$\dot{m}_{12} h_{12} + \dot{m}_{19} h_{19} = \dot{m}_{20} h_{20} \tag{5.4}$$

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

L'enthalpie à la sortie de l'évaporateur (h_{19}) est constante car elle est fixée par la surchauffe imposée. L'enthalpie à la sortie de la vanne flash gaz (h_{12}) est constante car elle a la même valeur que l'enthalpie de saturation de la vapeur à moyenne pression (38 bar). On a vu dans le chapitre 1 que l'augmentation de la température de l'eau en entrée du refroidisseur de gaz induit une augmentation du titre en vapeur dans la bouteille séparatrice de liquide. Ceci induit une augmentation du débit massique de la vanne flash gaz et une diminution du débit massique de liquide sortant de la bouteille et traversant ensuite l'évaporateur (Figure 5.13). Le débit massique de l'évaporateur diminue légèrement avec la température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz ($\dot{m}_{19}$) mais le débit massique à la sortie de la vanne flash gaz ($\dot{m}_{12}$) augmente de façon plus importante avec la température d'entrée d'eau.

Étant donné que la température au point 12 est plus faible que la température au point 19 (en raison de la surchauffe), lorsque le débit massique à la sortie de la vanne flash gaz augmente, la température du point 20 diminue ainsi que son enthalpie.



a) Débit à l'entrée de la BRL ($\dot{m}_9$)

b) Débit traversant la vanne flash gaz ($\dot{m}_{12}$)

c) Débit traversant l'évaporateur ($\dot{m}_{19}$)

Figure 5.13. Débit à l'entrée de la bouteille séparatrice BRL, à la sortie de la vanne flash gaz et dans l'évaporateur à différentes températures d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz

- Variation de la température du CO_2 à la sortie de l'économiseur en basse pression (pointillés) :

La température du CO_2 à la sortie de l'économiseur en basse pression pour l'option F est constante mais pour les options D, E et G elle diminue avec la température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz.

Cela peut s'expliquer avec la puissance transférée à basse pression dans l'économiseur (équation (5.5)) :

$$\dot{Q}_{BP} = \dot{m}_{BP}(h_{21} - h_{20}) \tag{5.5}$$

La puissance ($\dot{Q}_{BP}$) dépend du débit ($\dot{m}_{BP}$) et de l'enthalpie à l'entrée de l'économiseur en basse pression (h_{20}). L'enthalpie à la sortie de l'économiseur basse pression (h_{21}) est le résultat des échanges thermiques dans l'économiseur.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Avec deux propriétés thermodynamiques connues dans la région monophasique (en dehors de la courbe de saturation), toutes les autres propriétés thermodynamiques peuvent être déduites. La pression à l'intérieur de l'économiseur est constante (perte de charge nulle dans le modèle), parler de l'enthalpie revient en fin de compte à parler de la température, dans ce cas spécifique.

Dans l'option F, la température au point 20 est égale à la température du fluide sortant de l'évaporateur (point 19). Étant donné que la surchauffe et la puissance frigorifique sont maintenues constantes lors de la simulation, l'enthalpie à l'entrée (h_{20}) et le débit $\dot{m}_{BP}$ sont également constants. La température et l'enthalpie au point 21 ne sont donc pas impactées par la variation de la température d'entrée d'eau.

Dans l'option G, la température du CO_2 basse pression à l'entrée de l'économiseur (point 20 du cycle) reste constante avec l'augmentation de la température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz (Figure 5.12). Au même point 20, le débit de CO_2 ($\dot{m}_{BP}$) augmente avec la température d'eau en raison de l'augmentation du titre en vapeur dans la bouteille. La Figure 5.12 (a) montre que la température du CO_2 en sortie de l'économiseur, coté basse pression (point 21), diminue avec la température d'entrée d'eau. Par conséquent, l'enthalpie au point 21 augmente (à basse pression constante).

Pour résumer : h_{20} est constante, h_{21} augmente, et $\dot{m}_{BP}$ augmente. Ceci est cohérent avec l'augmentation de la puissance $\dot{Q}_{BP}$ observée sur la Figure 5.12 (b) pour cette option G quand la température d'entrée d'eau augmente.

Dans les options D et E, la température du CO_2 à la sortie de l'économiseur diminue avec la température d'entrée d'eau car le débit $\dot{m}_{BP}$ augmente. On observe ici (options D et E) que l'écart entre les températures d'entrée et de sortie est maintenu car l'enthalpie, donc la température, du point 20 varie également avec le débit qui traverse la vanne flash gaz (voir équation (5.4)).

- Variation de la puissance transférée dans l'économiseur :

Une différence dans la puissance transférée entre ces options est notable. La puissance augmente avec la température d'entrée d'eau pour les options D (section 5.2.4), E (section 5.2.5) et G (section 5.2.7) mais elle reste constante pour l'option F (section 5.2.6).

La variation de la puissance pour les options D, E et G est principalement due à l'augmentation de débit massique traversant la vanne flash gaz. La puissance de l'option F est constante car elle ne dépend pas du débit de la vanne flash gaz.

Bien que l'on puisse imaginer que la puissance de l'économiseur pour les options E (section 5.2.5) et D (section 5.2.4) est identique, car elles utilisent toutes deux le même fluide de refroidissement issu du mélange entre la sortie de l'évaporateur et la vanne flash gaz, une légère différence se manifeste dans le transfert de chaleur.

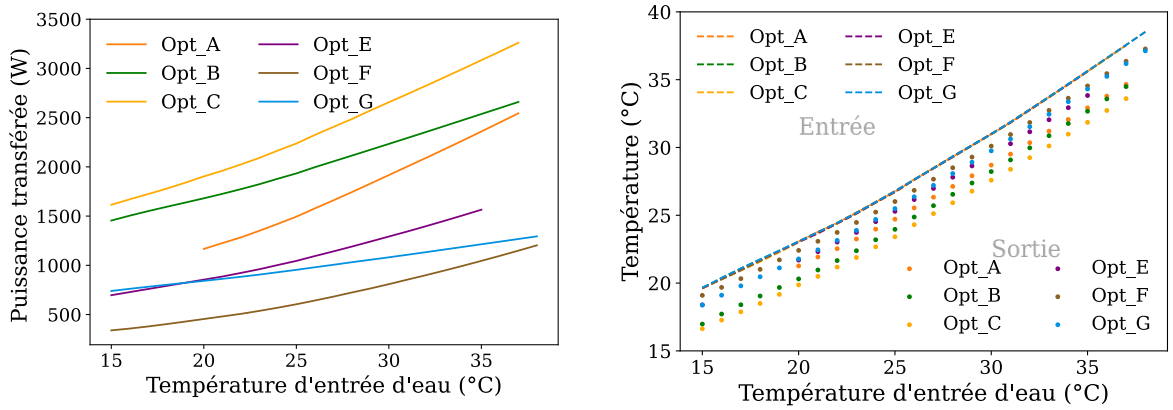
Cette différence découle principalement de l'effet du sous-refroidisseur de l'option E, qui permet de réduire le débit du fluide traversant la vanne flash gaz. Un débit plus important

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

traverse la vanne flash gaz dans l'option D. Comme l'équation (5.4) l'a montré, une augmentation du débit au point 12 entraîne une diminution dans l'enthalpie au point 20, donc de la température. La température au point 20 est donc plus faible pour l'option D que pour l'option E, et l'écart se creuse avec l'augmentation de la température d'eau au refroidisseur de gaz. Cet écart croissant se répercute sur la puissance transférée dans l'économiseur : plus la température d'eau au refroidisseur de gaz augmente, plus l'écart entre les températures au point 20 des options D et E se creuse et plus l'écart de puissance à l'économiseur entre les options D et E est important (voir Figure 5.12 (b)).

5.4.2 Analyse énergétique du sous-refroidisseur

La Figure 5.14 présente une comparaison (a) de la puissance transférée dans le sous-refroidisseur et (b) des températures d'entrée (lignes pointillées) et de sortie (points) à haute pression pour les options proposées précédemment. La puissance transférée dans le sous-refroidisseur varie en fonction de la température d'entrée d'eau et selon l'option choisie. L'option C (section 5.2.3) permet d'avoir la température de sortie du sous-refroidisseur la plus faible, suivie par les options B (section 5.2.2), A (section 5.2.1), E (section 5.2.5), G (section 5.2.7) et finalement F (section 5.2.6).



a) Puissance transférée b) Température

Figure 5.14. Puissance transférée dans le sous-refroidisseur et températures du CO_2 haute pression en entrée et en sortie du sous-refroidisseur pour les options proposées à différentes températures d'entrée d'eau et pour une puissance frigorifique de 30 kW

Il est important de rappeler que l'on cherche à avoir la température la plus faible à la sortie du sous-refroidisseur car cela permet d'avoir un titre en vapeur plus faible à l'entrée de la bouteille séparatrice de liquide. Ainsi, moins de vapeur traverse la vanne flash gaz.

La puissance transférée dans le sous-refroidisseur ($\dot{Q}_{SR}$) (équation (5.6)) dépend principalement du débit ($\dot{m}_{SR}$) et de l'enthalpie $h_{11'}$ à laquelle le CO_2 atteint le sous-refroidisseur car l'enthalpie au point 11 est le résultat des échanges thermiques.

$$\dot{Q}_{SR} = \dot{m}_{SR}(H_{11} - H_{11'}) \tag{5.6}$$

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

En observant les architectures des options B et G, on pourrait imaginer que les échanges thermiques dans le sous-refroidisseur sont similaires car le fluide utilisé pour récupérer la chaleur rejetée provient dans les deux cas de l'évaporateur à la même température et à la même pression, mais on observe que ces deux options ne produisent pas le même effet sur la puissance du sous-refroidisseur. Cela est dû principalement à la différence de débit au point 11 prime entre les deux options. Le débit dans l'option G est inferieur à celui de l'option B. L'option G utilise un économiseur permettant d'avoir un titre en vapeur plus faible à l'entrée de l'évaporateur, ce qui augmente la différence d'enthalpie à l'évaporateur et permet d'avoir un débit réduit à l'évaporateur ainsi qu'au point 11 prime. Le transfert de chaleur de l'option G est significativement réduit dans le sous-refroidisseur par rapport à l'option B.

Les options C et E utilisent toutes les deux un mélange du CO_2 sortant de l'évaporateur et de la vanne flash gaz. Cependant la puissance transférée dans le sous-refroidisseur est plus élevée dans l'option C que dans l'option E, permettant ainsi une diminution de la température à la sortie du sous-refroidisseur plus importante dans l'option C. Cette différence est due à l'ajout d'un économiseur dans l'option E qui chauffe le fluide avant que celui-ci n'entre dans le sous-refroidisseur au point 11 prime.

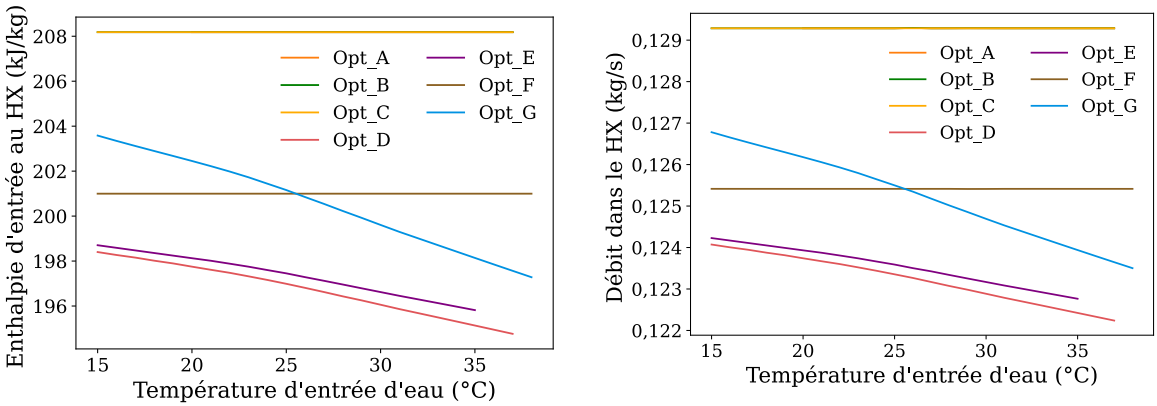
5.4.3 Analyse énergétique de l'évaporateur

La Figure 5.15 illustre a) l'enthalpie à l'entrée de l'évaporateur et b) le débit massique traversant l'évaporateur avec les différentes options proposées et à différentes températures d'entrée d'eau. Étant donné que dans cette étude, la puissance frigorifique et l'enthalpie à la sortie de l'évaporateur sont constantes, l'évolution de l'enthalpie à l'entrée de l'évaporateur est similaire à l'évolution du débit massique dans l'évaporateur, comme le montre ces deux figures.

Les options A (section 5.2.1), B (section 5.2.2) et C (5.2.3) ont la même enthalpie d'entrée à l'évaporateur et elle ne varie pas avec la température d'entrée d'eau. Cela est dû au fait que le liquide sortant de la bouteille liquide n'est pas refroidi avant ou après avoir traversé la vanne de détente EEV. Le débit à l'évaporateur de ces trois options est également constant.

L'enthalpie d'entrée à l'évaporateur pour les options D (section 5.2.4), E (section 5.2.5) et G (section 5.2.7) diminue lorsque la température d'entrée d'eau augmente. Cela est dû au fait que la puissance transférée dans l'économiseur est plus importante à hautes températures d'entrée d'eau comme expliquée dans la section 5.4.1.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés



a) Enthalpie à l'entrée de l'évaporateur

b) Débit dans l'évaporateur

Figure 5.15. Puissance et débit de l'évaporateur pour les options proposées à différentes températures d'entrée d'eau et pour une puissance frigorifique de 30 kW

5.4.4 Débit massique dans les compresseurs

La Figure 5.16 présente le débit total traversant les compresseurs pour chaque option et pour une plage de température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz variant de 15 à 35 °C. Autrement dit, il s'agit du débit total de l'installation pour chaque option. Les options C et E affichent le débit le plus faible, tandis que l'option D présente le débit le plus élevé parmi les différentes options.

Lorsque l'on compare les quatre premières options, toutes utilisant un seul échangeur de chaleur, on remarque que l'option D, qui intègre un économiseur au lieu d'un sous-refroidisseur comme les options A, B et C, présente le débit total le plus élevé. Cela suggère que le gain d'enthalpie à l'entrée de la bouteille séparatrice de liquide est plus important que le gain d'enthalpie à l'entrée de l'évaporateur. En outre, l'option C semble être l'arrangement le plus efficace avec le sous-refroidisseur (mais cela devra être confirmé dans la section concernant le COP), car elle réduit significativement le débit des compresseurs.

En ce qui concerne les options utilisant deux échangeurs de chaleur, à savoir les options E, F et G, on observe un impact significatif sur le débit total de l'installation grâce à la différente distribution de la chaleur dans le cycle, l'option E ayant le débit le plus faible, suivie de G et enfin de F.

Il existe une légère différence entre le débit total de l'option C et celui de l'option E, et ces deux débits se croisent à des températures d'entrée d'eau élevées. Bien que l'option E permette d'envoyer moins de débit vers l'évaporateur, comme le montre la Figure 5.15, le débit à travers les compresseurs n'est pas plus faible que l'option C car il y a plus de débit traversant la vanne flash gaz dans l'option E. Contrairement à l'option E, l'option C a moins de débit passant par la vanne flash gaz et plus de débit passant par l'évaporateur. Finalement, les débits se compensent, de sorte que les deux options ont un débit total similaire.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

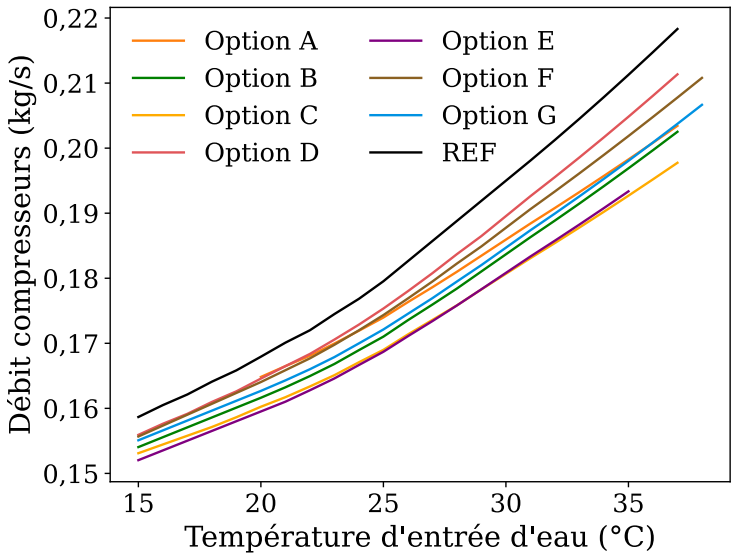


Figure 5.16. Débit des compresseurs

5.4.5 Puissance électrique des compresseurs

La Figure 5.17 présente la puissance électrique absorbée par les compresseurs pour chaque option étudiée en fonction de la température d'entrée d'eau. On observe que les écarts d'une option à l'autre sont plus faibles que ceux observés avec le débit total de l'installation (Figure 5.16). Cependant la puissance absorbée suit la même tendance que le débit des compresseurs.

Les options qui montrent une puissance électrique plus faible sont les options C et E, suivies par les options B, G, A, F et finalement l'option D.

La différence entre la puissance électrique et le débit total de l'installation s'explique principalement par l'enthalpie d'entrée aux compresseurs. Cette enthalpie varie en fonction de l'option en raison de la manière dont l'énergie est distribuée dans le circuit par les échangeurs de chaleur.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

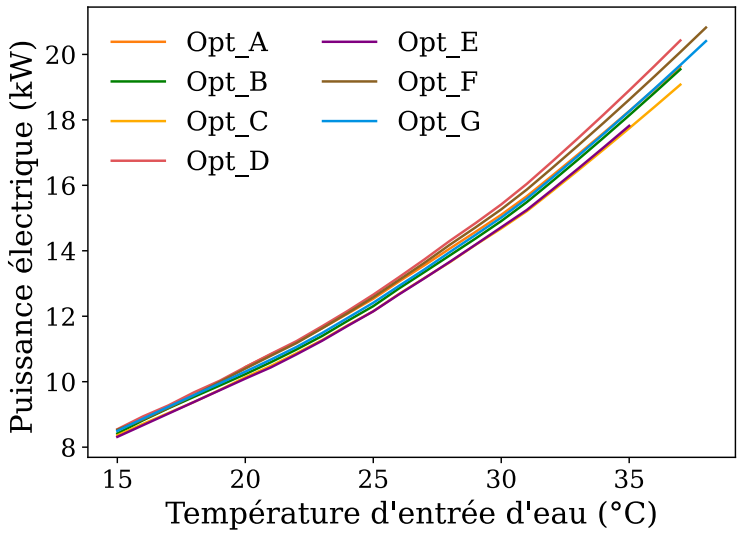
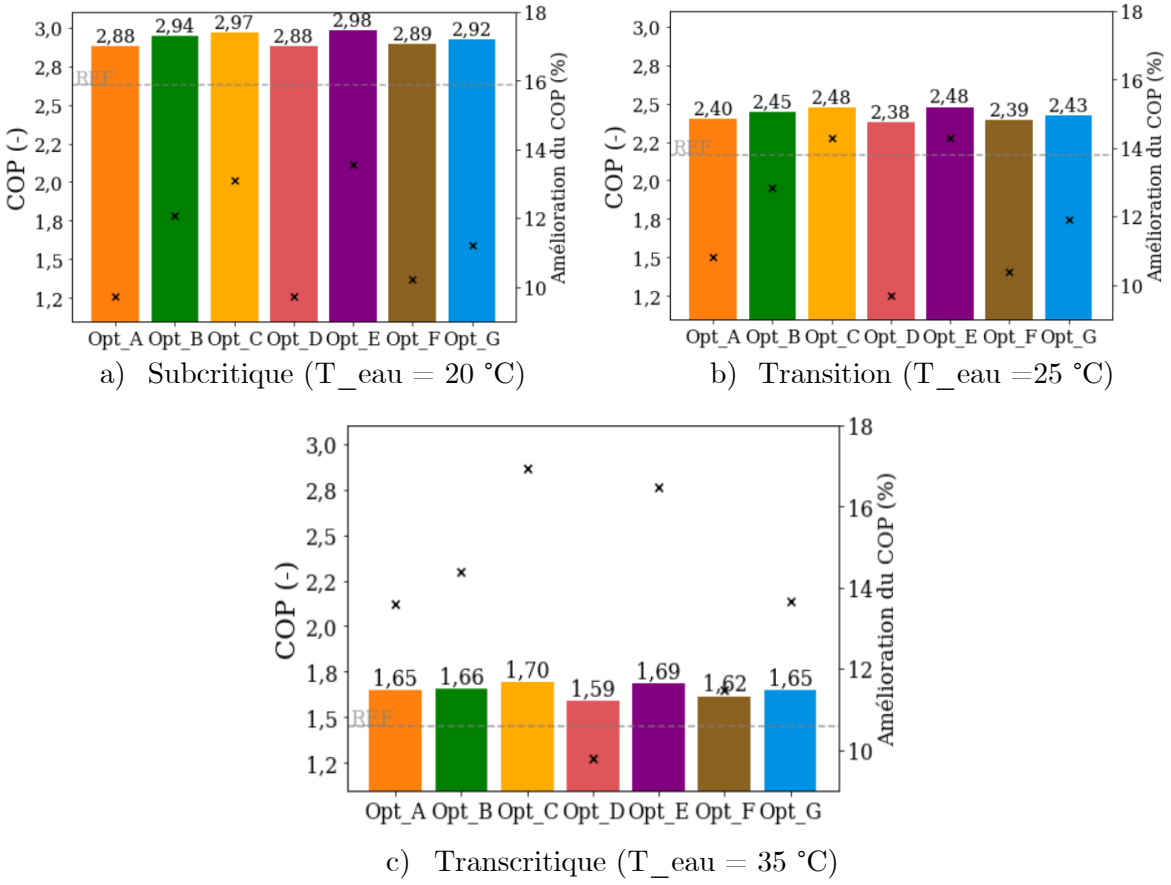


Figure 5.17. Puissance électrique absorbée par les compresseurs

5.4.6 Coefficient de performance

La Figure 5.18 présente une comparaison graphique des performances (barres) et de l'amélioration des performances de chaque option (croix noire) par rapport au système de référence pour une température d'entrée d'eau de : (a) 15 °C, (b) 25 °C et (c) 35 °C. La performance du système de référence est représentée avec une ligne pointillée en gris sur chaque figure.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés



a) Subcritique (T_eau = 20 °C)

b) Transition (T_eau =25 °C)

c) Transcritique (T_eau = 35 °C)

Figure 5.18. Coefficient de performance (barres) et amélioration du COP (croix) par rapport au système de référence des différentes options pour les trois régimes de fonctionnement et à une puissance frigorifique de 30 kW.

Toutes les options proposées présentent une amélioration de la performance de la machine en comparaison avec le système de référence. Les options C et E présentent la meilleure amélioration de la performance comme le laissait présager les analyses précédentes. Plusieurs observations peuvent être déduites de cette figure :

1. Les différentes options permettent une amélioration du COP plus importante à hautes températures d'entrée d'eau qu'à faibles températures.
2. L'option G présente une amélioration du COP légèrement supérieure à l'option A en régime subcritique et de transition mais en régime transcritique les deux présentent la même amélioration.
3. Bien que les options B et G utilisent toutes les deux le fluide à la sortie de l'évaporateur pour récupérer la chaleur du sous-refroidisseur, l'option B est une solution plus performante que l'option G dans tous les régimes de fonctionnement.
4. Bien que les options D et E utilisent toutes les deux le fluide résultant du mélange du fluide à la sortie de l'évaporateur et de la vanne flash gaz, l'option E présente une solution plus performante que l'option D dans tous les régimes de fonctionnement.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

5. Il y a une légère différence de performance entre les options C et E. Cependant l'option E montre une meilleure performance en régime subcritique et en transition mais en régime transcritique l'option C est un peu plus performante.

Les résultats observés peuvent être expliqués de la façon suivante :

1. L'augmentation des COP de toutes les options par rapport au COP de référence était attendue car l'une des propriétés du CO_2 est que ses performances se dégradent à haute température extérieure, car plus de 30 % du débit comprimé par les compresseurs n'est pas utilisé dans le processus de refroidissement dans l'évaporateur, car il traverse la vanne flash gaz pour ensuite être directement recomprimé. Dans les options proposées, ce débit qui n'est normalement pas utilisé, est utilisé pour mieux répartir la chaleur dans le circuit et améliorer les performances.
2. L'option G permet d'avoir un débit total de l'installation plus faible grâce à ses deux étapes de refroidissement. Cela se traduit par une consommation d'électricité moindre par rapport à l'option A. Cependant, à mesure que la température de l'eau d'entrée augmente, le rôle du refroidisseur dans l'option A devient de plus en plus important, au point que le débit circulant dans les deux options finit par être proche, ainsi que la performance du système.
3. La seule différence entre les deux options B et G réside dans l'ajout d'un économiseur dans l'option G. Bien que cela ne soit pas évident, l'ajout de cet échangeur de chaleur dégrade la performance du système. En effet, cet ajout entraîne une diminution de l'enthalpie à l'entrée de l'évaporateur et donc une diminution dans le débit traversant l'évaporateur. Cela implique qu'il y a moins de débit traversant le sous-refroidisseur et donc une puissance plus faible dans le sous-refroidisseur, comme cela a été observé dans la Figure 5.14.
4. Comme il a été observé précédemment dans la section 5.4.1, la puissance transférée dans l'économiseur est plus faible avec l'option E qu'avec l'option D. Cependant la distribution d'énergie de l'option E, grâce à l'ajout du sous-refroidisseur, permet d'avoir un débit beaucoup plus faible, ce qui réduit le travail des compresseurs et améliore la performance globale du système.
5. La légère différence de performance entre les options C et E est due aux différents échanges thermiques de l'installation expliqués dans la section 5.4.2 qui modifient légèrement le débit circulant de l'installation.

5.5 Conclusions des options

Différentes options pour améliorer le COP ont été présentées et analysées à différentes températures d'entrée d'eau. Les meilleures options étaient les options C et E. On recommande l'option C, avec un sous-refroidisseur positionné après la vanne flash gaz et après l'évaporateur, pour toutes les températures d'entrée d'eau. Cette option n'utilise qu'un seul échangeur de chaleur interne, le sous-refroidisseur, donc le coût d'investissement est

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

moins élevé par rapport aux options avec deux échangeurs de chaleur internes. De plus cette option protège le compresseur de tout coup de liquide.

5.6 Mélange CO_2/ propane

Les mélanges de CO_2 et d'hydrocarbures présentent également une piste d'amélioration intéressante comme il a été mentionné dans le chapitre 1, section 1.4.4. Cela permet d'atténuer le principal inconvénient du CO_2, à savoir une faible température critique et une haute pression critique ce qui provoque une transition du régime subcritique au régime transcritique lorsque la température extérieure augmente. Cette transition nuit significativement à l'efficacité de la machine. Dans la section 1.4.4 différents hydrocarbures candidats au mélange avec le CO_2 ont été comparés et le propane a semblé être une bonne alternative.

Une comparaison entre le CO_2 pur et le mélange CO_2/propane à une concentration massique de 70/30 est analysée dans cette section. Le mélange CO_2/propane (70/30) a une température critique de 45 °C et une pression critique de 68 bar contre respectivement 31 °C et 73 bar pour le CO_2 pur [1]. Ainsi, ce mélange permet de réduire la pression critique du fluide frigorigène de 5 bar et d'augmenter la température critique de 14 °C par rapport au CO_2 pur. Cela est intéressant à hautes températures ambiantes car cela permet de basculer des conditions transcritiques aux conditions subcritiques pour lesquelles la performance de la machine est améliorée.

5.6.1 Analyse énergétique

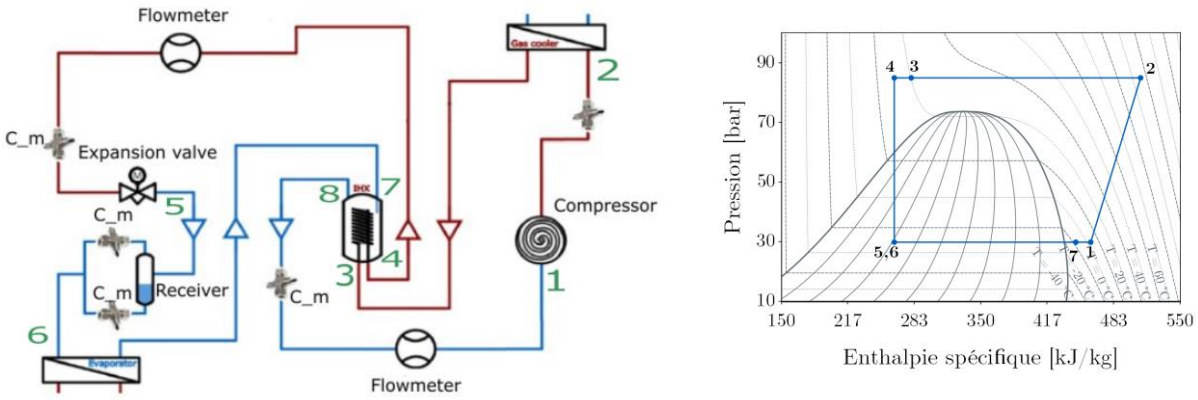
Les résultats expérimentaux obtenus avec ce mélange ont été produits à l'aide d'un banc d'essais installé au laboratoire du Froid, des Systèmes Energétiques et Thermiques (LaFSET) du CNAM à Paris.

Ce banc d'essais est composé de trois circuits fermés. Le circuit principal est le système de réfrigération utilisant soit le CO_2 pur, soit le mélange CO_2/propane, comme réfrigérant. Le deuxième circuit est un circuit d'eau utilisé pour absorber la chaleur rejetée par le circuit principal et pour simuler des températures ambiantes. La température de l'eau de ce deuxième circuit est régulée par un bain thermostatique et le débit d'eau est ajustable selon les besoins. Cette eau est injectée à l'entrée du refroidisseur de gaz. Un dernier circuit de monoéthylène glycol (MEG) est utilisé pour simuler une puissance frigorifique grâce à un réchauffeur électrique.

Le circuit principal (Figure 5.19) est composé d'un compresseur à spirale, d'un refroidisseur de gaz, d'un échangeur de chaleur interne et d'un évaporateur. Il est équipé de capteurs de température, de pression et de débit. La Figure 5.19 (a) présente le schéma de l'installation et la Figure 5.19 (b) présente le cycle thermodynamique sur un diagramme de Mollier.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Le mélange est comprimé par le compresseur de la basse pression (1) à la haute pression (2), ensuite il est refroidi par le refroidisseur de gaz (3) et par un échangeur de chaleur interne (4) puis détendu par la vanne de détente (5). Le fluide diphasique rentre dans la bouteille séparatrice afin de séparer la vapeur du liquide et de pouvoir mesurer leur composition, ensuite il est mélangé à nouveau avant de rentrer dans l'évaporateur (6). Enfin, le fluide sortant de l'évaporateur passe par l'échangeur de chaleur interne (7-8) pour récupérer la chaleur rejetée entre 3 et 4.



(a) Schéma du banc d'essais

(b) Cycle représentée sur le diagramme de Mollier

Figure 5.19. Banc d'essais au CO_2 [2]

5.6.1.1 Conditions expérimentales et traitement des données

Les essais sont réalisés dans les conditions suivantes :

Les températures du fluide secondaire MEG à l'entrée de l'évaporateur sont de 12 °C, 5 °C, 0 °C et -5 °C, la différence de température entre l'entrée et la sortie du fluide secondaire dans l'évaporateur est de 5 °C. Les températures d'entrée de l'eau au refroidisseur de gaz sont de 25 °C et 35 °C. La fraction massique initiale du mélange CO_2/propane est de 70/30.

L'acquisition de données est effectuée toutes les secondes pendant 20 minutes après que le régime permanent ait été atteint. Une valeur moyenne est calculée pour faire les différentes analyses énergétiques.

L'analyse énergétique du CO_2 pur et du mélange CO_2/propane est déterminée comme ceci :

- Le coefficient de performance est calculé avec la chaleur récupérée par le fluide secondaire de l'évaporateur et l'énergie électrique consommée (5.7).

$$COP = \frac{\dot{m}_{MEG}\, Cp\, (T_{MEG\ sortie\ évaporateur} - T_{MEG\ entrée\ évaporateur})}{Pelec} \tag{5.7}$$

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

- L'amélioration des performances du CO_2/propane par rapport au CO_2 pur est déterminée avec l'équation (5.8).

$$COP_{amélioration} = \frac{COP_{CO2/propane} - COP_{CO2}}{COP_{CO2}} \cdot 100 \quad (5.8)$$

Les principaux résultats expérimentaux sont indiqués dans le Tableau 5-1. L'ensemble des résultats est présenté en annexe G.

Tableau 5-1 : Principaux résultats expérimentaux.

Tentrée_ eau_GC (°C)	Tentrée_ MEG_évap (°C)	HP (bar) CO_2 pur	COP froid (-) CO_2 pur	Pfroid (W) CO_2 pur	HP (bar) mélange	COP froid (-) mélange	Pfroid (W) mélange
35	12	92,81	2,15	2090,8	59,61	2,35	1470,4
35	5	97,84	1,69	1790,7	62,01	1,90	1255,7
35	0	90,23	1,34	1332,3	60,4	1,59	1028,4
35	-5	85,41	1,04	978,4	61,99	1,24	822,6
25	12	72,29	3,4	2548,1	50,62	3,25	1702,3
25	5	71,89	2,96	2257,2	51,3	2,57	1420,6
25	0	72,4	2,4	1908,6	50,9	2,26	1254,8
25	-5	72,81	1,97	1594,8	51,3	1,85	1038,9

Les paragraphes qui suivent analysent le COP et la puissance frigorifique du système fonctionnant avec le CO_2 et avec le mélange CO_2/propane, et ce, avec une température d'eau au refroidisseur de gaz de 25 et 35 °C. Pour faciliter la compréhension des analyses, les différents cas peuvent être placés dans un tableau (cf. Tableau 5-2). Les analyses se feront par comparaison des COP et des puissances frigorifiques dans le sens horizontal et vertical du tableau.

Tableau 5-2 : quatre grandes catégories d'essais réalisés.

Tentrée_eau_GC	CO_2 pur	Mélange CO_2/propane (70/30)
35 °C	COP (CO_2 ; 35 °C)	COP (mélange ; 35 °C)
(conditions transcritiques)	Puissance frigorifique (CO_2 ; 35 °C)	Puissance frigorifique (mélange ; 35 °C)
25 °C	COP (CO_2 ; 25 °C)	COP (mélange ; 25 °C)
(conditions subcritiques)	Puissance frigorifique (CO_2 ; 25 °C)	Puissance frigorifique (mélange ; 25 °C)

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

5.6.1.2 Analyse énergétique en conditions transcritiques

5.6.1.2.1 Coefficient de performance (COP)

Il s'agit ici de comparer le COP (CO_2 ; 35 °C) et le COP (mélange ; 35 °C) du Tableau 5-2.

La Figure 5.20 illustre la relation entre la haute pression et le coefficient de performance. Cette haute pression a été fixée grâce à l'ouverture de la vanne de détente. Les lignes pointillées représentent les résultats expérimentaux du CO_2 pur et les lignes continues ceux du CO_2/propane (70/30) à une température d'eau à l'entrée du refroidisseur de gaz de 35 °C et à quatre températures du fluide secondaire à l'entrée de l'évaporateur : 12 °C (lignes rouges), 5 °C (lignes noires), 0 °C (lignes bleues) et - 5 °C (lignes vertes). Les lignes grises en pointillés représentent la pression critique du CO_2 pur et du mélange CO_2/propane.

L'utilisation du mélange CO_2/propane permet d'améliorer le COP optimal (sommet de chaque courbe, Figure 5.20) par rapport à celle du CO_2 pur de 9 %, 12 %, 19 % et 18 % pour les différentes températures d'entrée du fluide secondaire à l'évaporateur (12 °C, 5 °C, 0 °C, -5 °C respectivement) et pour une température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz de 35 °C. Cette amélioration peut s'expliquer par le fait que tous les COP optimaux obtenus avec le mélange CO_2/propane sont obtenus à des hautes pressions inférieures à la pression critique (68 bar pour la fraction massique CO_2/propane (70/30)). Cela signifie que l'utilisation de ce mélange CO_2/propane permet de basculer les conditions de travail de conditions transcritiques à des conditions subcritiques par rapport au CO_2 pur.

En outre, on observe que la haute pression optimale obtenue avec le mélange CO_2/propane est réduite par rapport à l'utilisation du CO_2 pur de 36 %, 37 %, 27 % et 33 % pour une température du fluide secondaire à l'entrée de l'évaporateur de 12 °C, 5 °C, 0 °C et -5 °C respectivement.

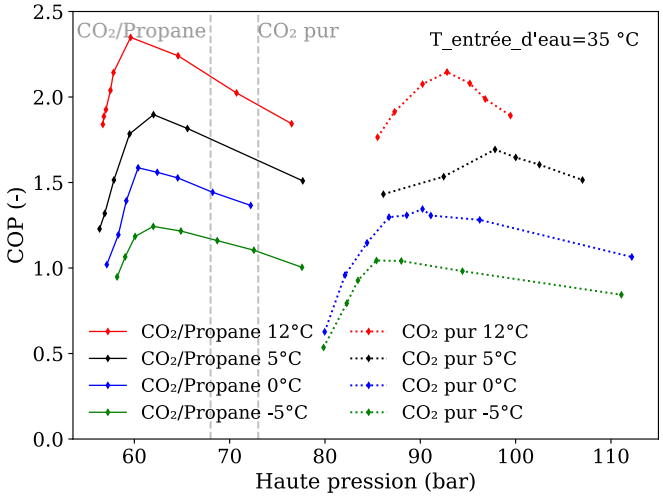


Figure 5.20. Coefficient de performance (COP) à température d'entrée d'eau de 35 °C et à températures d'entrée du fluide secondaire à l'évaporateur de 12 °C, 5 °C, 0 °C et -5 °C.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

5.6.1.2.2 Puissance frigorifique

Il s'agit ici de comparer la puissance frigorifique (CO_2 ; 35 °C) et la puissance frigorifique (mélange ; 35 °C) du Tableau 5-2.

La Figure 5.21 illustre la puissance frigorifique au COP le plus élevé obtenu dans la Figure 5.20 pour le CO_2 pur (lignes noires) et le CO_2/propane (70/30) (lignes rouges) en fonction de la température du fluide secondaire à l'entrée de l'évaporateur.

On observe que la puissance frigorifique diminue lorsque le mélange CO_2/propane est utilisé. Elle diminue de 16 %, 23 %, 30 % et 30 % pour des températures d'entrée de -5, 0, 5 et 12 °C à l'évaporateur, respectivement.

La réduction de la puissance frigorifique en utilisant le mélange CO_2/propane peut s'expliquer par le fait que le volume massique du mélange est plus élevé que celui du CO_2 pur. Cela signifie que pour le même volume balayé par le compresseur, le débit massique aspiré diminue entre le CO_2 et le mélange.

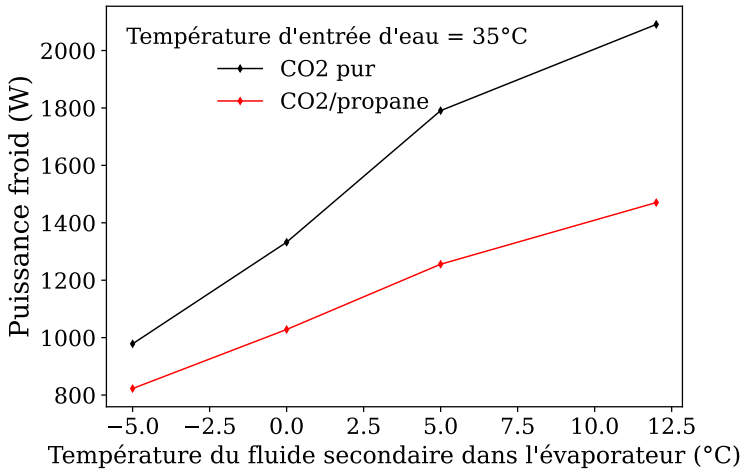


Figure 5.21. Puissance frigorifique à température d'entrée d'eau de 35 °C

5.6.1.3 Analyse énergétique en conditions subcritiques

5.6.1.3.1 Coefficient de performance (COP)

Il s'agit ici de comparer le COP (CO_2 ; 25 °C) et le COP (mélange ; 25 °C) du Tableau 5-2.

La Figure 5.22 illustre les résultats du COP obtenus à une température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz de 25 °C. Les lignes pointillées représentent les résultats expérimentaux obtenus avec le CO_2 pur et les lignes continues ceux obtenus avec le mélange CO_2/propane (70/30). Les températures du fluide secondaire à l'entrée de l'évaporateur sont de 12 °C (lignes rouges), 5 °C (lignes noires), 0 °C (lignes bleues) et -5 °C (lignes vertes).

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Contrairement aux résultats observés dans la section 5.6.1.2.1, avec une température d'eau de 25 °C le COP est dégradé avec le mélange CO_2/propane de 4 %, 13 %, 6 % et 6 % pour des températures d'entrée du fluide secondaire à l'évaporateur de 12 °C, 5 °C, 0 °C et -5 °C respectivement.

La Figure 5.22 montre également que la haute pression optimale est réduite d'environ 29 % lorsque l'on utilise le mélange CO_2/propane au lieu du CO_2 pur. Ce résultat est en cohérence avec la réduction observée dans la section 5.6.1.2.1 à une température d'entrée d'eau de 35 °C.

Ainsi, l'utilisation de ce mélange à une température d'entrée d'eau de 25 °C induit un COP plus faible et une haute pression optimale plus basse, tandis qu'à une température d'entrée d'eau élevée (35 °C), elle induit un COP plus élevé et une haute pression optimale plus basse. Cette différence s'explique par le fait qu'à 35 °C, les conditions de fonctionnement passent du régime transcritique avec le CO_2 pur au régime subcritique avec le mélange CO_2/propane, tandis qu'à 25 °C, le CO_2 pur et le mélange CO_2/propane sont tous deux dans des conditions subcritiques, comme le montre la Figure 5.22.

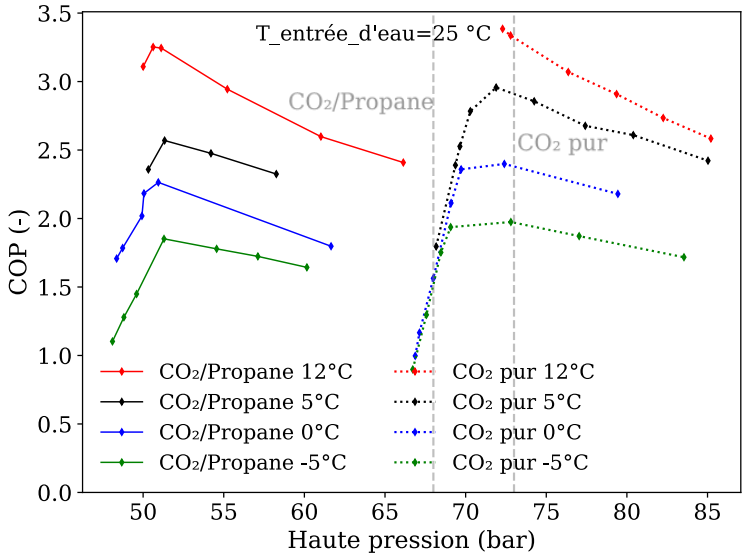


Figure 5.22. Coefficient de performance (COP) à température d'entrée d'eau de 25 °C et à températures d'entrée du fluide secondaire à l'évaporateur de 12 °C, 5 °C, 0 °C et -5 °C.

5.6.1.3.2 Puissance frigorifique

Il s'agit ici de comparer la Puissance frigorifique (CO_2 ; 25 °C) et la Puissance frigorifique (mélange ; 25 °C) du Tableau 5-2.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

La Figure 5.23 montre la puissance frigorifique à la haute pression optimale du CO_2 pur (lignes noires) et du CO_2/propane (70/30) (lignes rouges) en fonction de la température du fluide secondaire à l'entrée de l'évaporateur. On observe que le mélange CO_2/propane a une puissance frigorifique plus faible que le CO_2 pur, cela est dû au volume massique du mélange plus élevé (voir explication dans la section 5.6.1.2.2). La réduction moyenne de la puissance frigorifique dans la plage de températures d'entrée du fluide secondaire à l'évaporateur est d'environ 35 %.

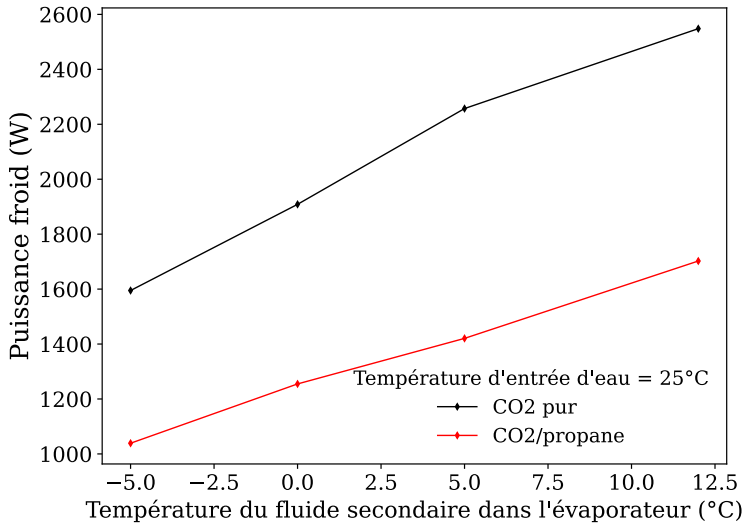


Figure 5.23. Puissance frigorifique à température d'entrée d'eau de 25 °C

5.6.1.3.3 Comparaison entre les régimes transcritique et subcritique

Il est important de noter que cette étude cherche à réduire la puissance électrique sans réduire la puissance frigorifique en utilisant des mélanges de CO_2/propane pour des conditions transcritiques et subcritiques afin d'obtenir une amélioration du COP.

Malheureusement, il a été observé dans les sections 5.6.1.2.2 et 5.6.1.3.2 que la puissance frigorifique est réduite lorsque le mélange est utilisé comme réfrigérant, quelles que soient les conditions de fonctionnement, transcritique ou subcritique. Cela est également confirmé par Kim *et al.* [3] et Yu *et al.* [4] dans leurs expériences faites en conditions transcritiques. Par conséquent, pour atteindre l'objectif d'amélioration du COP, la réduction de la puissance électrique devrait être plus importante que la réduction de la puissance frigorifique avec le mélange CO_2/propane.

La Figure 5.24 montre le pourcentage de réduction de la puissance électrique (lignes noires pour 35°C et lignes bleues pour 25°C) et de la puissance frigorifique (lignes rouges pour 35°C et lignes vertes pour 25°C) entre le CO_2 pur et le mélange CO_2/propane pour les résultats expérimentaux en fonction de la température d'entrée du fluide secondaire à l'évaporateur et à la haute pression optimale pour chaque essai. On observe que dans des

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

conditions transcritiques, la réduction de la puissance électrique (en noir) est supérieure à la réduction de la puissance frigorifique (en rouge). Au contraire, dans des conditions subcritiques, la réduction de la puissance électrique (bleu) est inférieure à la réduction de la puissance frigorifique (vert).

La réduction de puissance frigorifique entre les deux frigorigènes testés à 25 °C est plus importante (35%, Figure 5.24)) que celle obtenue pour une température d'eau de 35 °C (Figure 5.24). Cet écart peut s'expliquer comme ceci :

- Pour le système fonctionnant au CO_2 pur, à mesure que la température d'eau augmente, l'enthalpie à l'entrée de l'évaporateur diminue car le système bascule du régime subcritique au régime transcritique. Si l'enthalpie à l'entrée de l'évaporateur est réduite, la puissance frigorifique est également réduite, car le débit traversant l'évaporateur est constant. On rappelle que la machine utilisée pour faire l'étude du mélange n'utilise pas de bouteille séparatrice, cela signifie que l'enthalpie à la sortie du refroidisseur de gaz est égale à celle de l'entrée de l'évaporateur (Figure 5.19).

- Pour le système fonctionnant au CO_2/propane, la réduction de puissance frigorifique avec l'augmentation de la température d'entrée d'eau, passant de 25 °C à 35 °C, est inférieure à la réduction de puissance de CO_2 pur, car il n'y a pas de changement de régime : le système reste en régime subcritique.

Pour résumer le CO_2 pur dégrade plus la puissance frigorifique avec la température d'entrée d'eau que le mélange CO_2/propane.

Ces observations sont cohérentes avec les résultats obtenus dans les sections précédentes : une amélioration du COP dans des conditions transcritiques (section 5.6.1.2.1), mais une réduction du COP dans des conditions subcritiques (section 5.6.1.3.1).

Les différents paramètres étudiés dans cette analyse énergétique sont résumés dans le Tableau 5-3. Le pourcentage de réduction de la pression au refroidisseur de gaz et de la puissance électrique sont du même ordre de grandeur que la fraction massique de propane dans le mélange (30 %). Cette observation est également confirmée par les études réalisées précédemment par Kim *et al.* [3] et Yu *et al.* [4] qui comparent ces deux paramètres à différentes fractions massiques de propane et constatent qu'il existe une relation entre eux.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

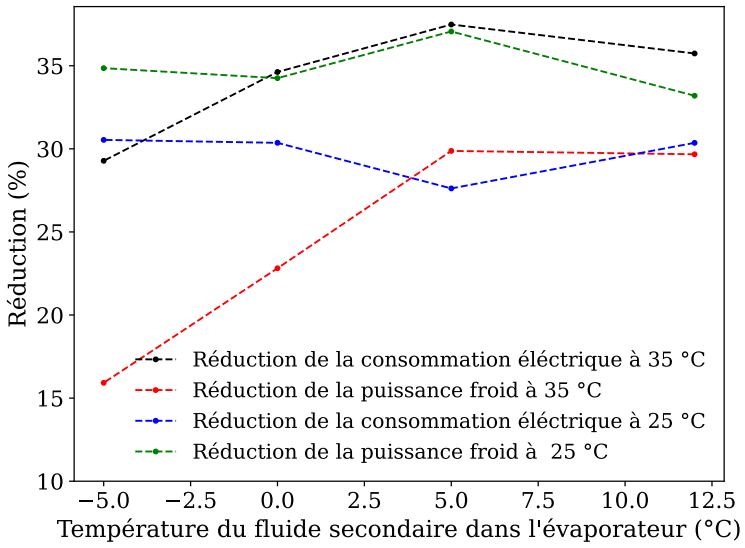


Figure 5.24. Pourcentage de réduction de la puissance électrique et de la puissance frigorifique entre le CO_2 pur et le mélange CO_2/propane

Tableau 5-3. Moyennes des paramètres considérés dans cette étude, calculées sur les cinq températures d'entrée de l'évaporateur, et pour la valeur optimale de HP

Paramètre	Différence entre CO_2 pur et CO_2/ propane (70/30) en transcritique	Différence entre CO_2 pur et CO_2/ propane (70/30) en subcritique
Puissance frigorifique	- 25 %	- 35 %
Haute pression	- 33 %	- 30 %
Consommation électrique	- 34 %	- 30%
COP	+ 15 %	-7 %

5.6.2 Analyse d'inflammabilité

Les résultats obtenus lors de l'analyse énergétique sont très favorables au mélange CO_2/propane pour les zones climatiques où la température extérieure est élevée, car cela permet d'avoir une amélioration significative du COP, environ 15 %, sans augmenter le coût d'investissement de l'installation. Cependant il faut tenir compte des autres paramètres comme l'inflammabilité du mélange car cela peut limiter son utilisation. En effet, le CO_2 est classé A1 (non toxique, non inflammable) selon la norme ASHRAE 34 (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers), ce qui facilite son utilisation par rapport à un mélange CO_2/propane qui risque d'être inflammable, c'est-à-dire en classe A2L

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

(non toxique, légèrement inflammable), A2 (non toxique, inflammable), voire A3 (non toxique, très inflammable).

Dans la mesure du possible, l'analyse d'inflammabilité doit se faire de manière expérimentale comme indiqué dans la norme ASHRAE 34. Cependant, dans le cadre de cette thèse nous ne disposions pas du banc d'essai nécessaire pour faire ce type d'analyse et une analyse externe amène à des coûts supplémentaires qui n'ont pas été comptés dans le budget de la thèse. Pour ces raisons, seule une analyse théorique a été réalisée. Son objectif est d'obtenir un ordre de grandeur des concentrations en propane dans le mélange CO_2/propane pour lesquelles le mélange bascule d'une classe d'inflammabilité à l'autre.

Pour réaliser cette étude théorique, la concentration en propane dans le mélange CO_2/propane varie entre 0 et 50 % (fraction massique). Les paramètres déterminant la classe d'inflammabilité sont calculés pour chaque concentration.

5.6.2.1 Classification d'inflammabilité

La classification de l'inflammabilité d'un fluide dépend de quatre facteurs : la propagation de flamme, la limite inférieure d'inflammabilité, la chaleur de combustion et la vitesse de combustion [5]. La Figure 5.25 montre la classification selon l'ASHRAE en fonction de ces quatre paramètres.

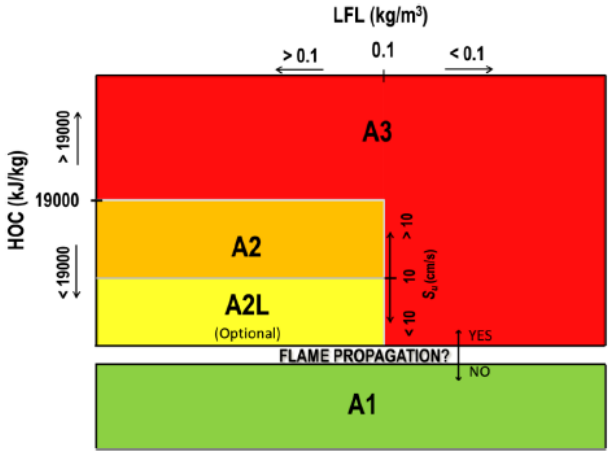


Figure 5.25. Classification ASHRAE sur la propagation de la flamme, la limite inférieure d'inflammabilité (LFL), la chaleur de combustion (HOC) et la vitesse de combustion (S_u) [6].

Un fluide ou mélange est classé A1 s'il n'est pas inflammable, c'est-à-dire qu'il ne présente pas de propagation de flamme. Il est A2 quand il a une inflammabilité faible, sa chaleur de combustion est inférieure à 19 000 kJ/kg^{-1} et sa limite inférieure d'inflammabilité est supérieure à 0,1 $kg \cdot m^{-3}$. De plus, une analyse de la vitesse de combustion permet de déterminer si le fluide est A2L ou A2. Le fluide est classé A3 si sa limite inférieure d'inflammabilité est inférieure à 0,1 $kg \cdot m^{-3}$.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Lorsqu'un mélange avec un composant inflammable est utilisé comme fluide frigorigène, l'analyse d'inflammabilité doit se faire pour deux concentrations, celle-ci qui montre le pire cas de formulation pour l'inflammabilité, en anglais « the worst case of formulation for flammability » (WCF) et pour la concentration qui montre le pire cas de fractionnement pour l'inflammabilité, en anglais « the worst case of fractionation for flammability" (WCFF)[5].

La concentration du mélange utilisé comme fluide frigorigène dans une installation n'est pas constante dans les différentes étapes du système frigorifique. Cela est dû au glissement de température expliqué dans la section 5.6.1. En cas de fuite et selon l'emplacement de la fuite, un composé fuira plus rapidement que l'autre, pour cette raison il faut faire l'analyse d'inflammabilité dans la concentration du mélange qui, au moment du fractionnement vapeur-liquide, présente la concentration la plus élevée du composant inflammable.

Les concentrations WCF et WCFF doivent être déterminées par l'expérimentation ou confirmées par l'expérimentation si elles ont été déterminées par la simulation. Nous ne disposions pas du banc d'essai nécessaire pour faire ce type d'analyse, afin de simplifier le calcul de l'inflammabilité, une composition circulante constante a été prise en compte. Cela permet d'avoir des ordres des grandeurs pour chaque catégorie d'inflammabilité.

5.6.2.1.1 Chaleur de combustion

La chaleur de combustion est calculée théoriquement grâce à l'enthalpie de formation des produits et réactifs, équation (5.9). Où n_p est le coefficient stœchiométrique des produits, n_R est le coefficient stœchiométrique des réactifs, $\Delta H^{\circ}_{f,p}$ est l'enthalpie de formation des produits, $\Delta H^{\circ}_{f,R}$ est l'enthalpie de formation des réactifs.

$$\Delta H°f = \sum n_p \, \Delta H^{\circ}_{f,p} - \sum n_R \, \Delta H^{\circ}_{f,R} \tag{5.9}$$

La réaction de combustion du propane est décrite dans l'équation (5.10) :

$$C_3H_8 + 5O_2 \rightarrow 3CO_2 + 4H_2O \tag{5.10}$$

Le CO_2 étant un gaz inerte, la réaction de combustion du mélange CO_2/propane est indiquée par l'équation (5.11) :

$$xCO_2 + yC_3H_8 + 5yO_2 \rightarrow (x + 3y)\, CO_2 + 4y\, H_2O \tag{5.11}$$

x est la fraction molaire de CO_2 dans le mélange (mole de CO_2/mol de mélange), y est la fraction molaire de propane dans le mélange. La somme de ces deux fractions est égale à 1.

La chaleur dégagée par cette combustion du mélange est indiquée par l'équation (5.12) :

$$\Delta H°f\ (kJ/mol\ ) = (x + 3y)\Delta H^{\circ}_{f,CO2} + 4y\ \Delta H^{\circ}_{f,H2O} - x\Delta H^{\circ}_{f,CO2} - y\Delta H^{\circ}_{f,C3H8} - 5\ y\Delta H^{\circ}_{f,O2} \tag{5.12}$$

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Où les enthalpies de formation sont [7, p. 938] :

$$\Delta H^{\circ}_{f,CO2} = -393{,}520\ kJ/\ mol$$

$$\Delta H^{\circ}_{f,H2O} = -241{,}820\ kJ/mol$$

$$\Delta H^{\circ}_{f,C3H8} = -103{,}850\ kJ/mol$$

$$\Delta H^{\circ}_{f,O2} = 0\ kJ/mol$$

La conversion de l'enthalpie de formation (kJ/mol) en chaleur de combustion (kJ/kg) est la suivante :

$$Q\left(\frac{kJ}{kg}\right) = \frac{\Delta H^{\circ} f\left(\frac{kJ}{mol}\right)}{x.Mx\ +\ y.My}.1000 \tag{5.13}$$

Où Mx est la masse molaire du CO_2 (44,01 g/mol), My est la masse molaire du propane (44,10 g/mol), x est la fraction molaire de CO_2 dans le mélange (mole de CO_2/mol de mélange), y est la fraction molaire de propane dans le mélange.

5.6.2.1.2 La vitesse de flamme

Ce paramètre permet de classer un mélange en A2 ou A2L. Si la vitesse de combustion (Su) est inférieure à 10 cm/s et si tous les autres paramètres d'inflammabilité sont ceux de la classe A2, le mélange est classé A2L. Si la vitesse de combustion est supérieure à 10 cm/s, alors le mélange est A2. Ce paramètre doit être déterminé expérimentalement [5]. Cependant, le projet de thèse ne dispose pas des équipements nécessaires pour effectuer cette analyse dans le laboratoire, donc l'équation (5.15) développée par Wang *et al.* [8] est utilisée. Cette équation est déterminée avec des résultats expérimentaux pour des concentrations allant jusqu'à 80 % de CO_2. Su_o est la vitesse de flamme du propane dans l'air. Plusieurs valeurs proches de 40 cm/s sont indiquées dans la littérature. Le calcul montre que la valeur la plus faible (38,853 cm/s) permet une évaluation conservative de Su où φ est le ratio équivalent (ou richesse) du mélange CO_2/C_3H_8/air. Les calculs de Su sont faits avec $\varphi = 1$, ce qui correspond au mélange stœchiométrique de la réaction de combustion (5.11). T_{u_0} est la température aux conditions standards, 298 K, T_u la température à laquelle est réalisée la combustion. Ici, aux conditions standards (25°C ; 1 bar), $T_u = T_{u_0}$. P_0 est prise égale à 1 bar. P est la pression à laquelle est réalisée la combustion. Ici, aux conditions standards : $P = P_0$. D est la fraction molaire de CO_2 dans le mélange CO_2/propane. Les coefficients de l'équation (5.14) se trouvent dans le Tableau 5-4.

$$Su = Su_o(1 + a(\varphi - 1) + b(\varphi - 1)^2)\left(\frac{T_u}{T_{u_0}}\right)^{\alpha 0 + \alpha 1 \varphi}\left(\frac{P}{P_0}\right)^{\beta 0 + \beta 1 \varphi}(1 - cD)^{d + e\varphi} \tag{5.14}$$

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Tableau 5-4. Coefficients utilisés pour le calcul de la vitesse de flamme [8].

Su_o (cm/s)	a	b	$\alpha 0$	$\alpha 1$	$\beta 0$	$\beta 1$	c	d	e
38,853	0,690	-3,137	2,035	-0,275	-0,347	0,074	1,206	-0,011	0,268

Une extrapolation de la vitesse de flamme (équation (5.15)) a été faite dans cette thèse afin de déterminer Su à des concentrations supérieures à 80 %. x est la concentration molaire du CO_2 dans le mélange.

$$Su = 82{,}2\ (1 - x) \tag{5.15}$$

5.6.2.1.3 Limite inférieure d'inflammabilité (LFL)

La LFL en % peut être déterminée par la norme ISO 10156 [9] qui utilise la formulation de Le Chatelier (5.16). Il s'agit d'une bonne méthode d'approximation pour déterminer la LFL d'un mélange de réfrigérants inflammables non halogénés. Y_i est la fraction molaire du gaz inflammable dans le mélange et $LFLi$ est la limite inférieure d'inflammabilité du gaz inflammable.

$$LFL_{Mélange} = \frac{100}{\sum_{i=1}^{n} \frac{Y_i}{LFLi}} \tag{5.16}$$

La norme IS 10156 adapte la formulation de Le Chatelier pour un mélange de réfrigérants avec un gaz inerte comme le CO_2. $LFL'i$ est l'influence du gaz inerte dans le mélange et est décrit par l'équation (5.17).

$$\mathrm{LFL}'_{\mathrm{i}} = \frac{\left(100 - LFL'_{Mélange} - (1 - \overline{K}) \frac{\sum_{\mathrm{p}=1}^{k} B_k}{\sum_{i=1}^{n} A_i} * LFL'_{Mélange}\right) . \mathrm{LFL}_{\mathrm{i}}}{100 - LFL'_{Mélange}} \tag{5.17}$$

$LFL'_{Mélange}$ est la limite inférieure d'inflammabilité des composants inflammables du mélange, $\overline{K}$ la moyenne des valeurs de K_k pour les gazes inertes où K_k est le coefficient d'équivalence entre le gaz inerte et l'azote. A_i est la fraction molaire du composant inflammable. B_k est la fraction molaire du composant inerte.

Dans le cas du mélange d'un seul gaz inflammable (ici le propane) avec un gaz inerte (ici le CO_2), l'équation (5.16) devient l'équation (5.18), où y est la fraction molaire de propane dans le mélange.

$$LFL_{Mélange} = \frac{100}{\frac{\mathrm{y}}{LFL'_{C3H8}}} \tag{5.18}$$

Le propane est le seul gaz inflammable dans notre cas, l'équation (5.17) devient l'équation (5.19).

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

$$\mathrm{LFL'_{C3H8}} = \frac{\left(100 - \mathrm{LFL_{C3H8}} - (1 - \mathrm{k}_k)\left(\frac{\mathrm{x}}{\mathrm{y}}\right)\mathrm{LFL_{C3H8}}\right).\mathrm{LFL_{C3H8}}}{100 - \mathrm{LFL_{C3H8}}} \quad (5.19)$$

LFL_{C3H8} est la limite inférieure d'inflammabilité du propane dans l'air et vaut 2,1 %vol [10], [11]. K_k pour le CO_2 est de 1,5 [12].

La conversion de LFL(%vol) en LFL (kg/m³) est montrée dans l'équation suivante :

$$LFL\ (kg/\ m^3)\ =\ \frac{LFL\ (\%vol)\ \cdot\ Mv}{100} \quad (5.20)$$

Où Mv est la masse molaire volumique (kg/m³)

$$Mv\ = \frac{M}{V_{mol_s}} * 1000 \quad (5.21)$$

M est la masse molaire du mélange et V_{mol_s} le volume molaire dans les conditions standards, soit 0,02479 m3/mol. L'équation (5.20) devient donc l'équation (5.22).

$$LFL\ (kg/m^3) =\ LFL\ (\%vol) \cdot\ M\ \cdot 4{,}0338\ x10^{-4} \quad (5.22)$$

5.6.2.1.4 Propagation de la flamme

La propagation de la flamme permet de savoir si le mélange est inflammable ou non. En d'autres termes, elle indique si le mélange est classé A1 ou non. La méthode d'estimation de la propagation de la flamme est décrite dans la norme ISO 10156 [9]. Un mélange est considéré comme inflammable si la condition suivante (5.23) n'est pas respectée :

$$\sum_{i=1}^{n} A_i \left(\frac{100}{T_{ci}} - 1\right) \leq \sum_{k=1}^{p} B_k K_k \quad (5.23)$$

Où A_i est la fraction molaire du composant inflammable (propane), T_{ci} en % est la teneur maximale en gaz inflammable pour laquelle un mélange du gaz inflammable (i) dans l'azote n'est pas inflammable dans l'air, B_k est la fraction molaire du composant inerte (CO_2), K_k est le coefficient d'équivalent azote pour le gaz inerte. T_{ci} et K_k sont des valeurs présentées dans la norme.

Dans le cas du mélange CO_2/propane, T_{ci} pour le propane vaut 3,7 % [9]et K_k pour le CO2 est de 1,5 [12].

5.6.2.2 Résultats d'inflammabilité

Le Tableau 5-5 illustre les résultats de l'analyse d'inflammabilité par calculs pour un mélange CO_2/ propane de différentes concentrations. Cette étude a permis d'identifier les ordres de grandeur des concentrations auxquelles le mélange bascule entre A1, A2L, A2 et A3. La frontière entre A1 et A2L est atteinte avec une fraction massique de 94,6/5,4 % de CO_2/propane. Les classes A2L et A2 sont atteintes avec 87,9 % de CO_2 dans le mélange et finalement le mélange bascule dans la classe A3 avec 61,8 % de fraction massique de CO_2.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Ces valeurs sont indicatives dans la mesure où elles sont issues de calculs supposant une concentration circulante constante et non de mesures.

Tableau 5-5. Résultats de l'analyse d'inflammabilité pour un mélange CO_2/propane

CO_2 fraction molaire %	Propane fraction molaire %	Propagation de la flamme	Chaleur de combustion (kJ/kg)	LFLmix (kg/m^3) (ISO 10156)	Vitesse de combustion (cm/s)	Classification
50	50	yes	23 167	0,076	30,63	A3
60	40	yes	18 533	0,095	27,90	A3
61	39	yes	18 070	0,097	27,58	A3
61,5	38,5	yes	17 838	0,099	27,42	A3
61,8	38,2	yes	17 699	0,099	27,32	A3
62	38	yes	17 606	0,100	27,25	A2
70	30	yes	13 900	0,128	24,07	A2
75	25	yes	13 900	0,128	24,07	A2
80	20	yes	9 266	0,195	16,41	A2
85	15	yes	6 950	0,264	12,31	A2
87	13	yes	6 023	0,308	10,66	A2
87,8	12,2	yes	5 652	0,330	10,01	A2
87,9	12,1	yes	5 606	0,333	9,92	A2L
88	12	yes	5 560	0,336	9,85	A2L
90	10	yes	4 633	0,410	8,20	A2L
94	6	yes	2 780	0,727	4,92	A2L
94,5	5,5	yes	2 548	0,805	4,51	A2L
94,6	5,4	no	2 502	0,822	4,43	A1
95	5	no	2 316	0,900	4,10	A1
96	4	no	1 853	1,175	3,28	A1
97	3	no	1 390	1,678	2,46	A1
98	2	no	926,6	2,851	1,64	A1
100	0	no	-	-	-	A1

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Le mélange CO_2/propane (70/30) dont l'analyse énergétique a été étudiée dans cette thèse serait donc de classe A2. Une telle classe d'inflammabilité est défavorable par rapport à l'utilisation du CO_2 pur, mais favorable par rapport à l'utilisation du propane pur (classé A3).

Récemment Sanchez *et al.* [13] ont présenté une étude énergétique lors du congrès international du Froid (ICR2023) à Paris avec les résultats du mélange CO_2/propane avec une concentration massique de 96/4 %. Cette concentration est classée A1. Ils ont trouvé une amélioration du COP de 2,9 % pour une température d'entrée d'eau de 34,1 °C, et de 2,3 % pour une température de 20 °C.

5.6.3 Conclusions de l'étude du mélange CO_2/propane 70/30 destinée aux personnes du froid industriel

D'un point vu des utilisateurs du terrain, utiliser un mélange CO_2/propane (70/30) au lieu du CO_2 pur signifierait donc :

- Gagner en performances aux hautes températures extérieures (toutefois inférieures à 45 °C, température critique du mélange étudié)
- Perdre en performances aux températures extérieures clémentes (inférieures à 31 °C, température critique du CO_2 pur)
- Utiliser un fluide inflammable (A2)

Les avantages et inconvénients restent toujours au choix de l'utilisateur, en fonction de ses contraintes propres et de la réglementation (un industriel travaillant dans la chimie ne craint pas d'utiliser un fluide inflammable parce qu'il est habitué à traiter les dossiers d'autorisation d'utilisation, alors qu'un petit commerçant en ville cherche à privilégier les performances et sera contraint réglementairement sur la sécurité). Mais il parait raisonnable de conclure que cette étude n'est pas à l'avantage du mélange CO_2/propane (70/30), et que celui-ci ne constitue pas une amélioration très intéressante par rapport à l'utilisation du CO_2 pur.

5.7 Conclusion du chapitre

L'objectif de ce chapitre était de présenter des pistes d'amélioration selon deux approches : la modification du cycle thermodynamique et la modification des propriétés thermodynamiques du fluide frigorifique.

Sept options modifiant l'architecture du cycle thermodynamique ont été présentées pour améliorer la performance d'une machine frigorifique au CO_2 à différentes températures d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz (de 15 °C et 35 °C). L'amélioration du COP obtenue oscille entre 9 et 17 % selon les différentes options.

Les options les plus performante sont l'option E (économiseur et sous-refroidisseur positionné après la vanne flash gaz et après l'évaporateur) et l'option C (sous-refroidisseur

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

après la vanne flash gaz et après l'évaporateur) et celle qui montre le moins d'amélioration du COP est l'option D (économiseur après la vanne flash gaz et après l'évaporateur). Les améliorations obtenues avec les options proposées sont également des valeurs très satisfaisantes en comparaison avec les résultats précédemment obtenus dans la thèse et dans la bibliographie. De plus, les options présentées dans cette thèse sont des solutions faciles à mettre en place et ne nécessitant pas une compétence technique avancée comme c'est le cas pour l'ajout d'un éjecteur ou d'un compresseur parallèle.

En outre, le mélange CO_2/propane (70/30) permet d'améliorer le COP d'environ 15 % aux hautes températures extérieures, ce qui représente une amélioration significative pour un faible coût supplémentaire d'investissement. Cependant, il n'améliore pas les performances en conditions subcritiques. De plus, cette concentration entraîne la classification du fluide en tant que A2.

Bien que les pistes d'amélioration présentées dans ce chapitre montrent déjà des résultats très prometteurs pour l'amélioration des performances du système, elles méritent une étude plus approfondie pour évaluer leur performance annuelle pour différentes villes et leur intérêt technico-économique. De plus, d'autres mélanges avec d'autres hydrocarbures, qui permettraient d'obtenir au moins une classification A2L, pourraient être étudiés.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Conclusions

L'évolution accélérée du changement climatique a suscité la recherche de fluides alternatifs pour les systèmes de réfrigération. Le dioxyde de carbone (CO_2) apparaît comme un candidat prometteur, car il ne contribue pas à l'appauvrissement de la couche d'ozone et a un impact très limité sur le réchauffement climatique par rapport aux autres fluides frigorigènes conventionnels. De plus, il ne présente aucune toxicité, inflammabilité ou corrosivité.

Cependant comme tous les fluides frigorigènes, le CO_2 présente également des inconvénients. Ceux-ci, pour le CO_2 sont liés à sa faible température critique (31 °C) et sa haute pression critique (73,7 bar). À températures extérieures élevées, il est nécessaire de travailler au-dessus du point critique afin de rejeter la chaleur absorbée de la source froide. Cela conduit à une réduction importante de la puissance frigorifique dans un système classique de réfrigération, ou à une production importante de vapeur dans la bouteille séparatrice, lorsqu'il y en a une. Cette vapeur est inutile à la production de froid mais consommatrice d'énergie au compresseur, dégradant, de ce fait, la performance de l'installation.

Pour résoudre ce problème, plusieurs équipes de recherche ont proposé diverses modifications du cycle thermodynamique visant à améliorer les performances des systèmes de réfrigération au CO_2, en particulier lorsqu'ils fonctionnent en conditions transcritiques.

Le chapitre 1 examine ces différentes propositions et met en évidence que la plupart des études exposées dans la littérature portent sur des installations de laboratoire, ce qui ne reflète pas totalement le comportement des installations utilisées dans le secteur commercial pour la réfrigération des denrées alimentaires en supermarchés. De plus, il est difficile de comparer ces travaux entre eux car les conditions d'essais varient d'un auteur ou d'un laboratoire à l'autre.

L'objectif principal de cette thèse était donc de comparer différentes solutions d'amélioration des performances d'un système frigorifique mono-étagé utilisant le CO_2, dans les mêmes conditions de travail et dans une large plage de fonctionnement. Pour ce faire, des nombreux essais expérimentaux ont été réalisés dans un banc d'essais d'une puissance frigorifique de 40 kW. En parallèle, des modèles numériques ont été développés et validés grâce à ces essais.

Le deuxième chapitre de la thèse décrit le banc d'essais à l'aide duquel un grand nombre d'expériences ont été réalisées. Il montre la modularité de la machine qui permet de tester différentes configurations comme l'ajout d'un sous-refroidisseur, d'un économiseur, d'un compresseur parallèle, d'un éjecteur liquide ou de plusieurs de ces éléments. Au total, 11 configurations différentes ont pu être testées sur ce banc d'essais. Ce chapitre décrit également les conditions de réalisation des essais, les programmes de pilotage du banc, l'instrumentation utilisée sur le banc d'essais avec son incertitude et la méthode de

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

traitement des données. Enfin une validation expérimentale des différents bilans énergétiques au niveau des échangeurs de chaleur du banc d'essais a été réalisée.

Le troisième chapitre de thèse présente les résultats d'essais obtenus pour diverses configurations du banc d'essais à différentes puissances frigorifiques et surchauffes. Une comparaison des différentes configurations a été réalisée en utilisant une vanne flash gaz ou un compresseur parallèle pour traiter la vapeur sortant de la bouteille séparatrice. L'utilisation d'une vanne flash gaz permet une amélioration du COP par rapport au système de référence, en régime transcritique et avec une surchauffe de 8 °C, d'environ 6 %, tandis qu'un compresseur parallèle offre une amélioration d'environ 16 % ; avec une surchauffe réduite (1,8 °C), cette amélioration est d'environ 10 % et 18 % respectivement. Cependant le compresseur parallèle ne fonctionne qu'aux hautes températures extérieures pour lesquelles le débit de vapeur est très important en sortie de bouteille séparatrice. Ces conditions ne sont atteintes que quelques heures par an.

Une étude sur la performance annuelle du système de réfrigération a été menée pour quatre villes en France (Nancy, Marseille, Paris et Brest) pour la configuration de référence et la configuration la plus pertinente pour chaque ville parmi les configurations testées sur le banc d'essais. Cette étude de performance a été réalisée avec des données météorologiques réelles et une courbe de charge du besoin frigorifique type d'un supermarché en France.

Pour les faibles températures ayant un profil type de la ville de Brest, la configuration la plus optimale est celle avec un économiseur en conditions noyées. Pour des profils de températures extérieures avec une grande variation de la température pendant l'année, profil type de Nancy et Paris, la configuration la plus pertinente est celle avec deux échangeurs de chaleur en utilisant des conditions noyées. Finalement pour des températures extérieures plus élevées, comme la ville de Marseille, la configuration la plus optimale est également celle avec deux échangeurs de chaleur supplémentaires. La configuration optimale pour chaque ville permet d'avoir une amélioration moyenne du COP annuel de 7,5 % en comparaison au système de référence.

Le quatrième chapitre de thèse est dédié au développement des modèles numériques représentatifs des configurations installées sur le banc d'essais. Des modèles numériques ont été développés et validés avec les données expérimentales obtenues dans le chapitre 3. Ces modèles ont été utilisés pour mener une étude techno-économique sur la surface des échangeurs de chaleur (refroidisseur de gaz et évaporateur) du système de référence. Cette étude a permis de proposer des ajustements pertinents sur les dimensions des composants du système de référence (une surface du refroidisseur de gaz de 8,7 m^2 et une surface de l'évaporateur de 5,6 m^2), conduisant à une amélioration du COP annuel de 6 %.

Le cinquième chapitre de thèse propose d'autres pistes d'amélioration de la performance de la machine : sept options permettant de nouvelles modifications thermodynamiques du cycle frigorifique sont proposées, ainsi que l'utilisation d'un mélange CO_2/propane à la place du CO_2 pour modifier les propriétés thermodynamiques du fluide frigorigène. Les options

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

thermodynamiques proposées dans le système frigorifique sont basées sur l'utilisation d'échangeurs de chaleur internes afin de ne pas complexifier le contrôle de l'installation. Ces options ont été étudiées à l'aide des modèles numériques développés au chapitre 4, ce qui a permis d'identifier les plus performantes d'entre elles. L'option la plus performante est l'option C utilisant un sous-refroidisseur positionné après de la vanne flash gaz et après de l'évaporateur. L'étude énergétique montre un gain sur le COP supérieur à 16 %.

Le mélange CO_2/propane (70/30) a été testé sur un autre banc d'essais afin d'en déterminer les performances énergétiques. Les essais ont montré une amélioration du COP de 15 % dans le cas d'un fonctionnement à haute température extérieure. Cependant les essais faits en régime subcritique ont montré une réduction du COP de 7 %. Enfin, l'inflammabilité du mélange a été étudiée théoriquement.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Perspectives

Ce travail de thèse a abordé expérimentalement et numériquement plusieurs pistes d'amélioration de la performance des systèmes frigorifiques mono-étagé au CO_2 transcritique. Il reste pourtant quelques points d'amélioration à explorer. Une liste non exhaustive de perspectives de recherche est présentée ci-dessous :

- Sur le plan expérimental :
  1. Les résultats expérimentaux présentés dans cette thèse se concentrent sur l'installation frigorifique au CO_2 en utilisant un circuit de monoéthylène glycol (MEG) pour simuler une charge frigorifique dans l'évaporateur. Cependant le banc d'essais installé au centre de recherche d'EDF a la possibilité de tester des vitrines de supermarché. Ces vitrines peuvent être alimentées directement avec le CO_2 de l'installation via des évaporateurs internes à chaque vitrine (détente directe dans les vitrines) ou via des évaporateurs alimentés avec le fluide secondaire MEG en mode de détente indirecte.

     Lors de cette thèse, des essais utilisant les vitrines ont été entrepris, mais la charge frigorifique à l'intérieur des vitrines est trop faible pour la puissance produite par la machine frigorifique, ce qui génère des oscillations très importantes, à cause de l'ouverture et fermeture constante des vannes de détentes, empêchant d'obtenir de bons résultats. Il est nécessaire de faire des modifications dans les vitrines et dans la machine pour obtenir des résultats satisfaisants.

     Une perspective intéressante à travailler serait de tester les performances de la machine avec les vitrines de supermarché en tenant compte des périodes de dégivrage et des ouvertures et fermetures de portes. Pour cela il est important d'adapter le contrôle des vannes de détente à l'entrée des évaporateurs, d'installer une charge factice contrôlable dans chaque vitrine et d'installer un système d'ouverture et de fermeture des portes des vitrines.

  2. Les résultats expérimentaux relevés à différentes puissances frigorifiques ont été obtenus en régime stationnaire. Il serait intéressant d'installer un contrôle pour piloter les résistances électriques du circuit de MEG. Ceci permettrait de simuler la charge frigorifique variable d'un supermarché et de mesurer le COP en régime dynamique.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

3. Les résultats obtenus en utilisant un compresseur parallèle l'ont été avec le programme installé dans la machine pour calculer la moyenne pression mais il semble que ce programme puisse être amélioré.

4. Les résultats expérimentaux avec le mélange CO_2/propane ont été obtenus à l'aide d'un banc d'essais du Laboratoire du Froid, des Systèmes Energétiques et Thermiques (LaFSET) de Paris (CNAM), dont la puissance est d'environ 2 kW. Il serait intéressant de confirmer ces résultats avec le banc d'essais d'EDF à plus fortes puissances (jusqu'à 50 kW).

5. Les essais utilisant du CO_2 pur et du mélange CO_2/propane comme frigorigène ont été faits en utilisant le même banc d'essais situé au CNAM, précédemment mentionné. Le mélange CO_2/propane a une masse volumique plus faible que le CO_2 pur, il serait intéressant de refaire les essais dans les mêmes conditions mais en adaptant le compresseur pour ce mélange, les performances pourraient ainsi être meilleures.

- Sur le plan théorique :
  1. Cette thèse a utilisé deux contrôles avancés à modèles internes pour la régulation de la haute pression de l'installation et la régulation de la température d'eau à l'entrée du refroidisseur de gaz. Ces deux contrôles se sont révélés plus performants que les contrôles conventionnels utilisés dans les installations. Il serait intéressant d'utiliser un tel contrôle avancé pour la gestion des compresseurs et de la surchauffe en sortie d'évaporateur, cela pourrait ainsi améliorer la performance du système.

  2. L'étude sur l'inflammabilité des mélanges CO_2/propane a révélé qu'une concentration très élevée de CO_2 (supérieure à 94,6 %) est nécessaire pour maintenir la classification d'inflammabilité A1. À de telles concentrations, l'amélioration du COP est limitée. Il serait intéressant d'explorer l'utilisation d'autres hydrocarbures qui permettent de réduire la concentration de CO_2 dans le mélange tout en restant dans la catégorie A1 et qui permettent néanmoins d'améliorer le COP en régime transcritique et subcritique en comparaison avec le CO_2 pur.

  3. L'étude technico-économique menée lors de cette thèse est simple et utilise des hypothèses et des prix du marché Français de 2020. Une perspective serait de faire une étude technico-économique robuste des différentes configurations avec des prix actuels du marché.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

- Sur le plan de la modélisation :
  1. Les modèles numériques des compresseurs utilisent des équations empiriques en fonction de la haute pression de l'installation et de la température d'évaporation pour déterminer la puissance et le débit aspiré par le compresseur. Ces équations ont été développées pour des compresseurs utilisés dans le système classique de référence. Les résultats de simulations peuvent être améliorés en adaptant les équations des compresseurs pour chaque configuration étudiée.

  2. Le modèle numérique utilisé pour la bouteille séparatrice fait l'hypothèse d'une séparation idéale où les deux sorties sont respectivement en vapeur saturée pure et en liquide saturé pur. Cependant, il est possible, dans la pratique, que des gouttelettes de liquide se retrouvent à la sortie de la bouteille, côté vapeur : prendre en compte, dans le modèle, un terme d'efficacité du séparateur permettrait de vérifier cet aspect.

  3. Il serait intéressant d'ajouter un bilan thermique global du supermarché, c'est-à-dire de prendre en compte le chauffage, la climatisation, le traitement de l'air, l'affluence des clients, l'isolation du local, la récupération de chaleur, les horaires d'ouvertures et les tarifs de l'énergie dans le modèle numérique.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Références

[1] B. Sédillot, "Chiffres clés de l'énergie : production et consommation d'énergie en France et dans le monde," 2021.

[2] IPCC, "Climate Change 2023: Synthesis Report. Contribution of Working Groups I, II and III to the Sixth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change [Core Writing Team, H. Lee and J. Romero (eds.)]. IPCC, Geneva, Switzerland.," Geneva, Switzerland, 2023. doi: 10.59327/IPCC/AR6-9789291691647.001.

[3] NASA Ozone Watch, "History of the Ozone Hole," 2023. https://ozonewatch.gsfc.nasa.gov/facts/history_SH.html.

[4] V. Morlet, D. Coulomb, and J. . Dupont, "The impact of the refrigeration sector on climate change,35th Informatory Note on Refrigeration Technologies," *IIR, Int. Inst. Refrig.*, no. November, p. 17, 2017, [Online]. Available: http://www.iifiir.org/.

[5] A. A. M. Redhwan, W. H. Azmi, M. Z. Sharif, and R. Mamat, "Development of nanorefrigerants for various types of refrigerant based: A comprehensive review on performance," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 76, pp. 285–293, 2016, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2016.06.007.

[6] European Parliament, *Deal reached on reducing fluorinated gas emissions in the EU.* .

[7] European Council of European Union, *Fluorinated gases and ozone-depleting substances: Council and Parliament reach agreement.* 2023.

[8] "Regulation (EU) No 517/2014 of the European Parliament and of the Council," *Off. J. Eur. Union*, vol. 2014, no. 517, p. L150/195-230, 2014.

[9] European chemicals Agency, *Per- and polyfluoroalkyl substances (PFAS).* 2023.

[10] S. Singh, P. M. Maiya, A. Hafner, K. Banasiak, and P. Neksa, "Energy efficient multiejector CO2 cooling system for high ambient temperature," *Therm. Sci. Eng. Prog.*, vol. 19, no. May, p. 100590, 2020, doi: 10.1016/j.tsep.2020.100590.

[11] M. Karampour and S. Sawalha, "Investigation of using internal heat exchangers in CO2 trans-critical booster system," *11th IIR Gustav Lorentzen Conf. Nat. Refrig. Nat. Refrig. Environ. Prot. GL 2014*, pp. 453–460, 2014.

[12] S. Liu *et al.*, "Alternative positions of internal heat exchanger for CO2 booster refrigeration system: Thermodynamic analysis and annual thermal performance evaluation," *Int. J. Refrig.*, vol. 131, pp. 1016–1028, 2021, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2021.05.003.

[13] R. Llopis, L. Nebot-Andrés, D. Sánchez, J. Catalán-Gil, and R. Cabello, "Subcooling methods for CO2 refrigeration cycles: A review," *Int. J. Refrig.*, vol. 93, pp. 85–107, 2018, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2018.06.010.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

[14] J. Rigola, N. Ablanque, C. D. Pérez-Segarra, and A. Oliva, "Numerical simulation and experimental validation of internal heat exchanger influence on CO2 trans-critical cycle performance," *Int. J. Refrig.*, vol. 33, no. 4, pp. 664–674, 2010, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2009.12.030.

[15] D. Sánchez, J. Patiño, R. Llopis, R. Cabello, E. Torrella, and F. V. Fuentes, "New positions for an internal heat exchanger in a CO2 supercritical refrigeration plant. Experimental analysis and energetic evaluation," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 63, no. 1, pp. 129–139, 2014, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2013.10.061.

[16] B. Yu, J. Yang, D. Wang, J. Shi, and J. Chen, "An updated review of recent advances on modified technologies in transcritical CO2 refrigeration cycle," *Energy*, vol. 189, p. 116147, 2019, doi: 10.1016/j.energy.2019.116147.

[17] V. Pérez-garcía, J. M. Belman-flores, J. Navarro-esbrí, and C. Rubio-maya, "Comparative study of transcritical vapor compression con fi gurations using CO 2 as refrigeration mode base on simulation," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 51, no. 1–2, pp. 1038–1046, 2013, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2012.10.018.

[18] X. Liu, K. Yu, X. Wan, and X. Li, "Performance evaluation of CO2 supermarket refrigeration system with multi-ejector and dedicated mechanical subcooling," *Energy Reports*, vol. 7, pp. 5214–5227, 2021, doi: 10.1016/j.egyr.2021.08.110.

[19] R. Llopis, L. Nebot-Andrés, R. Cabello, D. Sánchez, and J. Catalán-Gil, "Évaluation expérimentale d'une installation frigorifique transcritique au CO2 avec un sous-refroidissement mécanique dédié," *Int. J. Refrig.*, vol. 69, pp. 361–368, 2016, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2016.06.009.

[20] L. Nebot-Andrés, "Subcooling systems in transcritical CO2 refrigeration cycles . Experimental evaluation of energy improvement," no. February, 2022.

[21] A. Chesi, F. Esposito, G. Ferrara, and L. Ferrari, "Experimental analysis of R744 parallel compression cycle," *Appl. Energy*, vol. 135, pp. 274–285, 2014, doi: 10.1016/j.apenergy.2014.08.087.

[22] D. Sacasas, J. Vega, and C. Cuevas, "An annual energetic evaluation of booster and parallel refrigeration systems with R744 in food retail supermarkets . A Chilean perspective," *Int. J. Refrig.*, vol. 133, no. July 2021, pp. 326–336, 2022, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2021.10.010.

[23] J. qiang Deng, P. xue Jiang, T. Lu, and W. Lu, "Particular characteristics of transcritical CO2 refrigeration cycle with an ejector," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 27, no. 2–3, pp. 381–388, 2007, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2006.07.016.

[24] S. Fangtian and M. Yitai, "Thermodynamic analysis of transcritical CO2 refrigeration cycle with an ejector," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 31, no. 6–7, pp. 1184–1189, 2011, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2010.12.018.

[25] E. B. Ksayer and D. Clodic, "Enhancement of CO2 Refrigeration Cycle Using an Ejector : 1D Analysis," *Int. J. Refrig. Air Cond. Conf. - Purdue Univ.*, vol. R058, pp. 1–8, 2006.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

[26] D. Li and E. A. Groll, "Transcritical CO2 refrigeration cycle with ejector-expansion device," *Int. J. Refrig.*, vol. 28, no. 5, pp. 766–773, 2005, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2004.10.008.

[27] F. Liu, E. A. Groll, and D. Li, "Modeling study of an ejector expansion residential CO 2 air conditioning system," *Energy Build.*, vol. 53, pp. 127–136, 2012, doi: 10.1016/j.enbuild.2012.07.008.

[28] M. Nakagawa, A. R. Marasigan, and T. Matsukawa, "Experimental Analysis of Two-Phase Ejector System With Varying Mixing Cross-Sectional Area Using Natural Refrigerant Co 2," *Int. J. Air-Conditioning Refrig.*, vol. 18, no. 04, pp. 297–307, 2010, doi: 10.1142/s2010132510000320.

[29] A. F. A. Elbarghthi, A. Hafner, K. Banasiak, and V. Dvorak, "An experimental study of an ejector-boosted transcritical R744 refrigeration system including an exergy analysis," *Energy Convers. Manag.*, vol. 238, 2021, doi: 10.1016/j.enconman.2021.114102.

[30] A. Hafner, S. Försterling, and K. Banasiak, "Multi-ejector concept for R-744 supermarket refrigeration," *Int. J. Refrig.*, vol. 43, pp. 1–13, 2014, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2013.10.015.

[31] M. Haida *et al.*, "Performance operation of liquid ejectors for a R744 integrated multi-ejector supermarket system using a hybrid ROM," *Int. J. Refrig.*, vol. 110, pp. 58–74, 2020, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2019.10.020.

[32] S. Singh, A. Hafner, M. P. Maiya, K. Banasiak, and P. Neksa, "Multiejector CO2 cooling system with evaporative gascooler for a supermarket application in tropical regions," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 190, no. February, 2021, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2021.116766.

[33] S. Elbel and P. Hrnjak, "Effect of Internal Heat Exchanger on performance of transcritical CO2 systems with ejector," *Int. Refrig. Air Cond. Conf.*, vol. R166, pp. 1–8, 2004, [Online]. Available: http://docs.lib.purdue.edu/iracc/708.

[34] M. Nakagawa, A. R. Marasigan, and T. Matsukawa, "Experimental analysis on the effect of internal heat exchanger in transcritical CO2 refrigeration cycle with two-phase ejector," *Int. J. Refrig.*, vol. 34, no. 7, pp. 1577–1586, 2011, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2010.03.007.

[35] X. X. Xu, G. M. Chen, L. M. Tang, Z. J. Zhu, and S. Liu, "Experimental evaluation of the effect of an internal heat exchanger on a transcritical CO2 ejector system," *J. Zhejiang Univ. Sci. A*, vol. 12, no. 2, pp. 146–153, 2011, doi: 10.1631/jzus.A1000212.

[36] Z. Y. Zhang, Y. T. Ma, H. L. Wang, and M. X. Li, "Theoretical evaluation on effect of internal heat exchanger in ejector expansion transcritical CO2 refrigeration cycle," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 50, no. 1, pp. 932–938, 2013, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2012.08.022.

[37] S. Minetto, R. Brignoli, C. Zilio, and S. Marinetti, "Experimental analysis of a new method for overfeeding multiple evaporators in refrigeration systems," *Int. J. Refrig.*,

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

vol. 38, no. 1, pp. 1–9, 2014, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2013.09.044.

[38] P. Gullo, A. Hafner, and G. Cortella, "Multi-ejector R744 booster refrigerating plant and air conditioning system integration – A theoretical evaluation of energy benefits for supermarket applications," *Int. J. Refrig.*, vol. 75, pp. 164–176, 2017, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2016.12.009.

[39] P. Gullo, G. Cortella, S. Minetto, and A. Polzot, "Overfed evaporators and parallel compression in commercial R744 booster refrigeration systems - An assessment of energy benefits," *Refrig. Sci. Technol.*, pp. 261–268, 2016, doi: 10.18462/iir.gl.2016.1039.

[40] D. Cavalleri, Paolo; De Bona, Mario; Mazzola, "Refrigeration plant with multiple evaporatoin levels and method of managing such a plant," US201716301231 20170516, 2019.

[41] G. Mitsopoulos, E. Syngounas, D. Tsimpoukis, E. Bellos, C. Tzivanidis, and S. Anagnostatos, "Annual performance of a supermarket refrigeration system using different configurations with CO2 refrigerant," *Energy Convers. Manag. X*, vol. 1, no. March, p. 100006, 2019, doi: 10.1016/j.ecmx.2019.100006.

[42] S. Sawalha, M. Karampour, and J. Rogstam, "Field measurements of supermarket refrigeration systems. Part I: Analysis of CO2 trans-critical refrigeration systems," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 87, pp. 633–647, 2015, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.05.052.

[43] K. M. Tsamos, Y. T. Ge, Id. Santosa, S. A. Tassou, G. Bianchi, and Z. Mylona, "Energy analysis of alternative CO2 refrigeration system configurations for retail food applications in moderate and warm climates," *Energy Convers. Manag.*, vol. 150, pp. 822–829, 2017, doi: 10.1016/j.enconman.2017.03.020.

[44] Á. Pardiñas, H. Selvnes, K. Banasiak, and A. Hafner, "Next generation of ejector-supported R744 booster systems for commercial refrigeration at all climates," *Int. J. Refrig.*, vol. 148, no. April, pp. 168–178, 2023, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2022.10.027.

[45] Á. Á. Pardiñas, F. Fabris, L. Contiero, H. Selvnes, K. Banasiak, and A. Hafner, "Ejector for the World: simplified ejector-supported CO 2 refrigeration systems for all climates.," *15th IIR-Gustav Lorentzen Conf. Nat. Refrig.*, no. c, 2022, doi: 10.18462/iir.gl2022.0062.

[46] J. M. Calm, "The next generation of refrigerants - Historical review, considerations, and outlook," *Int. J. Refrig.*, vol. 31, no. 7, pp. 1123–1133, 2008, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2008.01.013.

[47] N. Abas, A. R. Kalair, N. Khan, A. Haider, Z. Saleem, and M. S. Saleem, "Natural and synthetic refrigerants, global warming: A review," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 90, no. August 2016, pp. 557–569, 2018, doi: 10.1016/j.rser.2018.03.099.

[48] T. Midgley, A. Henne, and R. McNary, "United States Patent Office," US1833847A, 1930.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

[49] ASHRAE, "Designation and Safety Classification of Refrigerants," *ANSI/ASHRAE Stand. 34-2019*, vol. 2019, no. 34, pp. 1–52, 2019, [Online]. Available: www.ashrae.org.

[50] A. Standards, *Designation and Safety Classification of Refrigerants*. 2019.

[51] D. Calleja-Anta, L. Nebot-Andres, R. Cabello, D. Sánchez, and R. Llopis, "A3 and A2 refrigerants: Border determination and hunt for A2 low-GWP blends," *Int. J. Refrig.*, vol. 134, no. August 2021, pp. 86–94, 2022, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2021.11.012.

[52] C. Lucas and J. Koehler, "Experimental investigation of the COP improvement of a refrigeration cycle by use of an ejector," *Int. J. Refrig.*, vol. 35, no. 6, pp. 1595–1603, 2012, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2012.05.010.

[53] M. F. Raiyan and O. Abdur Rehman, "Effects of Chlorine based refrigerants on atmosphere and search for alternative refrigerants-A review," 2017.

[54] UN environment programme, *The Montreal Protocol on Substances That Deplete the Ozone Layer*, 14th ed. 1989.

[55] UN environment programme, "The Kigali Amendment (2016): The amendment to the Montreal Protocol agreed by the Twenty-Eighth Meeting of the Parties," 2016. https://ozone.unep.org/treaties/montreal-protocol/amendments/kigali-amendment-2016-amendment-montreal-protocol-agreed?q=fr/node/2176.

[56] Journal officiel de l'Union européenne, *RÈGLEMENT (CE) No 1005/2009 DU PARLEMENT EUROPÉEN ET DU CONSEIL du 16 septembre 2009 relatif à des substances qui appauvrissent la couche d'ozone*. 2009.

[57] M. H. Kim, J. Pettersen, and C. W. Bullard, *Fundamental process and system design issues in CO2 vapor compression systems*, vol. 30, no. 2. 2004.

[58] G. Lorentzen, "Revival of carbon dioxide as a refrigerant," *H V Eng.*, vol. 66, no. 721, pp. 9–14, 1994.

[59] H. Yamaguchi and X. Zhang, *Transcritical CO2 Heat Pump: Fundamentals and Applications*. Wiley, 2021.

[60] K. Chunnanond and S. Aphornratana, "Ejectors: Applications in refrigeration technology," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 8, no. 2, pp. 129–155, 2004, doi: 10.1016/j.rser.2003.10.001.

[61] P. Bansal, "A review - Status of CO 2 as a low temperature refrigerant: Fundamentals and R&D opportunities," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 41, pp. 18–29, 2012, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2011.12.006.

[62] P. Bouteiller, "Etude expérimentale de cycles de pompe à chaleur utilisant des mélanges à base de CO2," 2017.

[63] D. Sánchez, D. Calleja-Anta, L. Nebot-Andres, R. Cabello, and R. Llopis, "Experimental analysis of CO2 blends for transcritical refrigeration systems," *14th IIR Gustav-Lorentzen Conf. Nat. Fluids, GL 2020.*, vol. 2020-Decem, pp. 327–332, 2020.

[64] J. H. Kim, J. M. Cho, and M. S. Kim, "Cooling performance of several CO2/propane

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

mixtures and glide matching with secondary heat transfer fluid," *Int. J. Refrig.*, vol. 31, no. 5, pp. 800–806, 2008, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2007.11.009.

[65] IIR, "International Institute of Refrigeration statement at COP-15." Copenhagen, Denmark, pp. 7–18, 2009.

[66] S. Elbel and P. Hrnjak, "Flash gas bypass for improving the performance of transcritical R744 systems that use microchannel evaporators," *Int. J. Refrig.*, vol. 27, no. 7 SPEC. ISS., pp. 724–735, 2004, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2004.07.019.

[67] K. M. Tsamos, Y. T. Ge, I. D. M. C. Santosa, and S. A. Tassou, "Experimental investigation of gas cooler/condenser designs and effects on a CO2 booster system," *Appl. Energy*, vol. 186, pp. 470–479, 2017, doi: 10.1016/j.apenergy.2016.03.004.

[68] R. Cabello, D. Sánchez, J. Patiño, R. Llopis, and E. Torrella, "Experimental analysis of energy performance of modified single-stage CO 2 transcritical vapour compression cycles based on vapour injection in the suction line," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 47, pp. 86–94, 2012, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2012.02.031.

[69] B. Yu, J. Yang, D. Wang, J. Shi, and J. Chen, "An updated review of recent advances on modified technologies in transcritical CO2 refrigeration cycle," *Energy*, vol. 189, 2019, doi: 10.1016/j.energy.2019.116147.

[70] C. Aprea and A. Maiorino, "An experimental evaluation of the transcritical CO2 refrigerator performances using an internal heat exchanger," *Int. J. Refrig.*, vol. 31, no. 6, pp. 1006–1011, 2008, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2007.12.016.

[71] D. E. Boewe, C. W. Bullard, J. M. Yin, and P. S. Hrnjak, "Contribution of internal heat exchanger to transcritical R-744 cycle performance," *HVAC R Res.*, vol. 7, no. 2, pp. 155–168, 2001, doi: 10.1080/10789669.2001.10391268.

[72] E. Torrella, D. Sánchez, R. Llopis, and R. Cabello, "Energetic evaluation of an internal heat exchanger in a CO2 transcritical refrigeration plant using experimental data," *Int. J. Refrig.*, vol. 34, no. 1, pp. 40–49, 2011, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2010.07.006.

[73] J. F. Ituna-Yudonago, J. M. Belman-Flores, F. Elizalde-Blancas, and O. García-Valladares, "Numerical investigation of CO2 behavior in the internal heat exchanger under variable boundary conditions of the transcritical refrigeration system," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 115, pp. 1063–1078, 2017, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.01.042.

[74] S. A. Klein, D. T. Reindl, and K. Brownell, "Refrigeration system performance using liquid-suction heat exchangers," *Int. J. Refrig.*, vol. 23, no. 8, pp. 588–596, 2000, doi: 10.1016/S0140-7007(00)00008-6.

[75] Y. B. Tao, Y. L. He, W. Q. Tao, and Z. G. Wu, "Experimental study on the performance of CO2 residential air-conditioning system with an internal heat exchanger," *Energy Convers. Manag.*, vol. 51, no. 1, pp. 64–70, 2010, doi: 10.1016/j.enconman.2009.08.024.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

[76] H. Cho, C. Ryu, and Y. Kim, "Cooling performance of a variable speed CO2 cycle with an electronic expansion valve and internal heat exchanger," *Int. J. Refrig.*, vol. 30, no. 4, pp. 664–671, 2007, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2006.10.004.

[77] S. G. Kim, Y. J. Kim, G. Lee, and M. S. Kim, "The performance of a transcritical CO2 cycle with an internal heat exchanger for hot water heating," *Int. J. Refrig.*, vol. 28, no. 7, pp. 1064–1072, 2005, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2005.03.004.

[78] F. Z. Zhang, P. X. Jiang, Y. S. Lin, and Y. W. Zhang, "Efficiencies of subcritical and transcritical CO 2 inverse cycles with and without an internal heat exchanger," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 31, no. 4, pp. 432–438, 2011, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2010.09.018.

[79] Y. Chen and J. Gu, "The optimum high pressure for CO2 transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers," *Int. J. Refrig.*, vol. 28, no. 8, pp. 1238–1249, 2005, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2005.08.009.

[80] C. Aprea, M. Ascani, and F. De Rossi, "A criterion for predicting the possible advantage of adopting a suction/liquid heat exchanger in refrigerating system," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 19, no. 4, pp. 329–336, 1999, doi: 10.1016/s1359-4311(98)00070-2.

[81] L. Nebot-Andrés, J. Catalán-Gil, D. Sánchez, D. Calleja-Anta, R. Cabello, and R. Llopis, "Experimental determination of the optimum working conditions of a transcritical CO2 refrigeration plant with integrated mechanical subcooling," *Int. J. Refrig.*, vol. 113, pp. 266–275, 2020, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2020.02.012.

[82] L. Nebot-andrés, D. Calleja-anta, D. Sánchez, R. Cabello, and R. Llopis, "Experimental analysis of refrigeration CO2 systems using an additional compressor to enhance energy performance," 2022, doi: 10.18462/iir.gl2022.0079.

[83] L. Nebot-Andrés, D. Calleja-Anta, D. Sánchez, R. Cabello, and R. Llopis, "Experimental assessment of dedicated and integrated mechanical subcooling systems vs parallel compression in transcritical CO2 refrigeration plants," *Energy Convers. Manag.*, vol. 252, 2022, doi: 10.1016/j.enconman.2021.115051.

[84] L. Cecchinato *et al.*, "Thermodynamic analysis of different two-stage transcritical carbon dioxide cycles," *Int. J. Refrig.*, vol. 32, no. 5, pp. 1058–1067, 2009, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2008.10.001.

[85] P. Gullo and G. Cortella, "Comparative Exergoeconomic Analysis of Various Transcritical R 744 Commercial Refrigeration Systems," 2016, [Online]. Available: https://api.semanticscholar.org/CorpusID:17880724.

[86] J. Sarkar, "Ejector enhanced vapor compression refrigeration and heat pump systems - A review," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 16, no. 9, pp. 6647–6659, 2012, doi: 10.1016/j.rser.2012.08.007.

[87] C. Lin, W. Cai, Y. Li, J. Yan, Y. Hu, and K. Giridharan, "Numerical investigation of geometry parameters for pressure recovery of an adjustable ejector in multi-evaporator refrigeration system," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 61, no. 2, pp. 649–656, 2013, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2013.08.033.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

[88] M. Nakagawa, A. R. Marasigan, T. Matsukawa, and 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," *Int. J. Refrig.*, vol. 34, no. 7, pp. 1604–1613, 2011, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2010.07.021.

[89] S. Elbel and P. Hrnjak, "Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation," *Int. J. Refrig.*, vol. 31, no. 3, pp. 411–422, 2008, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2007.07.013.

[90] G. Besagni, R. Mereu, and F. Inzoli, "Ejector refrigeration: A comprehensive review," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 53, pp. 373–407, 2016, doi: 10.1016/j.rser.2015.08.059.

[91] B. M. Tashtoush, M. A. Al-Nimr, and M. A. Khasawneh, "A comprehensive review of ejector design, performance, and applications," *Appl. Energy*, vol. 240, no. February, pp. 138–172, 2019, doi: 10.1016/j.apenergy.2019.01.185.

[92] J. I. N. Xu, C. Zuozhou, D. Chaobin, and H. Eiji, "Study on the Performance of a Variable Geometry Ejector," pp. 1–9.

[93] F. Fabris, Á. Á. Pardiñas, and S. Marinetti, "Experimental evaluation of the performance of an ejector for a single compression multi-temperature CO 2 refrigeration unit," *ICR Conf.*, no. c, 2022, doi: 10.18462/iir.gl2022.98.

[94] K. Banasiak *et al.*, "Development and performance mapping of a multiejector expansion work recovery pack for R744 vapour compression units," *Int. J. Refrig.*, vol. 57, pp. 265–276, 2015, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2015.05.016.

[95] M. Haida, K. Banasiak, J. Smolka, A. Hafner, and T. M. Eikevik, "Experimental analysis of the R744 vapour compression rack equipped with the multi-ejector expansion work recovery module," *Int. J. Refrig.*, vol. 64, pp. 93–107, 2016, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2016.01.017.

[96] P. Gullo, K. M. Tsamos, A. Hafner, K. Banasiak, Y. T. Ge, and S. A. Tassou, "Crossing CO2 equator with the aid of multi-ejector concept: A comprehensive energy and environmental comparative study," *Energy*, vol. 164, no. 2018, pp. 236–263, 2018, doi: 10.1016/j.energy.2018.08.205.

[97] M. Nakagawa, A. R. Marasigan, and T. Matsukawa, "Experimental analysis on the effect of internal heat exchanger in transcritical CO2 refrigeration cycle with two-phase ejector," *Int. J. Refrig.*, vol. 34, no. 7, pp. 1577–1586, 2011, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2010.03.007.

[98] J. S. Lee, M. S. Kim, and M. S. Kim, "Experimental study on the improvement of CO2 air conditioning system performance using an ejector," *Int. J. Refrig.*, vol. 34, no. 7, pp. 1614–1625, 2011, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2010.07.025.

[99] J. Sarkar and N. Agrawal, "Performance optimization of transcritical CO2 cycle with parallel compression economization," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 49, no. 5, pp. 838–843, 2010, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2009.12.001.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

[100] A. Paez, P. Haberschill, R. Revellin, B. Michel, P. Tobaly, and B. Ballot-miguet, "Critical comparison between single-phase ejector and two-phase ejector in simulated CO2 transcritical commercial cooling system," in *15th IIR-Gustav Lorentzen conference on Natural Refrigerants (GL2022)*, 2022, p. 15, doi: http://dx.doi.org/10.18462/iir.gl2022.0055.

[101] D. Cavalleri, Paolo; De Bona, Mario; Mazzola, "Refrigeration plant with multiple evaporatoin levels and method of managing such a plant," AU20160101310 20160728, 2016.

[102] G. Lorentzen, J. Pettersen, and R. R. Bang, "Method and device for high side pressure regulation in transcritical vapor compression cycle," no. 54, 1993.

[103] S. M. Liao, T. S. Zhao, and A. Jakobsen, "Correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 20, no. 9, pp. 831–841, 2000, doi: 10.1016/S1359-4311(99)00070-8.

[104] P. Gullo, A. Hafner, and K. Banasiak, "Transcritical R744 refrigeration systems for supermarket applications: Current status and future perspectives," *Int. J. Refrig.*, vol. 93, no. 2018, pp. 269–310, 2018, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2018.07.001.

[105] B. Ballot-Miguet, J. Blancarte, and G. Duhot, "Easy Advanced Control for energy efficiency applied to refrigeration," 2016.

[106] B. Ballot-Miguet, A. Reynaud, and G. Duhot, "Energy efficiency with easy advanced control on screw compressors for poultry refrigeration," in *ECOS 2016 - The 29th International conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems*, 2016, vol. 2016-Septe, pp. 447–453.

[107] H. Fallahsohi, C. Changenet, S. Placé, C. Ligeret, and X. Lin-Shi, "Predictive functional control of an expansion valve for minimizing the superheat of an evaporator," *Int. J. Refrig.*, vol. 33, no. 2, pp. 409–418, 2010, doi: https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2009.10.008.

[108] NCSL International., "American National Standards Institute NCSL International." guide to the expression of uncertainty in measurement : american national standard for calibration, 2007.

[109] NF ISO/IEC GUIDE 98-3, *Incertitude de mesure - Partie 3 : guide pour l'expression de l'incertitude de mesure (GUM : 1995)*. 2014.

[110] Taylor, Barry N and C. E. Kuyatt, "NIST Technical Note 1297 Guidelines for Evaluating and Expressing the Uncertainty of NIST Measurement Results," *Technology*, 1994.

[111] R. J. Moffat, "Contributions to the theory of single-sample uncertainty analysis," *J. Fluids Eng. Trans. ASME*, vol. 104, no. 2, pp. 250–258, 1982, doi: 10.1115/1.3241818.

[112] A. Zendehboudi, Z. Ye, A. Hafner, T. Andresen, and G. Skaugen, "Heat transfer and pressure drop of supercritical CO2 in brazed plate heat exchangers of the tri-partite gas cooler," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 178, p. 121641, 2021, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121641.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

[113] L. F. Cabeza, A. de Gracia, A. I. Fernández, and M. M. Farid, "Supercritical CO2 as heat transfer fluid: A review," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 125, pp. 799–810, 2017, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.07.049.

[114] "Meteostat Developers." https://dev.meteostat.net/python/#installation.

[115] TLK-Thermo GmbH, "TIL Suite Simulates thermal systems," 2020. https://www.tlk-thermo.com/index.php/en/.

[116] "Dorin software version 15.07." [Online]. Available: https://dorin-software.software.informer.com/download/.

[117] R. Sian and C. C. Wang, "Modeling and simulation of a transcritical CO2 heat pump system with an internal heat exchanger," *Refrig. Sci. Technol.*, pp. 3485–3493, 2015, doi: 10.18462/iir.icr.2015.0169.

[118] G. A. Longo, S. Mancin, G. Righetti, and C. Zilio, "A new model for refrigerant boiling inside Brazed Plate Heat Exchangers (BPHEs)," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 91, pp. 144–149, 2015, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.07.078.

[119] G. A. Longo, G. Righetti, and C. Zilio, "A new computational procedure for refrigerant condensation inside herringbone-type Brazed Plate Heat Exchangers," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 82, pp. 530–536, 2015, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.11.032.

[120] A. Lallemand, "Energie,exergie,économie, thermo-économie." 2007.

[121] R. Benelmir, A. Lallemand, and M. Feidt, "Analyse exergétique," in *Les techniques de l'ingénieur*, 2002.

[122] K. R. Deutz, "Optimisation du cycle de fonctionnement d'un Chauffe-Eau Thermodynamique résidentiel," 2018, [Online]. Available: http://edeea.ec-lyon.fr.

[123] P. Gullo, "Impact and quantification of various individual thermodynamic improvements for transcritical R744 supermarket refrigeration systems based on advanced exergy analysis," *Energy Convers. Manag.*, vol. 229, no. December 2020, p. 113684, 2021, doi: 10.1016/j.enconman.2020.113684.

[124] J. Sarkar, S. Bhattacharyya, and M. Ram Gopal, "Transcritical CO2 heat pump systems: Exergy analysis including heat transfer and fluid flow effects," *Energy Convers. Manag.*, vol. 46, no. 13–14, pp. 2053–2067, 2005, doi: 10.1016/j.enconman.2004.10.022.

[125] D. Staubach, B. Michel, and R. Revellin, "Refrigerant selection from an economic and TEWI analysis of cascade refrigeration systems in Europe based on annual weather data," *Appl. Therm. Eng.*, 2023.

[126] M. Deymi-Dashtebayaz, A. Sulin, T. Ryabova, I. Sankina, M. Farahnak, and R. Nazeri, "Energy, exergoeconomic and environmental optimization of a cascade refrigeration system using different low GWP refrigerants," *J. Environ. Chem. Eng.*, vol. 9, no. 6, p. 106473, 2021, doi: 10.1016/j.jece.2021.106473.

[127] N. Purohit, D. K. Gupta, and M. S. Dasgupta, "Analyse énergétique et économique

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

d'un système de surpression de CO2 transcritique pour produire du froid dans les climats chauds," *Int. J. Refrig.*, vol. 80, pp. 182–196, 2017, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2017.04.023.

[128] LeFroid Pecomark, "Réfrigération." France, 2020.

[129] D. Staubach, B. Michel, and R. Revellin, "Refrigerant selection from an economic and TEWI analysis of cascade refrigeration systems in Europe based on annual weather data," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 230, no. PB, p. 120747, 2023, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2023.120747.

[130] Eurostat, "Taux d'intérêt à 3 mois," 2023. https://ec.europa.eu/eurostat/databrowser/view/TEIMF040/default/table?lang=fr.

[131] Eurostat, "Prix de l'électricité par type d'utilisateur," 2023. https://ec.europa.eu/eurostat/databrowser/view/ten00117/default/table?lang=fr.

[132] E. W. Lemmon, I. H. Bell, M. L. Huber, and M. O. McLinden, "NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 10.0, National Institute of Standards and Technology." 2018, doi: https://doi.org/10.18434/T4/1502528.

[133] B. Yu, D. Wang, C. Liu, F. Jiang, J. Shi, and J. Chen, "Performance improvements evaluation of an automobile air conditioning system using CO2-propane mixture as a refrigerant," *Int. J. Refrig.*, vol. 88, no. March, pp. 172–181, 2018, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2017.12.016.

[134] Y. . Cengel and M. . Boles, *Thermodynamics : an engineering approach (Eighth).* 2015.

[135] Z. Wang, Z. Lu, S. C. Yelishala, H. Metghalchi, and Y. A. Levendis, "Flame characteristics of propane-air-carbon dioxide blends at elevated temperatures and pressures," *Energy*, vol. 228, no. X, 2021, doi: 10.1016/j.energy.2021.120624.

[136] S. I. O. for ISO, "ISO 10156 : 2017 : gas cylinders - gases and gas mixtures - determination of fire potential and oxidizing ability for the selection of cylinder valve outlets," 2017.

[137] S. Kondo, K. Takizawa, A. Takahashi, and K. Tokuhashi, "Extended Le Chatelier's formula and nitrogen dilution effect on the flammability limits," *Fire Saf. J.*, vol. 41, no. 5, pp. 406–417, 2006, doi: 10.1016/j.firesaf.2006.03.002.

[138] J.-M. Petit and J.-L. Poyard, *Les mélanges explosifs. Partie 1 : gaz et vapeurs.* 2004.

[139] M. Molnarne and V. Schr, "Flammability of gas mixtures Part 2 : Influence of inert gases," vol. 121, pp. 45–49, 2005, doi: 10.1016/j.jhazmat.2005.01.033.

[140] D. Sánchez, M. Haida, J. Smolka, and R. Cabello, "Experimental evaluation of CO 2 / R290 and CO 2 / R1270 blends in a transcritical refrigeration plant," p. 2023, 2023.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Annexes

A. Modifications apportées au banc d'essais

De nombreuses améliorations ont été apportées au banc d'essais au cours de la thèse afin d'améliorer la précision et le contrôle de certains organes comme l'éjecteur et le compresseur parallèle. Les principales modifications ont été faites sur le circuit de réjection de chaleur, le pilotage de la vanne haute pression, le contrôle d'activation des éjecteurs et le contrôle de l'injection d'huile aux compresseurs.

A.1. Circuit de réjection de chaleur

La Figure A.1 montre le schéma du circuit de réjection de chaleur installé dans le banc d'essais au début de la thèse. Il est composé principalement de deux pompes, d'une vanne trois voies, du refroidisseur de gaz et des différents capteurs de pression, température et débit.

La température d'entrée au refroidisseur de gaz dépend de la température de l'eau de la Seine et de la température de l'eau provenant de la vanne trois voies. L'eau se réchauffe en passant dans le refroidisseur de gaz. En sortie du refroidisseur de gaz, l'eau passe par la vanne trois voies, où une partie de l'eau est recyclée vers le refroidisseur de gaz, tandis que l'autre partie est rejetée à l'égout.

Les échanges thermodynamiques sont très rapides dans le refroidisseur de gaz. Une petite variation de la température d'entrée d'eau au refroidisseur impacte de façon importante la température du CO_2 à la sortie du refroidisseur de gaz. Cette dernière température étant utilisée pour calculer la haute pression de l'installation (chapitre 2), il est important qu'elle soit très stable pour avoir un régime stationnaire sans oscillations. La recirculation de l'eau avec une vanne à trois voies ne permet pas d'avoir une température d'entrée d'eau très stable, la précision de l'ouverture et de la fermeture de cette vanne n'est pas la plus adaptée à notre besoin. Cette vanne à trois voies s'ouvre et se ferme à deux vitesses différentes, ce qui complique le contrôle de la vanne et crée des perturbations sur le circuit.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

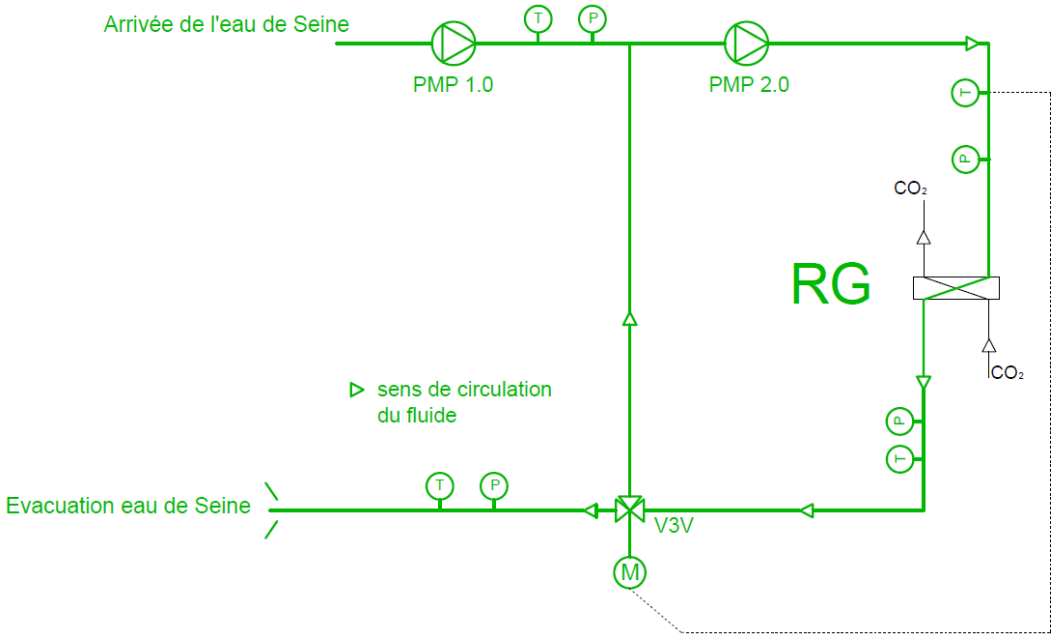


Figure A.1. Ancien schéma simplifié du circuit de réjection de chaleur

Le système modifié du circuit de réjection de chaleur se trouve dans le chapitre 2.

A.2. Pilotage de la haute pression

Le contrôle de la haute pression du CO_2 représente un grand défi dans toutes les machines transcritiques au CO_2, en raison de ses propriétés thermodynamiques, principalement la forte variation de température induite par de petits changements de pression. En outre, dans cette installation d'essai, la température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz est influencée par la température de sortie d'eau du refroidisseur de gaz, car une partie de l'eau recircule pour atteindre le point de consigne (Figure 2.3. du chapitre 2). La température de sortie d'eau est également influencée par le transfert de chaleur dans le refroidisseur de gaz, ce qui exige un contrôle plus rapide pour maintenir un état de fonctionnement stable. Le contrôle installé dans la machine n'a pas permis d'avoir une haute pression stable, malgré les différents paramètres proportionnel et intégral (PI) testés. Par conséquent, une commande prédictive avancée est utilisée à la place de la commande PI. Cette commande avancée a été développée précédemment par EDF [1]–[4].

La Figure A.2 illustre en couleur bleue la température critique du CO_2, en rouge la température du CO_2 à la sortie du refroidisseur de gaz, en noir la température d'eau à l'entrée du refroidisseur de gaz et en vert la pression du refroidisseur de gaz.

Dans la Figure A.2 haut, après 5000 s, on observe une très forte instabilité de la haute pression du CO_2. Il est impossible d'augmenter la température de l'eau au-delà de 27 °C car la limite maximale de haute pression est atteinte. Les compresseurs de l'installation s'arrêtent.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Les oscillations très importantes de la haute pression dégradent la performance du système.

Dans la Figure A.2 bas, on observe que le contrôle de la haute pression est très amélioré et il est possible de travailler à des températures supérieures à 27 °C.

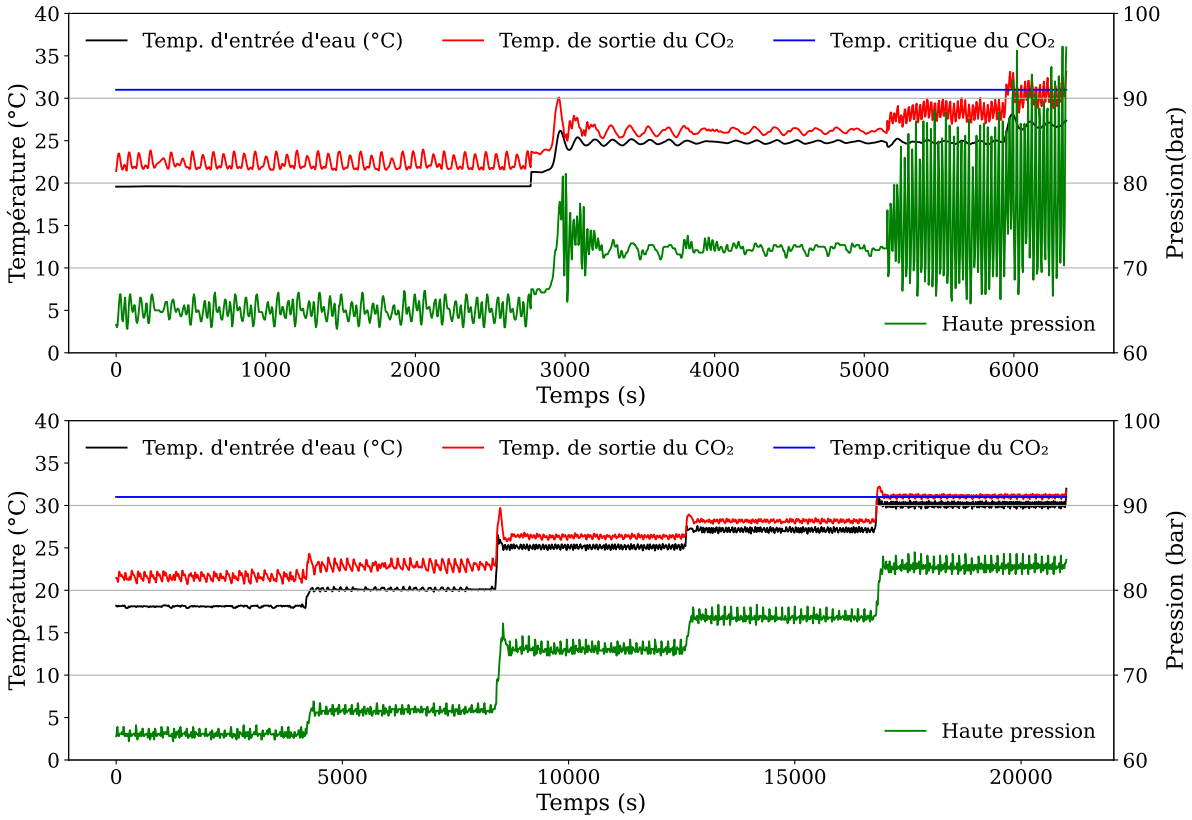


Figure A.2. Contrôle de la haute pression dans l'installation. En haut : contrôle initial de la haute pression avant d'intervention et en bas : contrôle qui a été ajouté à l'installation.

A.3. Gestion des éjecteurs

La Figure A.3 illustre en rouge la température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz, en vert la haute pression de l'installation et en noir le débit de l'éjecteur. Dans le graphique en haut de la figure, on observe l'instabilité de la haute pression provoquée par l'ouverture et la fermeture de l'éjecteur. Ce comportement est risqué pour l'installation car il est possible d'atteindre rapidement la limite maximale de la haute pression, d'occasionner l'arrêt des compresseurs et donc la perte de la charge frigorifique.

L'instabilité du système dégrade la performance de l'installation (voir les COP indiqués sur la Figure A.3).

Un travail sur l'ouverture et la fermeture de l'éjecteur a été fait pour réduire leur impact sur la haute pression. Le graphique en bas de la Figure A.3 montre comment l'amplitude et la fréquence des oscillations ont diminué grâce à la nouvelle régulation de l'éjecteur.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

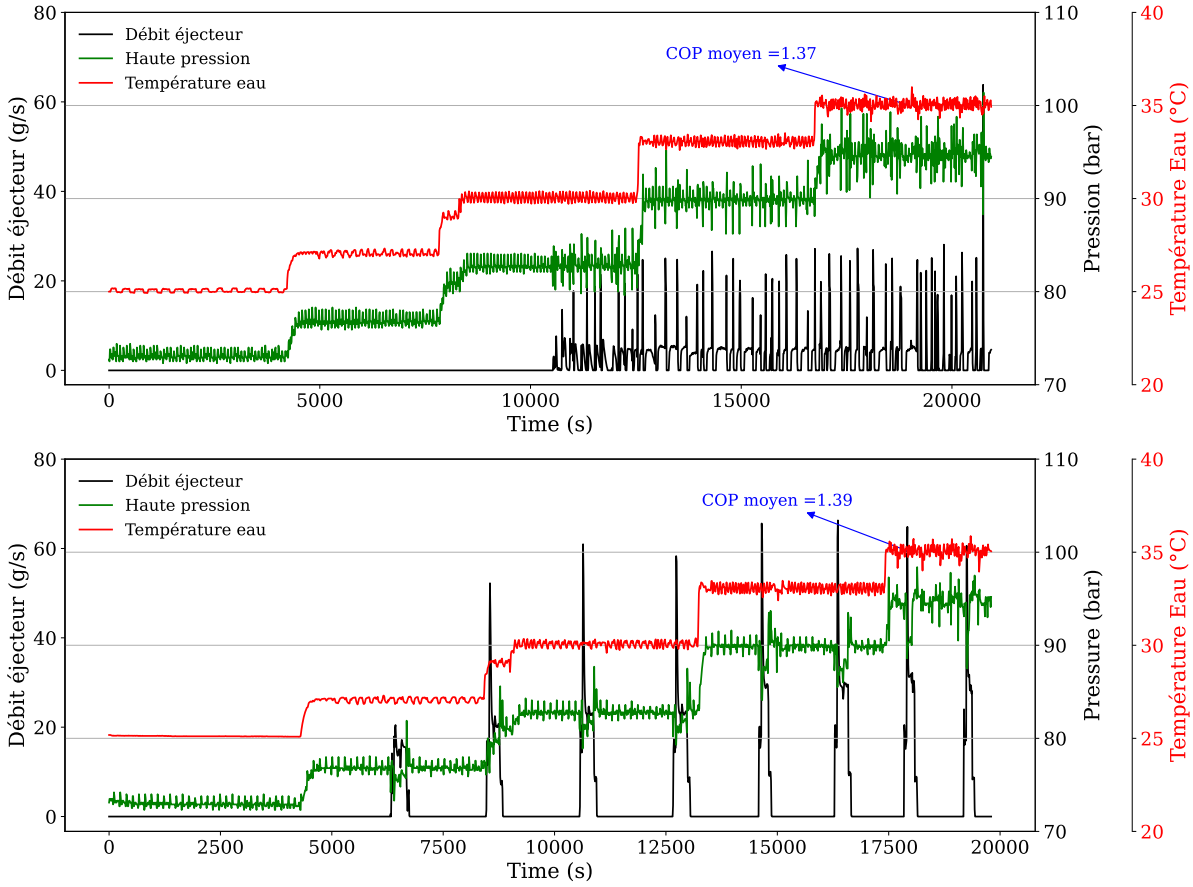


Figure A.3. Contrôle d'arrêt et de démarrage de l'éjecteur en régimes de transition et transcritique. En haut : mesures obtenues avec le contrôle fourni avec l'installation ; en bas : mesures obtenues après modification des paramètres de contrôle.

La Figure A.4 montre le contrôle initial des éjecteurs. Ce contrôle est le suivant : 10 secondes après que le liquide atteigne le premier niveau de la bouteille anti-coup liquide, le premier éjecteur démarre ; une minute après, le deuxième éjecteur démarre. Les deux éjecteurs se ferment lorsque le liquide de la bouteille descend en dessous du premier niveau.

La régulation initiale de l'éjecteur ne permettait pas de vider complétement la bouteille anti-coup liquide (ACL) et le reste de liquide était envoyé vers les compresseurs en petites quantités grâce à une vanne solénoïde installée au bas de la bouteille ACL pour la récupération d'huile. Ce fonctionnement est risqué et peut compromettre la durée de vie des compresseurs.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

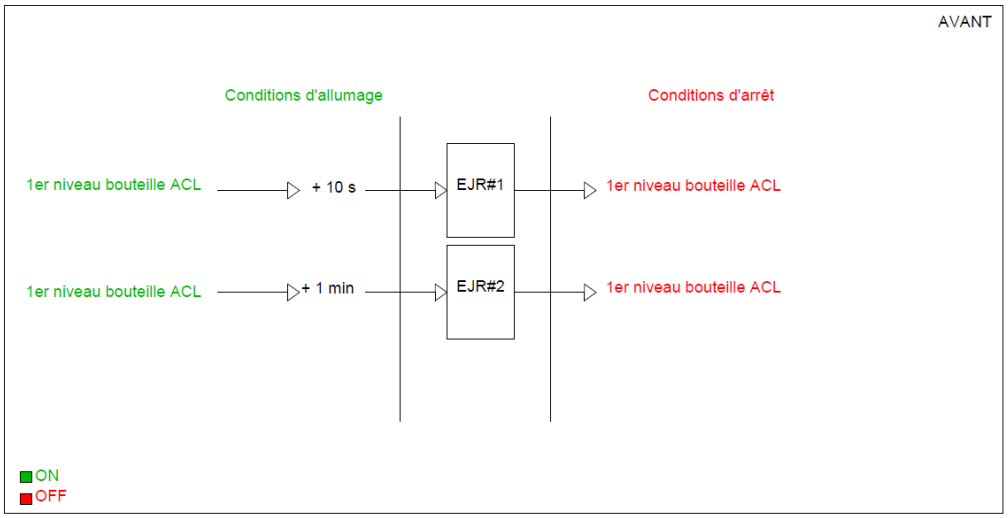


Figure A.4. Contrôle initial des éjecteurs

Un contrôle des éjecteurs beaucoup plus robuste a été développé. La description de ce contrôle se trouve dans le chapitre 2, section 2.4.3.

A.4. Injection d'huile de la machine

L'injection d'huile dans les compresseurs est essentielle pour garantir leur lubrification. En général, cette injection est effectuée en fonction de la différence de pression entre le réservoir d'huile et l'aspiration du compresseur. Cependant, dans le cas d'un compresseur parallèle, la situation est légèrement différente car il n'y a pas de différence de pression significative entre le réservoir d'huile et l'aspiration du compresseur, car tous deux se trouvent à une pression moyenne.

Juste avant l'entrée dans le carter du compresseur, une vanne solénoïde régule la quantité d'huile à injecter. Cette régulation s'effectue par cycles d'injection avec différents paramètres, notamment un temps d'injection, un intervalle de vérification du niveau d'huile et un nombre de cycles.

La configuration initiale pour le compresseur parallèle était mal ajustée, car elle injectait une quantité excessive d'huile à chaque cycle, générant un bruit anormal et des vibrations significatives dans le compresseur. Cette configuration a été modifiée en ajustant les paramètres de vérification et de temps d'injection d'huile. Les Tableau A-1 et Tableau A-2 montrent respectivement les paramètres de la configuration d'injection d'huile avant et après la modification.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Tableau A-1. Configuration initiale d'injection d'huile

Nombre de cycle	Temps d'injection	Temps de vérification
25	45	1
25	45	19
5	55	1

Tableau A-2. Configuration finale d'injection d'huile

Nombre de cycle	Temps d'injection	Temps de vérification
3	20	1
4	25	2
5	30	3
5	35	4

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

B. Moyenne pression flottante pour le compresseur parallèle

Lorsque le compresseur parallèle est utilisé, il existe une moyenne pression optimale afin d'améliorer le COP de l'installation.

Le programme Carel propose un programme en fonction de quatre paramètres :

- Température minimale du CO_2 à la sortie du refroidisseur de gaz
- Température maximale du CO_2 à la sortie du refroidisseur de gaz
- Pression maximale dans la bouteille séparatrice (moyenne pression)
- Fréquence minimale du compresseur parallèle

La Figure B.5 représente la fonction d'optimisation du programme Carel pour la moyenne pression, pression dans la bouteille séparatrice. La mention « Cca17 » sur cette figure fait référence à la pression maximale acceptable dans la bouteille séparatrice. « Min. Tgc » est la température minimale acceptable du CO_2 à la sortie du refroidisseur de gaz, « Max.tgc » est la température maximale acceptable du CO_2 à la sortie du refroidisseur de gaz. La modification de la moyenne pression utilise un contrôle PI (proportionnel- intégral), dont les paramètres sont ajustables.

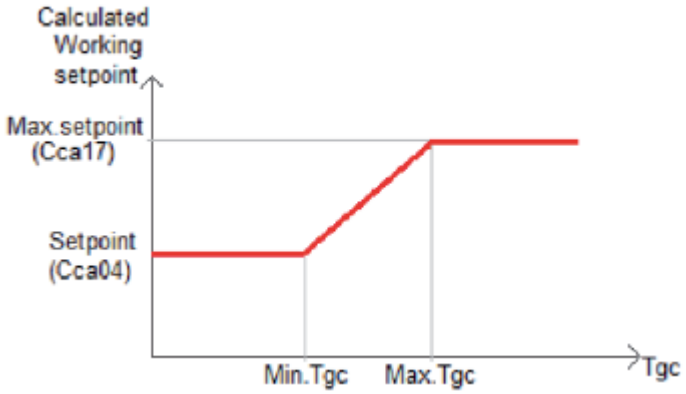
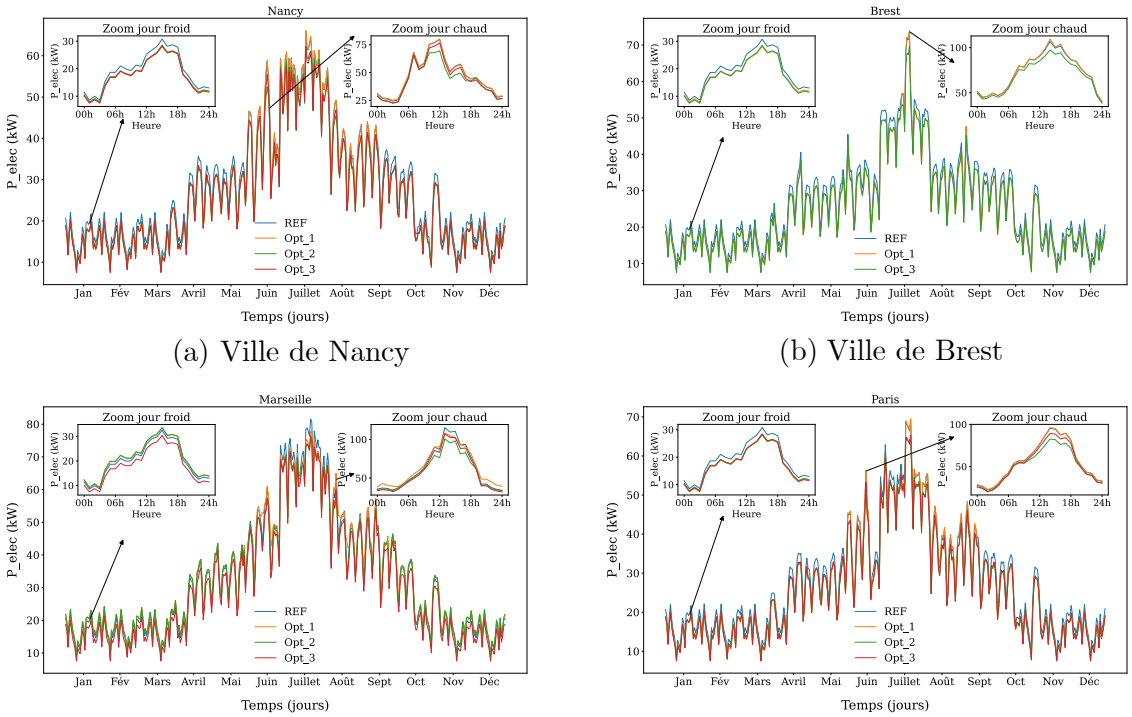


Figure B.5. Représentation graphique de la fonction d'optimisation de la moyenne pression pour le compresseur parallèle

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

C. Puissance électrique par ville

La section 3.6 du chapitre 3 présente une méthode de simulation de la performance annuelle pour quatre villes. La Figure C.6 illustre la puissance électrique par an, issue de cette simulation, pour ces quatre villes et la Figure C.7 montre la puissance électrique par semaine.



(a) Ville de Nancy

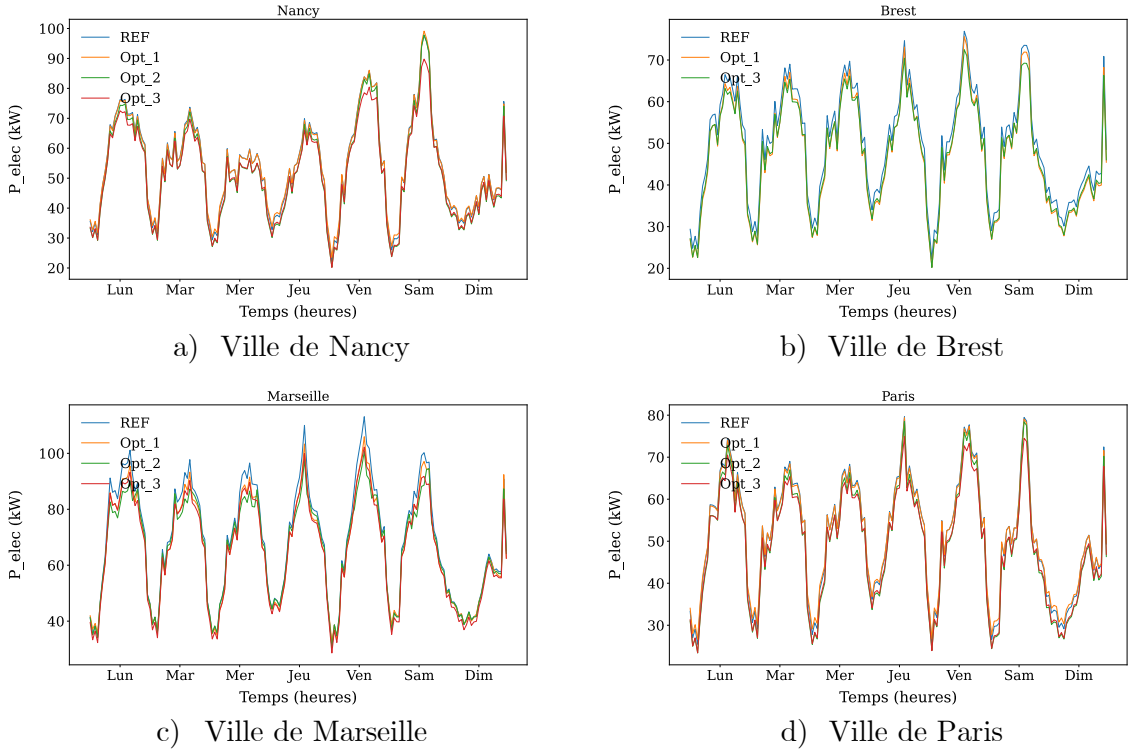
(b) Ville de Brest

(c) Ville de Marseille

(d) Ville de Paris

Figure C.6.Puissance électrique par an pour les quatre villes étudiées pour le système de référence et trois configurations différentes.

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés



a) Ville de Nancy

b) Ville de Brest

c) Ville de Marseille

d) Ville de Paris

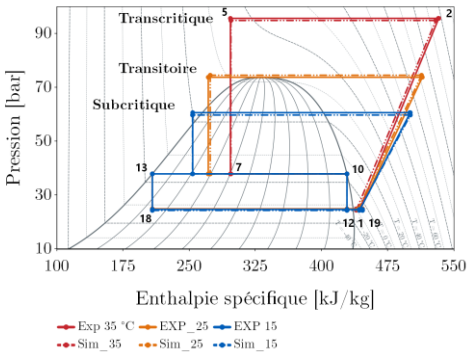
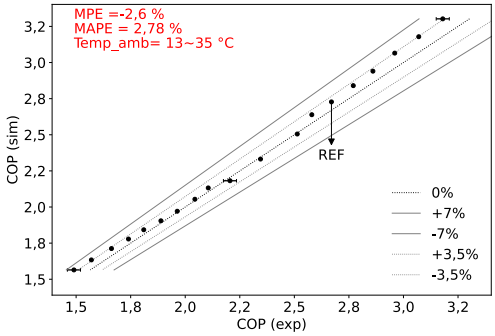
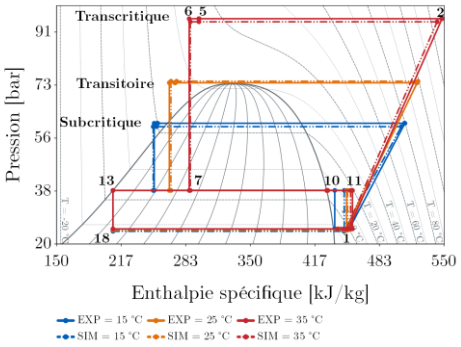
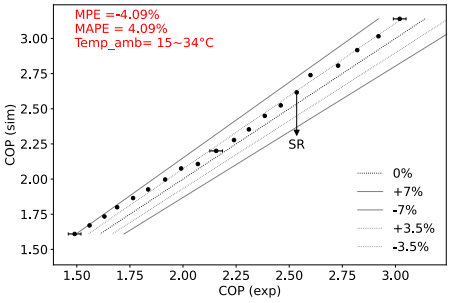
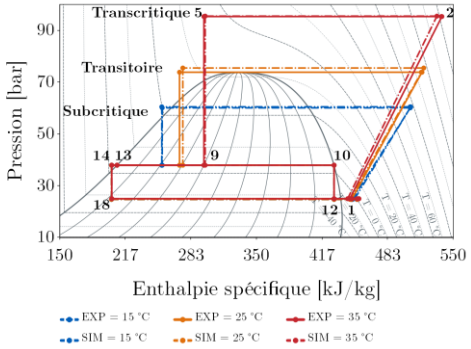
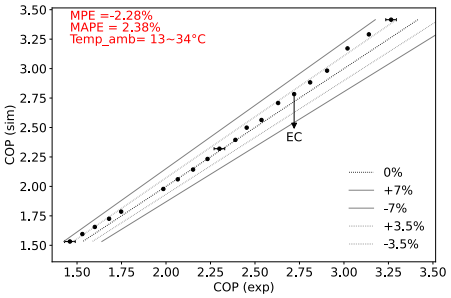
Figure C.7. Puissance électrique par semaine des quatre villes étudiées pour le système de référence et trois options

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

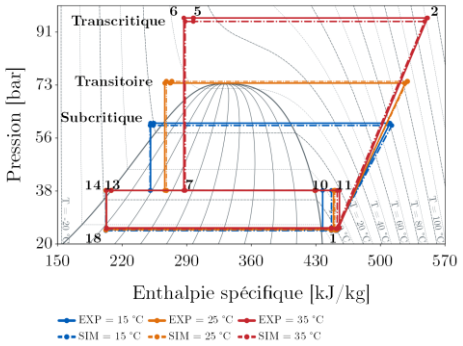
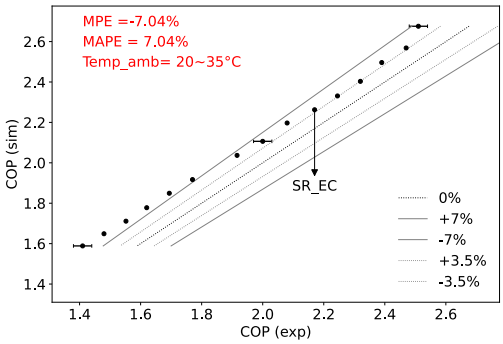
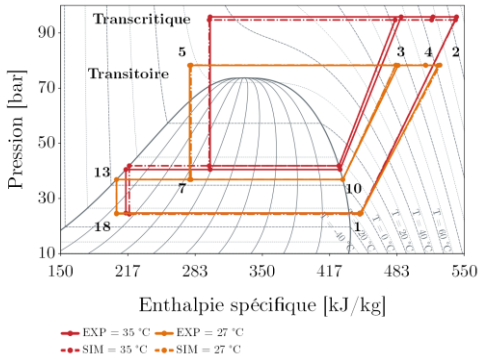
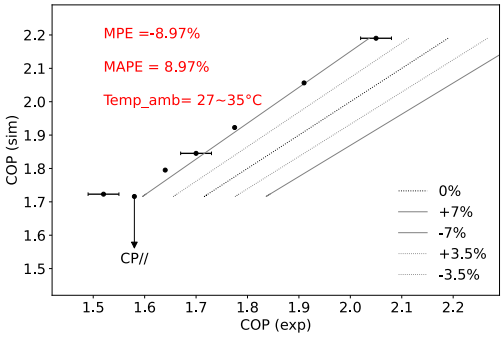
D. Validation des modèles numériques

Les modèles numériques présentés dans la thèse ont été validés avec les données d'expérimentation en régime stationnaire.

Tableau D-3. Validation des données des modèles numériques avec des données d'expérimentation

Conf	Diagramme pH	Diagramme COP
REF		
SR		
EC		

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Conf	Diagramme pH	Diagramme COP
SR_EC		
CPaux		

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

E. Analyse exergétique

L'équation (4.27) du chapitre 4 est appliquée pour chacun des composants du cycle thermodynamique en état stationnaire afin d'obtenir le flux de destruction d'exergie (Ex_{dest}). Les indices sont ceux utilisés dans le chapitre 2. $\dot{m}$ est le débit massique, h l'enthalpie et S l'entropie.

- Compresseur (CP) :

$$\dot{E}x_{dest_{cp}} = -\dot{m}_{cp} * \Big((h_2 - h_1) - \big(T_{ref}\big) * (s_2 - s_1)\Big) + \dot{W}_{cp} \tag{E.1}$$

- Refroidisseur de gaz (RG) :

$$\dot{E}x_{dest_{RG}} = -\dot{m}_{RG} * \Big((h_5 - h_4) - \big(T_{ref}\big) * (s_5 - s_4)\Big) - \dot{m}_{RG_eau} * \Big((h_{sortie} - h_{entrée}) - \big(T_{ref}\big) * (s_{sortie} - s_{entrée})\Big) \tag{E.2}$$

- Sous-refroidisseur (SR) :

$$\dot{E}x_{dest_SR} = -\dot{m}_{SRMP} * \Big((h_{11} - h_{10}) - \big(T_{ref}\big) * (s_{11} - s_{10})\Big) - \dot{m}_{SRHP} * \Big((h_6 - h_5) - \big(T_{ref}\big) * (s_6 - s_5)\Big) \tag{E.3}$$

- Vanne haute pression (HPV) :

$$\dot{E}x_{dest_HVP} = \big(T_{ref}\big) * (s_7 - s_6) * \dot{m}_{HPV} \tag{E.4}$$

- Bouteille séparatrice (BRL) :

$$\dot{E}x_{dest_{BRL}} = -\dot{m}_{vapeur} * \big(h_{10} - \big(T_{ref}\big) * s_{10}\big) - \dot{m}_{liquide}\big(h_{13} - \big(T_{ref}\big) * s_{13}\big) + \dot{m}_{BRL} * \big(h_9 - \big(T_{ref}\big) * s_9\big) \tag{E.5}$$

- Bouteille anti-coup liquide (ACL) :

$$\dot{E}x_{dest_ACL} = -\dot{m}_{vapeur} * (h_1 - (Tref) * s_1) - \dot{m}_{liquide} * \big(h_{23} - \big(T_{ref}\big) * s_{23}\big) + \dot{m}_{BRL} * \big(h_{22} - \big(T_{ref}\big) * s_{22}\big) \tag{E.6}$$

- Économiseur (EC) :

$$\dot{E}x_{dest_EC} = -\dot{m}_{EC} * \Big((h_{21} - h_{20}) - \big(T_{ref}\big) * (s_{21} - s_{20})\Big) - \dot{m}_{EC} * \Big((h_{14} - h_{13}) - \big(T_{ref}\big) * (s_{14} - s_{13})\Big) \tag{E.7}$$

- Évaporateur (HX) :

$$\dot{E}x_{dest_HX} = -\dot{m}_{HX} * \Big((h_{19} - h_{18}) - \big(T_{ref}\big) * (s_{19} - s_{18})\Big) - \dot{m}_{HX_MEG} * \Big((h_{sortie} - h_{entrée}) - \big(T_{ref}\big) * (s_{sortie} - s_{entrée})\Big) \tag{E.8}$$

- Vanne de détente (EEV) :

$$\dot{E}x_{dest_EEV} = \big(T_{ref}\big) * (s_{18} - s_{14}) * \dot{m}_{EEV} \tag{E.9}$$

- Vanne flash gaz (FGV) :

$$\dot{E}x_{dest_{FGV}} = T_{ref} * (s_{12} - s_{11}) * \dot{m}_{FGV} \tag{E.10}$$

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

F. Résultats expérimentaux

Intitulés des entêtes des tableaux :

Conf. : configuration de l'installation (voir Chapitre 2)

T eau : Température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz

Osc. : oscillations (voir Chapitre 3) : 0 : essai sans oscillations, 1 : essai avec oscillations

HP : haute pression

MP : moyenne pression

BP : basse pression

T MEG entrée : Température d'entrée MEG à l'évaporateur

T MEG sortie : Température de sortie du MEG de l'évaporateur

Débit MEG : débit du MEG dans l'évaporateur

T CO_2 sortie HX : Température de sortie du CO_2 de l'évaporateur

T CO_2 entrée Cp : Température du CO_2 à l'entrée des compresseurs principaux

T CO_2 sortie Cp : Température du CO_2 à la sortie des compresseurs principaux

T CO_2 sortie RG : Température du CO_2 à la sortie du refroidisseur de gaz

P_élec : puissance électrique absorbée par les compresseurs principaux

Pf : puissance frigorifique

COP : coefficient de performance

T CO_2 entrée CpAux : température du CO_2 à l'entrée du compresseur auxiliaire (compresseur parallèle)

T CO_2 sortie CpAux : température du CO_2 à la sortie du compresseur auxiliaire (compresseur parallèle)

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Conf.	T eau (°C)	Osc.	HP (bar)	MP (bar)	BP (bar)	T MEG entrée (°C)	T MEG sortie (°C)	Débit MEG (kg/s)	T CO_2 sortie HX (°C)	T CO_2 entrée Cp (°C)	T CO_2 sortie Cp (°C)	T CO_2 sortie RG (°C)	P_{elec} (kW)	Pf (kW)	COP (-)
REF	13,08	0	58,22	38	24,74	-5,07	-8,84	2,23	-4,63	-6,34	70,79	18,2	9,28	29,5	3,18
REF	14,09	0	59,44	38	24,77	-5,03	-8,8	2,23	-4,54	-6,43	69,67	19,21	9,63	29,57	3,07
REF	15,1	0	60,75	38	24,79	-5,01	-8,78	2,23	-4,52	-6,64	71,26	20,02	9,97	29,53	2,96
REF	16,09	0	62,1	38	24,82	-4,97	-8,74	2,23	-4,46	-6,72	72,91	20,65	10,33	29,57	2,86
REF	17,1	0	63,4	38	24,84	-4,96	-8,73	2,23	-4,46	-6,81	74,76	21,29	10,68	29,51	2,77
REF	18,1	0	64,79	38	24,88	-4,96	-8,72	2,23	-4,42	-7,54	75,98	21,96	11,08	29,52	2,67
REF	19,09	0	66,15	38	24,9	-4,92	-8,68	2,23	-4,38	-7,73	77,46	22,61	11,44	29,49	2,58
REF	20,11	0	67,09	38	24,78	-5,09	-8,85	2,26	-4,53	-7,38	79,84	23,04	11,83	29,72	2,51
REF	21,1	0	68,93	38	24,96	-4,88	-8,64	2,23	-4,33	-7,94	81,02	23,94	12,24	29,49	2,41
REF	22,1	0	69,98	38	24,89	-4,98	-8,73	2,26	-4,42	-7,67	83,14	24,44	12,62	29,63	2,35
REF	23,1	0	71,73	38	25	-4,78	-8,51	2,23	-4,23	-7,96	84,47	25,29	13,02	29,4	2,26
REF	24,1	0	72,9	38	24,96	-4,89	-8,64	2,26	-4,31	-7,78	86,48	25,81	13,43	29,58	2,2
REF	25,04	0	73,98	38	24,96	-4,56	-8,23	2,29	-4,28	-6,61	90	26,29	13,92	29,27	2,11
REF	25,08	1	73,95	38	24,99	-4,61	-8,37	2,29	-4,26	-6,96	89,38	26,28	14,04	29,87	2,13
REF	26,07	0	75,92	38	25,01	-4,5	-8,22	2,29	-4,16	-5,77	90,69	27,22	14,49	29,62	2,04
REF	27,07	0	77,9	38	25,05	-4,42	-8,14	2,29	-4,07	-5,32	93,1	28,18	15,1	29,64	1,96
REF	28,07	0	79,9	38	25,13	-4,36	-8,07	2,29	-4,01	-5,86	95,26	29,13	15,68	29,59	1,89
REF	29,06	0	81,98	38	25,23	-4,22	-7,93	2,29	-3,89	-5,58	97,64	30,1	16,36	29,62	1,81
REF	30,08	0	83,86	38	25,29	-4,23	-7,94	2,3	-3,8	-6,12	99,75	31,1	17,05	29,63	1,74
REF	31,07	0	86,24	38	25,35	-4,05	-7,74	2,29	-3,7	-5,06	102,51	32,05	17,8	29,55	1,66
REF	31,05	1	86,12	38	25,07	-4,15	-7,92	2,3	-4,01	-8,91	103,5	31,99	18,27	30,18	1,68
REF	32,1	0	89,31	38	25,3	-4,42	-8,14	2,24	-3,84	-8,77	104,69	33,28	18,73	29,42	1,57
REF	32,06	1	88,54	38	25,06	-4,16	-7,86	2,3	-4,04	-5,79	106,52	32,95	19,15	29,71	1,58
REF	33,1	0	91,63	38	25,3	-4,4	-8,12	2,24	-3,82	-8,82	107,8	34,23	19,68	29,38	1,49
REF	33,07	1	90,91	38	25,06	-4,16	-7,87	2,3	-4,06	-5,88	109,39	33,91	19,99	29,74	1,52
REF	34,1	0	94,05	38	25	-4,81	-8,56	2,23	-4,29	-9,34	112,69	35,19	21,65	29,43	1,36
REF	34,07	1	93,31	38	25,03	-4,17	-7,88	2,3	-4,13	-5,98	112,5	34,87	20,86	29,72	1,45
REF	35,09	0	96,48	38	24,91	-4,91	-8,64	2,23	-4,36	-9,53	116,86	36,14	22,6	29,34	1,32

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Conf.	T eau (°C)	Osc.	HP (bar)	MP (bar)	BP (bar)	T MEG entrée (°C)	T MEG sortie (°C)	Débit MEG (kg/s)	T CO_2 sortie HX (°C)	T CO_2 entrée Cp (°C)	T CO_2 sortie Cp (°C)	T CO_2 sortie RG (°C)	P_{elec} (kW)	Pf (kW)	COP (-)
REF	35,08	1	95,77	38	25,01	-4,28	-7,99	2,3	-4,21	-6,44	115,37	35,85	21,87	29,7	1,38
REF	36,07	0	98,23	38	24,57	-4,88	-8,61	2,28	-4,91	-9,95	121,35	36,83	23,4	29,57	1,26
REF	36,06	1	98,11	38	24,96	-4,46	-8,18	2,29	-4,38	-9,73	118,54	36,79	22,57	29,59	1,33
REF	37,07	0	100,59	38	24,63	-4,97	-8,7	2,28	-4,8	-10,18	123,71	37,79	24,2	29,55	1,23
REF	38,07	0	103,1	38	24,7	-4,71	-8,38	2,29	-4,68	-9,93	126,63	38,78	24,92	29,21	1,17

Conf.	T eau (°C)	Osc.	HP (bar)	MP (bar)	BP (bar)	T MEG entrée (°C)	T MEG sortie (°C)	Débit MEG (kg/s)	T CO_2 sortie HX (°C)	T CO_2 entrée Cp (°C)	T CO_2 sortie Cp (°C)	T CO_2 sortie RG (°C)	P_{elec} (kW)	Pf (kW)	COP (-)
SR	13,09	0	58,04	38	25	-4,64	-8,4	2,24	-4,1	0,25	75,24	18,02	9,06	29,6	3,26
SR	14,1	0	59,35	38	25,04	-4,62	-8,39	2,24	-4,03	0,2	76,08	19,12	9,47	29,76	3,15
SR	15,1	0	60,56	38	25,06	-4,64	-8,39	2,24	-4,03	0,23	78,02	19,93	9,8	29,6	3,02
SR	16,09	0	61,86	38	25,08	-4,63	-8,39	2,24	-4,01	0,3	80,12	20,56	10,15	29,62	2,92
SR	17,1	0	63,24	38	25,1	-4,61	-8,36	2,24	-3,98	0,4	82,14	21,2	10,48	29,57	2,82
SR	18,09	0	64,59	38	25,13	-4,58	-8,33	2,24	-3,93	0,52	84,16	21,85	10,85	29,6	2,73
SR	18,98	0	65,64	38	24,98	-4,66	-8,46	2,26	-4,25	-0,92	89,46	22,36	11,54	30,01	2,6
SR	19,02	1	65,62	38	24,76	-4,74	-8,6	2,29	-4,65	-2,94	87,55	22,22	11,83	30,58	2,59
SR	20,12	0	67,05	38	24,87	-4,68	-8,5	2,28	-4,38	-2,28	86,14	23,02	11,97	30,32	2,54
SR	21,11	0	68,53	38	25,01	-4,61	-8,4	2,26	-4,17	-1,2	88,66	23,73	12,21	30,06	2,46
SR	22,11	0	69,96	38	25,06	-4,57	-8,36	2,27	-4,12	-1,08	90,65	24,4	12,62	30,07	2,38
SR	23,12	0	71,34	38	25,1	-4,54	-8,34	2,27	-4,09	-0,96	92,63	25,1	13,05	30,12	2,31
SR	24,11	0	72,86	38	25,13	-4,5	-8,29	2,27	-4,04	-0,81	94,65	25,78	13,43	30,05	2,24
SR	25,11	0	74,16	38	25,06	-4,41	-8,19	2,28	-4,14	-1,66	96,29	26,39	14	30,14	2,16
SR	26,1	0	76,04	38	25,12	-4,33	-8,1	2,28	-4,01	-0,97	99,15	27,29	14,51	30	2,07
SR	26,05	1	75,53	38	25,02	-4,7	-8,44	2,3	-4,24	-2,15	98,18	27,02	14,49	29,65	2,05
SR	27,09	0	77,79	38	25,09	-4,33	-8,07	2,29	-4,05	-1,74	100,63	28,14	15,01	29,9	1,99
SR	28,08	0	79,82	38	25,18	-4,32	-8,06	2,29	-3,93	-1,3	103,63	29,09	15,55	29,79	1,92

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Conf.	T eau (°C)	Osc.	HP (bar)	MP (bar)	BP (bar)	T MEG entrée (°C)	T MEG sortie (°C)	Débit MEG (kg/s)	T CO_2 sortie HX (°C)	T CO_2 entrée Cp (°C)	T CO_2 sortie Cp (°C)	T CO_2 sortie RG (°C)	P_{elec} (kW)	Pf (kW)	COP (-)
SR	29,08	0	81,86	38	25,25	-4,26	-7,98	2,29	-3,87	-0,93	106,58	30,05	16,17	29,71	1,84
SR	30,09	0	83,72	38	25,31	-4,09	-7,82	2,3	-3,78	-0,84	108,78	31,04	16,92	29,83	1,76
SR	31,08	0	86,07	38	25,39	-4,09	-7,8	2,29	-3,68	-0,4	112,31	31,98	17,58	29,72	1,69
SR	32,08	0	88,64	38	25,46	-3,96	-7,63	2,28	-3,51	0,76	116,36	32,99	18,1	29,45	1,63
SR	32,08	1	88,43	38	25,12	-4,09	-7,84	2,3	-3,99	-1,02	115,55	32,9	19,02	30,05	1,6
SR	33,1	0	91,29	38	25,59	-3,97	-7,67	2,26	-3,42	2,6	120,96	34,08	18,91	29,44	1,56
SR	33,09	1	90,79	38	25,1	-4,04	-7,77	2,3	-4	-0,86	118,66	33,87	19,76	29,94	1,54
SR	34,1	0	93,64	38	25,6	-3,86	-7,55	2,26	-3,33	2,79	124,16	35,03	19,77	29,45	1,49
SR	34,08	1	93,17	38	25,07	-4,08	-7,81	2,3	-4,03	-0,71	122,72	34,83	20,66	29,89	1,47
SR	35,09	1	95,69	38	25,08	-4,13	-7,87	2,29	-4,1	-0,12	126,45	35,83	21,57	29,9	1,41
SR	36,06	0	98,04	38	24,59	-4,89	-8,69	2,28	-4,83	-0,49	134,13	36,75	23,58	29,98	1,27
SR	36,06	1	97,97	38	25,01	-4,27	-7,98	2,29	-4,18	-0,62	129,8	36,74	22,1	29,65	1,36
SR	37,07	0	100,38	38	24,55	-5,03	-8,74	2,28	-4,81	-0,93	135,98	37,7	23,65	29,45	1,25
SR	38,07	0	102,88	38	24,63	-4,99	-8,68	2,28	-4,78	-0,43	139,58	38,69	24,53	29,32	1,2

Conf.	T eau (°C)	Osc.	HP (bar)	MP (bar)	BP (bar)	T MEG entrée (°C)	T MEG sortie (°C)	Débit MEG (kg/s)	T CO_2 sortie HX (°C)	T CO_2 entrée Cp (°C)	T CO_2 sortie Cp (°C)	T CO_2 sortie RG (°C)	P_{elec} (kW)	Pf (kW)	COP (-)
EC	13,08	0	58,05	38	25,01	-4,53	-8,27	2,24	-4,11	-1,33	74,24	17,98	9,06	29,53	3,26
EC	14,09	0	59,32	38	25,04	-4,45	-8,2	2,24	-4,06	-1,29	74,3	19,06	9,44	29,59	3,14
EC	15,09	0	60,55	38	25,06	-4,45	-8,19	2,24	-4,05	-1,49	75,86	19,92	9,8	29,54	3,02
EC	16,16	0	61,52	38	24,86	-4,63	-8,41	2,26	-4,34	-1,98	78,11	20,4	10,3	29,9	2,9
EC	17,1	0	62,84	38	24,89	-4,6	-8,38	2,26	-4,31	-2,08	79,83	21,03	10,66	29,96	2,81
EC	18,1	0	64,22	38	24,92	-4,56	-8,34	2,27	-4,26	-2,52	81,2	21,68	11	29,92	2,72
EC	18,05	1	63,89	38	24,71	-4,86	-8,59	2,29	-4,6	-2	83,91	21,49	11,2	29,68	2,65
EC	18,82	0	65,15	38	24,82	-4,64	-8,42	2,28	-4,38	-2,29	83,57	22,11	11,43	30,03	2,63
EC	20,11	0	66,96	38	24,9	-4,53	-8,33	2,27	-4,25	-2,88	84,88	23	11,89	30,16	2,54

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Conf.	T eau (°C)	Osc.	HP (bar)	MP (bar)	BP (bar)	T MEG entrée (°C)	T MEG sortie (°C)	Débit MEG (kg/s)	T CO_2 sortie HX (°C)	T CO_2 entrée Cp (°C)	T CO_2 sortie Cp (°C)	T CO_2 sortie RG (°C)	P_{elec} (kW)	Pf (kW)	COP (-)
EC	20,93	0	68,08	38	24,93	-4,55	-8,31	2,28	-4,22	-2,75	86,51	23,52	12,18	29,88	2,45
EC	21,94	0	69,54	38	24,98	-4,47	-8,27	2,28	-4,17	-3,1	87,99	24,23	12,61	30,15	2,39
EC	22,98	0	70,94	38	24,99	-4,52	-8,28	2,28	-4,19	-3,01	90,13	24,89	13,01	29,9	2,3
EC	24,11	0	72,7	38	25,08	-4,37	-8,15	2,28	-4,05	-3,42	91,51	25,72	13,47	30,06	2,23
EC	25	0	73,92	38	25,04	-4,42	-8,16	2,28	-4,08	-3,69	93,09	26,29	13,85	29,77	2,15
EC	26,08	0	75,91	38	25,06	-4,35	-8,08	2,29	-4,03	-4,13	95,07	27,23	14,38	29,7	2,07
EC	27	0	77,67	38	25,09	-4,29	-8,01	2,29	-3,96	-4,08	97,27	28,09	14,95	29,67	1,98
EC	28,08	0	79,91	38	25,19	-4,21	-7,94	2,29	-3,86	-4,4	99,5	29,14	15,61	29,71	1,91
EC	29	0	81,77	38	25,26	-4,15	-7,86	2,29	-3,78	-4,28	101,78	30,02	16,24	29,68	1,83
EC	30,09	0	83,88	38	25,34	-4,02	-7,74	2,29	-3,67	-4,64	103,85	31,12	17,02	29,78	1,75
EC	30,95	0	85,91	38	25,38	-4	-7,67	2,29	-3,6	-4,66	106,13	31,92	17,53	29,39	1,68
EC	31,1	1	86,18	38	25,09	-3,86	-7,64	2,31	-3,86	-4,54	107,36	32,06	18,63	30,37	1,66
EC	32,1	0	89,24	38	25,58	-3,86	-7,59	2,26	-3,44	-5,22	108,17	33,25	18,55	29,69	1,6
EC	32,08	1	88,54	38	25,07	-3,93	-7,66	2,31	-3,93	-5,07	110,87	32,97	19,2	29,91	1,59
EC	33,09	0	91,51	38	25,6	-3,72	-7,42	2,26	-3,35	-5,28	110,79	34,18	19,3	29,54	1,53
EC	32,97	1	90,59	38	25,08	-3,92	-7,65	2,31	-3,9	-4,93	113,13	33,8	20,02	29,88	1,52
EC	34,1	0	93,88	38	25,6	-3,69	-7,38	2,26	-3,31	-5,34	113,8	35,12	20,21	29,46	1,46
EC	34,11	1	93,33	38	25,05	-3,93	-7,65	2,31	-3,98	-5,42	116,64	34,9	20,91	29,84	1,46
EC	34,97	1	95,44	38	25,06	-3,92	-7,62	2,31	-3,94	-5,36	119,26	35,74	21,77	29,59	1,39
EC	36,06	1	98,12	38	25,02	-4,04	-7,74	2,3	-4,1	-6,05	122,66	36,8	22,64	29,47	1,32
EC	37,07	1	100,55	38	24,72	-4,78	-8,48	2,28	-4,61	-6,44	127,36	37,76	24,02	29,24	1,23
EC	38,08	0	103,01	38	24,67	-4,84	-8,54	2,28	-4,58	-6,6	131,26	38,74	24,89	29,21	1,17

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Conf.	T eau (°C)	Osc.	HP (bar)	MP (bar)	BP (bar)	T MEG entrée (°C)	T MEG sortie (°C)	Débit MEG (kg/s)	T CO_2 sortie HX (°C)	T CO_2 entrée Cp (°C)	T CO_2 sortie Cp (°C)	T CO_2 sortie RG (°C)	P_{elec} (kW)	Pf (kW)	COP (-)
SR_EC	13,16	0	58,22	38	24,84	-4,82	-8,61	2,23	-4,36	-0,72	74,38	18,2	9,25	29,73	3,22
SR_EC	13	1	58,63	38	24,92	-4,82	-8,59	2,23	-4,47	1,26	88,35	17,71	9,48	29,63	3,14
SR_EC	14,09	0	59,32	38	24,86	-4,81	-8,59	2,23	-4,31	-0,12	76,49	19,12	9,55	29,67	3,11
SR_EC	15,1	0	60,59	38	24,88	-4,81	-8,58	2,23	-4,3	0,01	78,59	19,94	9,89	29,6	2,99
SR_EC	16,09	0	61,93	38	24,91	-4,78	-8,55	2,23	-4,25	0,15	80,61	20,58	10,24	29,64	2,9
SR_EC	17,17	0	63,14	38	24,9	-4,8	-8,55	2,23	-4,27	0,17	82,47	21,15	10,54	29,53	2,8
SR_EC	18,09	0	64,38	38	24,93	-4,8	-8,55	2,23	-4,25	0,32	84,42	21,74	10,87	29,51	2,72
SR_EC	19,09	0	65,77	38	24,96	-4,77	-8,53	2,23	-4,22	0,42	86,46	22,41	11,27	29,57	2,63
SR_EC	20,09	0	66,98	38	24,93	-4,78	-8,53	2,25	-4,26	0,71	89,15	22,99	11,65	29,57	2,54
SR_EC	21,09	0	68,4	38	24,95	-4,74	-8,49	2,25	-4,21	0,78	90,92	23,66	12,03	29,57	2,46
SR_EC	22,09	0	69,81	38	24,98	-4,73	-8,48	2,25	-4,2	0,89	92,97	24,34	12,42	29,54	2,38
SR_EC	23,1	0	71,25	38	25,02	-4,7	-8,45	2,25	-4,16	0,99	94,96	25,04	12,85	29,6	2,3
SR_EC	24,1	0	72,66	38	25,05	-4,64	-8,38	2,25	-4,1	1,13	96,82	25,68	13,22	29,54	2,24
SR_EC	25,08	0	74,05	38	25,03	-4,53	-8,26	2,27	-4,1	1,34	99,47	26,34	13,71	29,62	2,16
SR_EC	26,08	0	75,84	38	25,05	-4,42	-8,13	2,27	-4,06	1,69	102,36	27,19	14,23	29,55	2,08
SR_EC	26,05	1	75,61	38	25,02	-4,03	-7,69	2,3	-4,15	2,53	105,82	27,05	14,47	29,45	2,04
SR_EC	27,09	0	77,86	38	25,08	-4,39	-8,11	2,27	-3,99	1,77	104,73	28,17	14,86	29,58	1,99
SR_EC	28,09	0	79,82	38	25,13	-4,31	-8,02	2,28	-3,94	2,01	107,58	29,09	15,47	29,55	1,91
SR_EC	29,08	0	81,86	38	25,19	-4,25	-7,94	2,28	-3,86	2,21	110,26	30,06	16,07	29,48	1,84
SR_EC	30,09	0	83,8	38	25,27	-4,2	-7,9	2,27	-3,79	2,32	112,61	31,07	16,75	29,52	1,76
SR_EC	31,08	0	86,06	38	25,32	-4,06	-7,75	2,28	-3,69	2,6	115,8	31,99	17,47	29,56	1,69
SR_EC	32,1	0	88,62	38	25,36	-4,22	-7,94	2,26	-3,67	2,4	117,96	33	18,2	29,57	1,62
SR_EC	32,06	1	88,28	38	25,15	-3,78	-7,43	2,31	-3,84	3,15	120,62	32,85	18,62	29,5	1,61
SR_EC	33,09	0	91,11	38	25,4	-4,17	-7,88	2,25	-3,61	2,48	121,03	34,02	18,98	29,46	1,55
SR_EC	33,07	1	90,63	38	25,1	-3,84	-7,5	2,31	-3,9	3,21	124,06	33,8	19,4	29,52	1,55
SR_EC	34,09	0	93,51	38	25,4	-4,14	-7,86	2,25	-3,59	2,64	124,66	34,97	19,99	29,55	1,48
SR_EC	34,07	1	93,06	38	25,09	-3,8	-7,46	2,31	-3,89	3,43	127,77	34,78	20,44	29,55	1,48

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Conf.	T eau (°C)	Osc.	HP (bar)	MP (bar)	BP (bar)	T MEG entrée (°C)	T MEG sortie (°C)	Débit MEG (kg/s)	T CO_2 sortie HX (°C)	T CO_2 entrée Cp (°C)	T CO_2 sortie Cp (°C)	T CO_2 sortie RG (°C)	P_{elec} (kW)	Pf (kW)	COP (-)
SR_EC	35,1	0	95,94	38	25,43	-4,09	-7,81	2,25	-3,54	2,82	127,73	35,93	21,04	29,56	1,41
SR_EC	35,07	1	95,53	38	25,05	-3,85	-7,52	2,31	-4	3,58	131,44	35,75	21,42	29,57	1,41
SR_EC	36,11	0	95,89	38	24,93	-4,7	-8,45	2,24	-4,2	2,47	130,83	36,9	22,59	29,62	1,31
SR_EC	36,06	1	97,97	38	25,02	-3,86	-7,53	2,3	-4,04	3,88	135,65	36,74	22,42	29,48	1,34
SR_EC	37,1	0	95,89	38	25	-4,65	-8,39	2,24	-4,17	2,71	131,06	38,06	23,34	29,56	1,27
SR_EC	37,08	1	100,35	38	24,75	-4,44	-8,14	2,29	-4,48	3,88	140,92	37,7	23,61	29,5	1,25
SR_EC	38,09	0	100,53	38	24,78	-4,61	-8,32	2,27	-4,39	3,67	140,74	38,87	24,57	29,49	1,2

Conf.	T eau (°C)	Osc.	HP (bar)	MP (bar)	BP (bar)	T MEG entrée (°C)	T MEG sortie (°C)	Débit MEG (kg/s)	T CO_2 sortie HX (°C)	T CO_2 entrée Cp (°C)	T CO_2 sortie Cp (°C)	T CO_2 sortie RG (°C)	P_{elec} (kW)	Pf (kW)	COP (-)	T CO_2 entrée CpAux (°C)	T CO_2 sortie CpAux (°C)
CPaux	27,06	0	78,33	36,9	24,69	-5,04	-8,72	2,23	-4,71	-3,58	102,17	28,41	11,22	29,22	2,05	74,1	0,059
CPaux	29,05	0	82,39	37,55	24,7	-5	-8,69	2,23	-4,71	-3,56	107,23	30,32	11,93	29,22	1,91	76,84	0,065
CPaux	30,07	0	84,78	38,13	24,7	-5,27	-8,97	2,22	-4,73	-3,65	111,33	31,45	11,96	29,15	1,84	79,18	0,076
CPaux	31,06	0	86,81	38,39	24,7	-5,12	-8,8	2,23	-4,7	-3,58	113,48	32,29	12,53	29,18	1,78	80,38	0,075
CPaux	32,07	0	89,43	38,82	24,7	-5,27	-8,97	2,22	-4,7	-3,68	117,11	33,31	12,75	29,19	1,7	82,93	0,082
CPaux	33,06	0	91,32	38,9	24,74	-4,88	-8,56	2,23	-4,61	-3,46	118,61	34,1	13,55	29,24	1,64	83,44	0,077
CPaux	33,07	1	91,71	39,25	24,7	-5,16	-8,84	2,23	-4,63	-3,74	119,23	34,23	13,09	29,07	1,64	84,9	0,085
CPaux	34,07	0	94,05	39,78	24,7	-5,16	-8,85	2,23	-4,66	-3,59	122,82	35,18	13,54	29,11	1,58	86,34	0,088
CPaux	35,06	0	95,93	40,54	24,74	-5,14	-8,81	2,23	-4,61	-3,52	125,05	36,18	14,05	28,98	1,52	87,05	0,089
CPaux	35,07	1	95,85	38,88	24,88	-4,56	-8,24	2,24	-4,3	-4,37	121,5	36,1	16,13	29,34	1,46	89,15	0,068
CPaux	38,07	1	95,88	39,02	24,84	-4,69	-8,36	2,24	-4,54	-6,81	121,23	39,87	19,91	29,28	1,2	88,81	0,075

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Conf.	T eau (°C)	Osc	HP (bar)	MP (bar)	BP (bar)	T MEG entrée (°C)	T MEG sortie (°C)	Débit MEG (kg/s)	T CO_2 sortie HX (°C)	T CO_2 entrée Cp (°C)	T CO_2 sortie Cp (°C)	T CO_2 sortie RG (°C)	P_{elec} (kW)	Pf (kW)	COP (-)	T CO_2 entrée CpAux (°C)	T CO_2 sortie CpAux (°C)
CPaux_SR	27,05	1	78,34	36,98	24,71	-5,05	-8,74	2,23	-4,75	-3,48	101,8	28,4	11,45	29,09	2,03	14,96	89
CPaux_SR	28,07	0	80,38	37,23	24,7	-5,02	-8,74	2,23	-4,71	-3,65	104,74	29,34	11,62	29,35	1,99	13,94	90,3
CPaux_SR	29,07	0	82,4	37,54	24,7	-5,04	-8,76	2,23	-4,71	-3,69	107,42	30,3	11,99	29,37	1,91	14,6	92,5
CPaux_SR	30,08	0	84,26	37,9	24,7	-5,07	-8,77	2,23	-4,73	-3,75	109,86	31,26	12,28	29,18	1,85	15,24	94,41
CPaux_SR	31,07	0	86,52	38,25	24,7	-5,06	-8,74	2,23	-4,7	-3,71	112,86	32,17	12,68	29,09	1,77	16	96,92
CPaux_SR	32,07	0	88,9	38,55	24,7	-4,96	-8,64	2,23	-4,63	-3,62	115,6	33,1	13,05	29,13	1,72	16,65	99,37
CPaux_SR	33,09	0	91,03	37,77	24,72	-5,06	-8,78	2,23	-4,62	-3,84	117,93	33,98	13,37	29,3	1,64	16,69	104,38
CPaux_SR	34,09	0	93,68	39,17	24,76	-4,89	-8,6	2,23	-4,58	-3,58	121,62	35,02	13,99	29,31	1,59	17,95	104,45
CPaux_SR	35,1	0	95,78	38,9	24,77	-5,01	-8,74	2,23	-4,59	-3,78	124	35,9	14,31	29,38	1,54	18,18	108,3
CPaux_SR	36,09	0	95,93	40,01	24,82	-4,84	-8,56	2,23	-4,51	-3,29	124,5	37,18	14,77	29,43	1,5	19,26	106,53
CPaux_SR	37,09	1	95,92	40,01	24,93	-4,6	-8,29	2,24	-4,31	-2,71	123,42	38,39	16,62	29,34	1,41	19,72	107,66
CPaux_SR	38,1	0	95,91	40,02	24,99	-4,83	-8,56	2,23	-4,26	-2,9	123,52	39,32	16,25	29,38	1,38	19,76	107,78
CPaux_SR	38,09	1	95,91	39,87	24,96	-4,54	-8,23	2,24	-4,28	-2,36	123,51	39,62	17,78	29,31	1,32	19,86	108,84

Conf.	T eau (°C)	Osc	HP (bar)	MP (bar)	BP (bar)	T MEG entrée (°C)	T MEG sortie (°C)	Débit MEG (kg/s)	T CO_2 sortie HX (°C)	T CO_2 entrée Cp (°C)	T CO_2 sortie Cp (°C)	T CO_2 sortie RG (°C)	P_{elec} (kW)	Pf (kW)	COP (-)	T CO_2 entrée CpAux (°C)	T CO_2 sortie CpAux (°C)
CPaux_EC	27,07	1	78,22	36,71	24,71	-5,24	-8,79	2,23	-4,61	0,17	104,29	28,38	11,53	28,86	2,03	6,64	75,29
CPaux_EC	29,07	0	82,21	36,9	24,7	-5,27	-8,82	2,23	-4,61	1,37	112,9	30,26	11,76	28,83	1,9	3,68	77,4
CPaux_EC	31,08	0	86,42	37,31	24,7	-5,22	-8,77	2,23	-4,57	1,7	119,04	32,16	12,5	28,85	1,77	3,94	80,76
CPaux_EC	33,07	0	91,14	37,7	24,71	-5,15	-8,7	2,23	-4,52	2,03	125,51	34,04	13,31	28,93	1,64	4,18	84,8
CPaux_EC	35,07	0	95,85	38,31	24,75	-5,1	-8,65	2,23	-4,49	2,42	131,88	35,96	14,15	28,92	1,51	4,74	88,9
CPaux_EC	38,08	1	95,87	39,04	25,04	-4,6	-8,13	2,24	-4,04	-0,91	126,69	39,72	17,29	29,01	1,31	5,06	87,7

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Conf.	T eau (°C)	Osc	HP (bar)	MP (bar)	BP (bar)	T MEG entrée (°C)	T MEG sortie (°C)	Débit MEG (kg/s)	T CO_2 sortie HX (°C)	T CO_2 entrée Cp (°C)	T CO_2 sortie Cp (°C)	T CO_2 sortie RG (°C)	P_{elec} (kW)	Pf (kW)	COP (-)	T CO_2 entrée CpAux (°C)	T CO_2 sortie CpAux (°C)
CPaux+SR_EC	27,11	0	77,64	38	25	-4,5	-8,19	2,24	-4,06	1,21	102,94	28,09	14,55	29,21	2,01	23,52	48,16
CPaux+SR_EC	27,04	1	78,17	37,03	24,74	-4,85	-8,52	2,23	-4,58	1,74	107,44	28,32	11,73	29,13	2,03	15,93	83,8
CPaux+SR_EC	28,04	0	80,13	37,18	24,7	-4,88	-8,55	2,23	-4,59	1,86	111,14	29,23	11,57	29,11	1,99	13,74	87,86
CPaux+SR_EC	29,05	0	82,14	37,49	24,7	-4,89	-8,56	2,23	-4,61	2,08	114,14	30,19	11,93	29,11	1,92	14,36	90,02
CPaux+SR_EC	30,07	0	83,83	36,67	24,7	-4,93	-8,64	2,23	-4,54	1,28	116,08	31,06	12,19	29,27	1,84	14,8	97,07
CPaux+SR_EC	31,06	0	86,35	38,19	24,7	-4,83	-8,52	2,23	-4,53	2,53	120,08	32,09	12,75	29,3	1,79	15,76	94,33
CPaux+SR_EC	32,06	0	88,7	38,5	24,73	-4,77	-8,48	2,23	-4,5	2,72	123,26	33,04	13,22	29,45	1,73	16,51	96,93
CPaux+SR_EC	33,08	0	90,86	37,45	24,73	-4,89	-8,59	2,23	-4,54	1,68	124,44	33,9	13,33	29,21	1,66	16,44	103,75
CPaux+SR_EC	34,07	0	93,38	39,06	24,9	-4,62	-8,29	2,24	-4,3	3,06	128,88	34,92	15,07	29,25	1,56	17,88	103,88
CPaux+SR_EC	35,1	0	95,46	37,49	24,74	-4,91	-8,62	2,23	-4,5	1,25	129,27	35,74	13,98	29,18	1,54	17,33	111,31
CPaux+SR_EC	35,07	1	95,71	38,6	24,88	-4,62	-8,27	2,24	-4,32	2,61	129,85	35,89	15,54	29,12	1,49	18,1	109,7
CPaux+SR_EC	36,07	1	95,86	38,85	24,87	-4,57	-8,24	2,24	-4,32	2,65	130,55	37,04	15,72	29,26	1,47	18,58	109
CPaux+SR_EC	37,09	1	95,85	38,83	24,85	-4,5	-8,17	2,24	-4,25	2,81	130,85	38,29	17,07	29,29	1,38	19,08	109,44
CPaux+SR_EC	38,1	0	95,92	40,02	24,96	-4,66	-8,39	2,24	-4,25	3	130,55	39,19	15,83	29,41	1,41	19,71	107,67
CPaux+SR_EC	38,09	1	95,86	38,96	24,97	-4,34	-8	2,25	-4,09	2,94	131,23	39,46	17,67	29,29	1,33	19,47	109,94

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Résultats en conditions noyées

Conf.	T eau (°C)	Osc.	HP (bar)	MP (bar)	BP (bar)	T MEG entrée (°C)	T MEG sortie (°C)	Débit MEG (kg/s)	T CO_2 sortie HX (°C)	T CO_2 entrée Cp (°C)	T CO_2 sortie Cp (°C)	T CO_2 sortie RG (°C)	P_{elec} (kW)	Pf (kW)	COP (-)
SR	13,09	0	58,04	38	25	-4,64	-8,4	2,24	-4,1	0,25	75,24	18,02	9,06	29,6	3,26
SR	14,1	0	59,35	38	25,04	-4,62	-8,39	2,24	-4,03	0,2	76,08	19,12	9,47	29,76	3,15
SR	15,1	0	60,56	38	25,06	-4,64	-8,39	2,24	-4,03	0,23	78,02	19,93	9,8	29,6	3,02
SR	16,09	0	61,86	38	25,08	-4,63	-8,39	2,24	-4,01	0,3	80,12	20,56	10,15	29,62	2,92
SR	17,1	0	63,24	38	25,1	-4,61	-8,36	2,24	-3,98	0,4	82,14	21,2	10,48	29,57	2,82
SR	18,09	0	64,59	38	25,13	-4,58	-8,33	2,24	-3,93	0,52	84,16	21,85	10,85	29,6	2,73
SR	12,1	0	56,65	38	25,9	-4,75	-8,47	2,28	-9,06	-10,16	55,83	16,98	8,27	29,61	3,58
SR	14,09	0	59,66	38	25,9	-4,94	-8,72	2,21	-9,03	-9,63	62,52	19,43	9,11	29,53	3,24
SR	15,1	0	60,81	37,99	25,9	-4,85	-8,6	2,24	-8,98	-9,65	62,47	20,06	9,4	29,54	3,15
SR	16,1	0	62,16	38	25,92	-4,78	-8,53	2,24	-8,91	-9,46	64,42	20,7	9,75	29,6	3,04
SR	17,1	0	63,46	38	25,94	-4,79	-8,54	2,24	-8,92	-9,32	66,59	21,33	10,09	29,52	2,93
SR	18,1	0	64,61	38	25,96	-4,78	-8,52	2,23	-8,92	-9,19	68,8	21,89	10,39	29,4	2,83
SR	19,1	0	65,91	38	25,94	-4,79	-8,54	2,24	-8,95	-9,16	70,49	22,51	10,8	29,55	2,74
SR	20,11	0	67,28	38	25,97	-4,76	-8,5	2,24	-8,91	-8,95	72,58	23,16	11,17	29,53	2,64
SR	21,1	0	68,67	38	26,01	-4,73	-8,47	2,24	-8,88	-8,75	74,79	23,81	11,57	29,56	2,56
SR	22,1	0	70,04	38	26,04	-4,72	-8,46	2,24	-8,86	-8,62	76,82	24,48	11,95	29,52	2,47
SR	23,11	0	71,48	38	26,07	-4,65	-8,4	2,24	-8,8	-8,36	78,89	25,16	12,37	29,58	2,39
SR	24,11	0	72,96	38	26,1	-4,62	-8,37	2,25	-8,77	-8,13	81	25,86	12,8	29,58	2,31
SR	25,1	0	74,38	38	26,09	-4,59	-8,33	2,26	-8,78	-7,91	83,7	26,52	13,3	29,62	2,23
SR	26,09	0	76,19	38	26,09	-4,6	-8,36	2,26	-8,76	-7,47	86,73	27,38	13,94	29,7	2,13
SR	27,1	0	78,12	38	26,14	-4,53	-8,27	2,26	-8,69	-7,22	89,05	28,32	14,46	29,59	2,05
SR	28,09	0	80,19	38	26,17	-4,52	-8,26	2,25	-8,64	-7,06	91,63	29,29	15,08	29,55	1,96
SR	29,09	0	82,21	38	26,21	-4,43	-8,17	2,26	-8,55	-6,7	94,32	30,25	15,73	29,6	1,88
SR	30,09	0	84,08	38	26,27	-4,35	-8,09	2,26	-8,5	-6,37	96,9	31,2	16,38	29,63	1,81
SR	31,09	0	86,43	38	26,32	-4,32	-8,06	2,26	-8,43	-6,14	99,87	32,15	17,1	29,64	1,74
SR	32,09	0	88,8	38	26,39	-4,28	-8,01	2,26	-8,39	-5,88	102,92	33,08	17,84	29,62	1,66

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Conf.	T eau (°C)	Osc.	HP (bar)	MP (bar)	BP (bar)	T MEG entrée (°C)	T MEG sortie (°C)	Débit MEG (kg/s)	T CO_2 sortie HX (°C)	T CO_2 entrée Cp (°C)	T CO_2 sortie Cp (°C)	T CO_2 sortie RG (°C)	P_{elec} (kW)	Pf (kW)	COP (-)
SR	33,09	0	91,11	38	26,46	-4,19	-7,89	2,26	-8,3	-5,69	105,55	34,02	18,49	29,49	1,6
SR	33,05	1	90,8	38	26,32	-4,28	-8,07	2,29	-8,51	-5,16	108,02	33,85	19,29	30,03	1,57
SR	34,08	0	93,51	38	26,49	-4,21	-7,91	2,26	-8,29	-5,56	108,62	34,98	19,32	29,45	1,53
SR	34,05	1	93,22	38,01	26,12	-4,46	-8,27	2,28	-8,72	-5,67	111,94	34,84	20,59	30,09	1,48
SR	35,06	0	95,94	38	26,5	-4,19	-7,9	2,25	-8,25	-5,42	111,91	35,95	20,26	29,44	1,46
SR	35,07	1	95,68	37,99	26,25	-4,36	-8,09	2,29	-8,59	-5,59	113,92	35,81	20,77	29,68	1,45
SR	36,11	0	97,69	38	26,5	-4,13	-7,86	2,23	-8,18	-5,24	114,43	37,03	21,09	29,44	1,4
SR	37,11	0	98,43	38	26,14	-4,6	-8,36	2,22	-8,75	-5,38	118,47	38,1	23,17	29,55	1,27
SR	38,11	0	95,8	38	26,2	-4,39	-8,16	2,23	-8,6	-4,47	116,11	39,43	24,08	29,69	1,23

Conf.	T eau (°C)	Osc.	HP (bar)	MP (bar)	BP (bar)	T MEG entrée (°C)	T MEG sortie (°C)	Débit MEG (kg/s)	T CO2 sortie HX (°C)	T CO2 entrée Cp (°C)	T CO2 sortie Cp (°C)	T CO2 sortie RG (°C)	Pelec (kW)	Pf (kW)	COP (-)
EC	10,06	0	54,56	37,93	25,85	-4,74	-8,47	2,28	-9,04	-4,21	64,21	14,85	7,73	29,86	3,88
EC	11,1	0	55,48	38	25,87	-4,72	-8,46	2,28	-9,02	-4,31	61,25	16,02	7,96	29,94	3,77
EC	12,1	0	56,71	38	25,9	-4,71	-8,45	2,28	-8,99	-4,49	62,81	17,04	8,31	29,91	3,6
EC	13,1	0	58,02	38	25,9	-4,68	-8,4	2,28	-8,92	-4,67	64,4	18,04	8,62	29,78	3,46
EC	14,1	0	59,23	38	25,9	-4,69	-8,4	2,28	-8,93	-4,84	66,49	19,07	9	29,7	3,3
EC	15,1	0	60,59	38	25,9	-4,63	-8,36	2,28	-8,87	-4,88	68,39	19,93	9,4	29,87	3,18
EC	16,09	0	61,86	38	25,92	-4,59	-8,31	2,28	-8,82	-4,93	70,14	20,55	9,71	29,81	3,07
EC	17,1	0	63,2	37,99	25,94	-4,59	-8,31	2,28	-8,82	-4,93	72,09	21,21	10,1	29,83	2,96
EC	18,1	0	64,5	38	25,96	-4,59	-8,3	2,28	-8,81	-5,03	73,87	21,85	10,43	29,79	2,86
EC	19,1	0	65,87	38	25,99	-4,61	-8,31	2,28	-8,81	-5,23	75,6	22,5	10,81	29,68	2,75
EC	20,11	0	67,26	38	26,01	-4,52	-8,22	2,29	-8,71	-5,27	77,2	23,17	11,15	29,73	2,67
EC	21,1	0	68,69	38	26,04	-4,51	-8,22	2,29	-8,71	-5,37	79,02	23,83	11,58	29,75	2,57
EC	22,1	0	70,09	38	26,08	-4,52	-8,22	2,28	-8,72	-5,53	80,78	24,52	11,98	29,69	2,48
EC	23,1	0	71,54	38	26,1	-4,45	-8,14	2,29	-8,64	-5,59	82,33	25,2	12,36	29,68	2,4

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Conf.	T eau (°C)	Osc.	HP (bar)	MP (bar)	BP (bar)	T MEG entrée (°C)	T MEG sortie (°C)	Débit MEG (kg/s)	T CO2 sortie HX (°C)	T CO2 entrée Cp (°C)	T CO2 sortie Cp (°C)	T CO2 sortie RG (°C)	Pelec (kW)	Pf (kW)	COP (-)
EC	24,1	0	73,04	38	26,13	-4,46	-8,13	2,29	-8,62	-5,58	84,18	25,88	12,76	29,56	2,32
EC	25,08	0	74,19	38	26,07	-4,39	-8,1	2,28	-8,65	-5,65	87,48	26,4	13,37	29,57	2,21
EC	26,1	0	76,4	38	26,2	-4,45	-8,12	2,29	-8,59	-5,91	88,24	27,52	13,81	29,48	2,14
EC	27,07	0	77,81	38	26,09	-4,41	-8,14	2,28	-8,63	-5,83	91,54	28,14	14,52	29,67	2,04
EC	28,1	0	80,41	38	26,2	-4,36	-8,03	2,29	-8,5	-6,25	92,43	29,41	15,03	29,53	1,97
EC	29,1	0	82,38	38	26,22	-4,28	-7,94	2,29	-8,4	-6,32	94,4	30,36	15,61	29,49	1,89
EC	30,08	0	83,81	38	26,27	-4,19	-7,89	2,29	-8,37	-6,05	97,44	31,09	16,33	29,55	1,81
EC	31,1	0	86,62	37,99	26,3	-4,21	-7,86	2,29	-8,33	-6,67	98,84	32,24	16,97	29,43	1,73
EC	32,09	0	88,98	37,99	26,36	-4,21	-7,86	2,29	-8,33	-6,73	101,42	33,17	17,7	29,44	1,66
EC	33,08	0	90,99	38	26,5	-3,91	-7,59	2,3	-8,06	-6,45	104,51	33,96	18,52	29,52	1,6
EC	33,05	1	90,72	38	26,4	-4,13	-7,87	2,29	-8,27	-6,24	106,22	33,82	18,96	29,69	1,57
EC	34,1	0	93,69	38	26,49	-4,08	-7,75	2,3	-8,22	-6,94	106,64	35,07	19,53	29,63	1,52
EC	35,1	0	96,04	38	26,5	-3,99	-7,66	2,3	-8,14	-7	109,18	36,01	20,43	29,7	1,45
EC	35,06	1	95,74	37,99	26,32	-4,1	-7,78	2,29	-8,3	-7,94	110,99	35,84	20,71	29,41	1,44
EC	36,1	0	98,47	38	26,23	-4,28	-7,98	2,29	-8,58	-7,58	112,06	37	22,48	29,74	1,32
EC	38,07	0	103,03	37,99	25,74	-4,81	-8,6	2,27	-9,09	-8,15	122,81	38,76	24,48	29,77	1,22

Conf.	T eau (°C)	Osc.	HP (bar)	MP (bar)	BP (bar)	T MEG entrée (°C)	T MEG sortie (°C)	Débit MEG (kg/s)	T CO2 sortie HX (°C)	T CO2 entrée Cp (°C)	T CO2 sortie Cp (°C)	T CO2 sortie RG (°C)	Pelec (kW)	Pf (kW)	COP (-)
SR_EC	10,08	0	54,78	37,9	25,86	-4,75	-8,47	2,28	-9,11	-3,4	66,16	14,88	7,81	29,74	3,84
SR_EC	11,1	0	55,44	38	25,86	-4,82	-8,52	2,28	-9,03	-2,53	63,42	15,95	7,86	29,57	3,77
SR_EC	12,1	0	56,69	38	25,88	-4,81	-8,5	2,28	-9	-2,32	65,75	16,98	8,21	29,53	3,6
SR_EC	13,1	0	57,98	38	25,9	-4,78	-8,47	2,28	-8,97	-2,24	67,74	18,02	8,57	29,53	3,45
SR_EC	14,1	0	59,21	38	25,9	-4,77	-8,45	2,28	-8,94	-2,13	69,7	19,02	8,93	29,47	3,3
SR_EC	15,1	0	60,53	38	25,9	-4,73	-8,42	2,28	-8,9	-2,01	71,76	19,92	9,31	29,51	3,17

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Conf.	T eau (°C)	Osc.	HP (bar)	MP (bar)	BP (bar)	T MEG entrée (°C)	T MEG sortie (°C)	Débit MEG (kg/s)	T CO2 sortie HX (°C)	T CO2 entrée Cp (°C)	T CO2 sortie Cp (°C)	T CO2 sortie RG (°C)	Pelec (kW)	Pf (kW)	COP (-)
SR_EC	16,09	0	61,85	38	25,91	-4,69	-8,38	2,28	-8,87	-1,87	73,77	20,54	9,65	29,54	3,07
SR_EC	17,1	0	63,15	38	25,93	-4,69	-8,37	2,28	-8,85	-1,73	75,88	21,17	9,98	29,47	2,96
SR_EC	18,1	0	64,49	38	25,95	-4,67	-8,35	2,28	-8,83	-1,64	77,91	21,82	10,34	29,48	2,85
SR_EC	19,1	0	65,86	38	25,97	-4,67	-8,34	2,28	-8,82	-1,54	79,91	22,47	10,68	29,4	2,76
SR_EC	20,1	0	67,25	38	26	-4,63	-8,3	2,28	-8,76	-1,37	81,98	23,13	11,03	29,42	2,67
SR_EC	21,1	0	68,76	38	26,05	-4,54	-8,25	2,28	-8,73	-1,18	84,26	23,84	11,55	29,67	2,57
SR_EC	22,1	0	70,14	38	26,08	-4,55	-8,25	2,28	-8,73	-1,08	86,34	24,52	11,94	29,64	2,48
SR_EC	23,1	0	71,59	38	26,1	-4,48	-8,18	2,29	-8,66	-1,01	88,2	25,21	12,34	29,66	2,4
SR_EC	24,1	0	73,11	38	26,14	-4,43	-8,14	2,29	-8,64	-0,78	90,37	25,91	12,83	29,79	2,33
SR_EC	25,28	0	74,04	38	25,98	-4,53	-8,31	2,28	-8,81	-0,12	95,01	26,34	13,57	29,91	2,2
SR_EC	26,08	0	76,08	38	26,13	-4,3	-7,98	2,29	-8,66	-0,34	96,46	27,3	13,8	29,48	2,14
SR_EC	27,08	0	77,91	38	26,13	-4,32	-8,03	2,29	-8,62	-0,34	98,06	28,19	14,44	29,64	2,05
SR_EC	28,1	0	80,48	38	26,2	-4,36	-8,05	2,29	-8,54	-0,3	100,31	29,4	14,99	29,65	1,98
SR_EC	29,1	0	82,44	38	26,23	-4,28	-7,96	2,29	-8,43	-0,06	102,88	30,36	15,61	29,67	1,9
SR_EC	30,08	0	83,85	38	26,27	-4,16	-7,87	2,29	-8,4	0,52	105,82	31,09	16,29	29,66	1,82
SR_EC	31,1	0	86,68	38	26,31	-4,18	-7,88	2,29	-8,35	0,32	108,29	32,24	16,97	29,72	1,76
SR_EC	32,1	0	89,02	38	26,37	-4,18	-7,86	2,29	-8,34	0,59	111,32	33,16	17,67	29,7	1,68
SR_EC	33,07	0	90,87	38	26,45	-3,97	-7,66	2,3	-8,18	1,15	114,68	33,91	18,41	29,59	1,61
SR_EC	34,1	0	93,69	38	26,48	-4,1	-7,78	2,3	-8,26	0,94	117,44	35,05	19,3	29,77	1,54
SR_EC	35,09	0	95,91	38	26,51	-3,94	-7,59	2,3	-8,14	1,35	121,05	35,91	20,06	29,47	1,47
SR_EC	35,07	1	95,5	37,99	26,33	-4,05	-7,77	2,29	-8,27	0,11	120,83	35,76	20,62	29,58	1,45
SR_EC	38,07	1	102,83	37,99	26,51	-3,89	-7,59	2,29	-7,87	0,46	129,93	38,67	22,72	29,57	1,32

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Conf.	T eau (°C)	Osc.	HP (bar)	MP (bar)	BP (bar)	T MEG entrée (°C)	T MEG sortie (°C)	Débit MEG (kg/s)	T CO2 sortie HX (°C)	T CO2 entrée Cp (°C)	T CO2 sortie Cp (°C)	T CO2 sortie RG (°C)	Pelec (kW)	Pf (kW)	COP (-)
EJR	15,33	0	61,12	38	25,91	-4,88	-8,66	2,22	-8,96	-10,11	62,57	20,2	9,48	29,53	3,12
EJR	16,08	0	62,05	38	25,9	-4,97	-8,71	2,21	-8,96	-10,15	63,61	20,63	9,6	29,22	3,04
EJR	17,08	0	63,39	38	25,93	-4,95	-8,69	2,21	-8,93	-10,13	65,36	21,28	9,97	29,27	2,94
EJR	18,09	0	64,7	38	25,96	-4,94	-8,69	2,21	-8,92	-10,18	67,05	21,94	10,35	29,29	2,83
EJR	19,1	0	66,04	38	25,98	-4,93	-8,69	2,21	-8,91	-10,21	68,74	22,6	10,74	29,34	2,73
EJR	20,11	0	67,45	38	26,01	-4,87	-8,62	2,22	-8,84	-10,2	70,39	23,26	11,12	29,4	2,65
EJR	21,11	0	68,84	38	26,04	-4,84	-8,6	2,22	-8,81	-10,19	72,17	23,92	11,51	29,4	2,56
EJR	22,11	0	70,32	38	26,09	-4,75	-8,55	2,22	-8,76	-10,19	74	24,64	12,05	29,72	2,47
EJR	23,12	0	71,75	38	26,14	-4,66	-8,47	2,22	-8,7	-10,13	75,69	25,39	12,54	29,86	2,38
EJR	24,11	0	73,06	38	26,16	-4,57	-8,38	2,22	-8,69	-10,07	77,64	26,14	12,95	29,92	2,31
EJR	25,08	0	74,5	38	26,11	-4,48	-8,2	2,26	-8,75	-10,07	81,41	26,55	13,46	29,61	2,2
EJR	26,08	0	76,77	38	26,2	-4,58	-8,3	2,22	-8,66	-9,84	82,98	27,68	13,94	29,47	2,12
EJR	27,08	0	78,29	38	26,18	-4,41	-8,14	2,26	-8,62	-10,02	85,12	28,4	14,55	29,55	2,03
EJR	28,08	0	80,75	38	26,21	-4,46	-8,2	2,23	-8,56	-9,75	87,69	29,56	15,22	29,51	1,94
EJR	29,08	0	82,76	38	26,25	-4,42	-8,16	2,23	-8,52	-9,72	90,12	30,5	15,87	29,48	1,86
EJR	30,03	0	84,17	38	26,3	-4,27	-7,97	2,26	-8,45	-9,88	91,87	31,24	16,41	29,41	1,79
EJR	31,07	0	87	38	26,35	-4,34	-8,06	2,23	-8,44	-9,61	94,98	32,36	17,27	29,43	1,7
EJR	32,08	0	89,32	38	26,4	-4,3	-8,02	2,23	-8,4	-9,56	97,76	33,29	18	29,39	1,63
EJR	33,06	0	91,22	38	26,49	-4,1	-7,78	2,27	-8,24	-9,65	100,26	34,07	18,71	29,33	1,57
EJR	34,08	0	93,96	38	26,5	-4,23	-7,92	2,23	-8,31	-9,48	103,36	35,16	19,64	29,3	1,49
EJR	35,08	0	95,86	38	26,5	-4,23	-7,88	2,23	-8,28	-9,45	105,89	36,16	20,59	29,23	1,42
EJR	35,06	1	95,54	38	26,28	-4,12	-7,88	2,29	-8,44	-10,12	106,21	35,89	20,94	29,87	1,45
EJR	36,07	0	95,85	38	26,13	-4,72	-8,38	2,22	-8,78	-10,02	108,74	37,42	22,6	29,2	1,3
EJR	37,08	0	95,86	38	26,19	-4,68	-8,32	2,22	-8,7	-10,02	108,38	38,67	23,63	29,16	1,23
EJR	38,09	0	95,87	38	26,25	-4,46	-8,1	2,23	-8,51	-9,88	107,58	39,97	25,08	29,26	1,17

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Conf.	T eau (°C)	Osc	HP (bar)	MP (bar)	BP (bar)	T MEG entrée (°C)	T MEG sortie (°C)	Débit MEG (kg/s)	T CO2 sortie HX (°C)	T CO2 entrée Cp (°C)	T CO2 sortie Cp (°C)	T CO2 sortie RG (°C)	Pelec (kW)	Pf (kW)	COP (-)	T CO2 entrée CpAux (°C)	T CO2 sortie CpAux (°C)
CPaux_EC	27,06	0	78,48	36,69	25,79	-5,13	-8,76	2,21	-9,2	-1,95	99,48	28,44	10,78	29,29	2,1	3,87	76,22
CPaux_EC	30,07	0	84,35	37,12	25,85	-5,07	-8,69	2,21	-9,06	-1,29	107,43	31,32	11,74	29,24	1,89	3,87	79,08
CPaux_EC	33,06	0	91,22	37,71	25,9	-4,99	-8,6	2,22	-8,98	-0,72	116,73	34,11	12,88	29,16	1,67	4,24	84,99
CPaux_EC	35,08	0	95,84	38,8	25,9	-4,99	-8,59	2,22	-8,98	-0,04	123,65	36,01	13,75	29,09	1,55	5,27	87,98
CPaux_EC	38,08	0	95,87	39,1	26,2	-4,6	-8,17	2,23	-8,5	-2,36	119,02	39,78	16,97	29,11	1,33	5,16	87,69

Conf.	T eau (°C)	Osc	HP (bar)	MP (bar)	BP (bar)	T MEG entrée (°C)	T MEG sortie (°C)	Débit MEG (kg/s)	T CO2 sortie HX (°C)	T CO2 entrée Cp (°C)	T CO2 sortie Cp (°C)	T CO2 sortie RG (°C)	Pelec (kW)	Pf (kW)	COP (-)	T CO2 entrée CpAux (°C)	T CO2 sortie CpAux (°C)
CPaux+SR_EC	27,06	0	78,35	36,95	25,81	-4,96	-8,67	2,21	-9,18	-1,17	100	28,38	10,91	29,13	2,1	14,55	89,73
CPaux+SR_EC	28,06	0	80,31	37,21	25,8	-4,92	-8,63	2,22	-9,08	-1,19	102,96	29,29	11,04	29,12	2,05	13,88	89,76
CPaux+SR_EC	29,06	0	82,28	37,52	25,83	-4,92	-8,62	2,22	-9,08	-0,99	105,87	30,25	11,39	29,08	1,98	14,52	91,8
CPaux+SR_EC	30,07	0	84,19	37,9	25,86	-4,93	-8,63	2,22	-9,08	-0,73	108,72	31,22	11,74	29,04	1,91	15,29	93,7
CPaux+SR_EC	31,07	0	86,48	38,24	25,89	-4,94	-8,65	2,21	-9,09	-0,51	112	32,14	12,17	29,07	1,83	16,01	96,02
CPaux+SR_EC	32,07	0	88,82	38,54	25,9	-4,84	-8,54	2,22	-8,95	-0,26	115,02	33,07	12,56	29,09	1,77	16,73	98,57
CPaux+SR_EC	33,08	0	91,16	38,88	25,9	-4,83	-8,54	2,22	-8,98	-0,07	118,24	34,03	13,01	29,12	1,71	17,4	100,96
CPaux+SR_EC	34,08	0	93,56	39,15	25,9	-4,82	-8,53	2,22	-8,98	0,21	121,57	34,98	13,44	29,16	1,64	18,01	103,54
CPaux+SR_EC	35,08	0	95,87	39,52	25,9	-4,84	-8,55	2,22	-8,99	0,47	124,8	35,94	13,9	29,17	1,58	18,6	105,94
CPaux+SR_EC	36,09	0	95,92	40	25,92	-4,69	-8,42	2,22	-8,84	0,96	125,15	37,12	14,08	29,37	1,55	19,3	105,79
CPaux+SR_EC	37,08	0	95,92	40	26,08	-4,57	-8,28	2,22	-8,69	0,95	123,38	38,34	15,77	29,33	1,46	19,77	106,84
CPaux+SR_EC	38,09	0	95,92	39,87	26,13	-4,48	-8,21	2,23	-8,65	0,63	121,79	39,6	17,01	29,41	1,38	19,91	107,94

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Conf.	T eau (°C)	Osc	HP (bar)	MP (bar)	BP (bar)	T MEG entrée (°C)	T MEG sortie (°C)	Débit MEG (kg/s)	T CO_2 sortie HX (°C)	T CO_2 entrée Cp (°C)	T CO_2 sortie Cp (°C)	T CO_2 sortie RG (°C)	P_{elec} (kW)	Pf (kW)	COP (-)	T CO_2 entrée CpAux (°C)	T CO_2 sortie CpAux (°C)
CPaux_EJR	27,06	0	78,71	36,6	25,77	-5,25	-8,86	2,21	-9,27	-9,98	90,22	28,56	10,66	29,14	2,1	3,53	75,03
CPaux_EJR	28,05	0	80,72	36,79	25,79	-5,17	-8,88	2,21	-9,28	-10	92,82	29,5	11,03	29,17	2,02	3,62	76,67
CPaux_EJR	29,06	0	82,73	36,96	25,8	-5,06	-8,77	2,21	-9,16	-9,85	95,28	30,45	11,28	29,1	1,94	3,62	78,36
CPaux_EJR	30,07	0	84,69	37,2	25,81	-5,07	-8,77	2,21	-9,17	-9,8	97,87	31,43	11,6	29,01	1,86	3,76	79,92
CPaux_EJR	31,07	0	87,01	37,44	25,84	-5,08	-8,78	2,21	-9,17	-9,81	100,87	32,35	12	29,04	1,79	3,98	81,91
CPaux_EJR	32,08	0	89,4	37,81	25,87	-5,1	-8,81	2,21	-9,18	-9,77	103,96	33,29	12,41	29,07	1,71	4,31	83,88
CPaux_EJR	33,08	0	91,71	38,39	25,89	-4,96	-8,68	2,21	-9,06	-9,67	106,42	34,23	12,86	29,2	1,66	4,83	85,38
CPaux_EJR	34,08	0	94,14	39	25,9	-4,89	-8,64	2,22	-9,04	-9,57	109,04	35,2	13,56	29,42	1,59	5,4	86,94
CPaux_EJR	35,07	0	95,92	39	25,93	-4,83	-8,56	2,22	-8,95	-9,59	110,64	36,22	14,21	29,31	1,53	5,39	88,76
CPaux_EJR	36,08	0	95,91	39,01	26,02	-4,74	-8,44	2,22	-8,83	-9,53	109,77	37,46	14,98	29,2	1,46	5,19	88,65
CPaux_EJR	37,08	0	95,92	39,01	26,15	-4,64	-8,33	2,22	-8,73	-9,5	108,73	38,75	16,03	29,12	1,39	4,97	88,66
CPaux_EJR	38,08	0	95,9	39,02	26,23	-4,42	-8,1	2,23	-8,52	-9,4	107,52	40,05	17,65	29,2	1,29	4,77	88,66

Conf.	T eau (°C)	Osc	HP (bar)	MP (bar)	BP (bar)	T MEG entrée (°C)	T MEG sortie (°C)	Débit MEG (kg/s)	T CO2 sortie HX (°C)	T CO2 entrée Cp (°C)	T CO2 sortie Cp (°C)	T CO2 sortie RG (°C)	Pelec (kW)	Pf (kW)	COP (-)	T CO2 entrée CpAux (°C)	T CO2 sortie CpAux (°C)
CPaux_SR-EJR	27,06	0	78,56	36,93	25,79	-5,11	-8,82	2,21	-9,29	-9,31	89,91	28,49	10,76	29,18	2,1	14,24	88,01
CPaux_SR-EJR	28,05	0	80,45	37,24	25,79	-5,29	-8,88	2,21	-9,3	-9,55	92,12	29,37	10,97	29,06	2,04	14,22	87,55
CPaux_SR-EJR	29,05	0	82,46	37,54	25,82	-5,14	-8,75	2,21	-9,15	-9,48	94,37	30,33	11,33	29,25	1,97	14,86	89,8
CPaux_SR-EJR	30,06	0	84,41	37,91	25,85	-5,07	-8,75	2,21	-9,16	-9,7	96,38	31,33	11,7	29,28	1,9	15,61	92,19
CPaux_SR-EJR	31,06	0	86,65	38,25	25,87	-5,15	-8,77	2,21	-9,16	-9,48	99,54	32,22	12,08	29,23	1,83	16,34	94,11
CPaux_SR-EJR	32,06	0	89,02	38,54	25,9	-5,08	-8,7	2,21	-9,07	-9,44	102,24	33,15	12,49	29,29	1,76	16,95	96,7
CPaux_SR-EJR	33,08	0	91,33	38,89	25,9	-4,99	-8,66	2,22	-9,06	-9,56	104,6	34,11	12,87	29,23	1,7	17,55	99,9
CPaux_SR-EJR	34,07	0	93,73	39,06	26,02	-4,92	-8,52	2,22	-8,86	-8,53	107,51	35,04	14,64	29,2	1,59	18,18	103,86

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Conf.	T eau (°C)	Osc	HP (bar)	MP (bar)	BP (bar)	T MEG entrée (°C)	T MEG sortie (°C)	Débit MEG (kg/s)	T CO2 sortie HX (°C)	T CO2 entrée Cp (°C)	T CO2 sortie Cp (°C)	T CO2 sortie RG (°C)	Pelec (kW)	Pf (kW)	COP (-)	T CO2 entrée CpAux (°C)	T CO2 sortie CpAux (°C)
CPaux_SR-EJR	35,07	0	95,87	39,28	25,95	-4,94	-8,6	2,22	-9,05	-9,13	110,16	36,02	14,1	29,15	1,56	18,58	107,04
CPaux_SR-EJR	36,07	0	95,91	38,88	26,06	-4,86	-8,46	2,22	-8,87	-7,92	110,61	37,2	15,27	29,18	1,49	18,82	108,79
CPaux_SR-EJR	37,08	0	95,91	39,44	26,11	-4,74	-8,39	2,22	-8,82	-7,68	110,33	38,46	16,11	29,19	1,43	19,38	108,23
CPaux_SR-EJR	38,08	0	95,91	38,97	26,22	-4,67	-8,27	2,22	-8,59	-6,73	110,37	39,68	17,48	29,32	1,34	19,24	109,41

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

G. Résultats expérimentaux du mélange CO_2/propane

Te eau (°C)	T_evap_EG	CO_2 pur			Mélange CO_2/propane		
		HP (bar)	COP (-)	Pf (W)	HP (bar)	COP (-)	Pf (W)
35	12	85,52	1,76	1537,08	56,7	1,84	1071,86
35	12	87,3	1,91	1706,85	56,81	1,89	1107,4
35	12	90,24	2,08	1945,08	57,03	1,93	1141,24
35	12	92,81	2,15	2090,84	57,5	2,04	1220,92
35	12	95,2	2,08	2101,01	57,82	2,14	1296,57
35	12	96,81	1,99	2057,32	59,61	2,35	1470,45
35	12	99,46	1,89	2025,6	64,59	2,24	1529,26
35	12				70,72	2,02	1517,07
35	12				76,5	1,84	1499,62
35	5	86,13	1,43	1317,3	56,36	1,23	731,58
35	5	92,45	1,53	1526,81	56,9	1,32	797,29
35	5	97,84	1,69	1790,66	57,86	1,51	932,18
35	5	100,01	1,65	1783,14	59,51	1,78	1131,14
35	5	102,5	1,6	1792,97	62,01	1,9	1255,69
35	5	107,02	1,51	1777	65,58	1,82	1267,4
35	5				77,67	1,51	1263,68
35	0	79,97	0,63	554,41	57,11	1,02	628,1
35	0	82,11	0,96	869,07	58,32	1,19	749,12
35	0	84,41	1,15	1068,12	59,16	1,39	885,61
35	0	86,72	1,3	1232,9	60,4	1,59	1028,37
35	0	88,57	1,31	1274,17	62,41	1,56	1043,6
35	0	90,23	1,34	1332,32	64,55	1,53	1053,92
35	0	91,1	1,31	1306,34	68,22	1,44	1046,71
35	0	96,23	1,28	1355,06	72,21	1,37	1049,8
35	0	112,19	1,06	1343,13			
35	-5	79,85	0,54	474,99	58,2	0,95	594,5
35	-5	82,29	0,79	720,14	59,04	1,06	676,03

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Te eau (°C)	T_evap_EG	CO_2 pur			Mélange CO_2/propane		
		HP (bar)	COP (-)	Pf (W)	HP (bar)	COP (-)	Pf (W)
35	-5	83,46	0,93	856,31	60,08	1,18	763,15
35	-5	85,41	1,04	978,39	61,99	1,24	822,62
35	-5	88,01	1,04	1009,81	64,89	1,22	839,86
35	-5	94,42	0,98	1020,63	68,7	1,16	846,28
35	-5	111,09	0,84	1070,05	72,54	1,1	850,98
35	-5				77,59	1	852,39
25	12	72,29	3,39	2548,06	50	3,11	1593,44
25	12	72,79	3,34	2536,6	50,62	3,25	1702,25
25	12	76,37	3,07	2491,04	51,06	3,08	1616,38
25	12	79,36	2,91	2466,92	51,12	3,24	1735,82
25	12	82,25	2,73	2428,43	55,22	2,94	1728,26
25	12	85,21	2,58	2395,52	61,02	2,6	1687,97
25	12				66,14	2,41	1686,76
25	5	68,17	1,8	1296,89	50,33	2,36	1265,15
25	5	69,37	2,39	1771,91	51,33	2,57	1420,63
25	5	69,64	2,53	1883,71	54,21	2,48	1450,53
25	5	70,29	2,78	2095,09	58,26	2,32	1454,11
25	5	71,89	2,96	2257,22			
25	5	74,25	2,86	2267,78			
25	5	77,42	2,68	2245,04			
25	5	80,4	2,61	2273,95			
25	5	85,03	2,42	2255,84			
25	0	66,87	1	742,29	48,36	1,71	890,07
25	0	67,14	1,17	852,96	48,73	1,78	942,32
25	0	68	1,56	1163,78	49,93	2,02	1089,25
25	0	69,1	2,11	1605,22	50,05	2,18	1183,44
25	0	69,72	2,36	1800,3	50,94	2,26	1254,82
25	0	72,4	2,4	1908,57	61,66	1,8	1183,67

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

Te eau (°C)	T_evap_EG	CO_2 pur			Mélange CO_2/propane		
		HP (bar)	COP (-)	Pf (W)	HP (bar)	COP (-)	Pf (W)
25	0	79,44	2,18	1913,74			
25	-5	66,72	0,9	668,23	48,1	1,1	586,34
25	-5	67,57	1,3	977,77	48,81	1,28	688,08
25	-5	68,47	1,75	1336,8	49,59	1,45	789,64
25	-5	69,07	1,94	1488,06	51,3	1,85	1038,94
25	-5	72,81	1,97	1594,82	54,56	1,78	1055,07
25	-5	77,04	1,87	1598,74	57,12	1,72	1060,33
25	-5	83,54	1,72	1594,98	60,16	1,64	1055,84

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés

FOLIO ADMINISTRATIF

THESE DE L'INSA LYON, MEMBRE DE L'UNIVERSITE DE LYON

NOM : PAEZ ALVAREZ DATE de SOUTENANCE : 07/12/2023

Prénoms : Ana Maria

TITRE : Optimisation énergétique d'un groupe frigorifique au CO_2 transcritique

NATURE : Doctorat Numéro d'ordre : 2023ISAL0121

Ecole doctorale : Ecole Doctorale N° 182
MEGA : Mécanique, Energétique, Génie Civil, Acoustique

Spécialité : Thermique et énergétique

RESUME :

Le dioxyde de carbone (CO_2, R744) est une alternative prometteuse pour les systèmes de réfrigération car il ne contribue pas à l'appauvrissement de la couche d'ozone et a peu d'impact sur le réchauffement climatique par rapport aux autres fluides frigorigènes conventionnels tels que les HFC et les HFO. De plus, contrairement à certains fluides naturels, il n'est ni toxique, ni inflammable, ni corrosif. Toutefois, les systèmes de réfrigération au CO_2 ont des performances limitées en raison de leur basse température critique, qui peut être inférieure à la température extérieure. Par conséquent, ils doivent fonctionner en régime transcritique et à très haute pression.

Cette thèse a pour objectif d'améliorer les performances des systèmes de réfrigération au CO_2 dans la production de froid positif pour les vitrines des supermarchés ou pour des applications de climatisation. Dans un premier temps, une étude bibliographique a été menée sur les différentes configurations proposées dans la littérature, ainsi qu'une étude expérimentale de la performance des différents agencements (y compris l'ajout d'échangeurs de chaleur et d'un multi-éjecteur liquide) installés dans un banc d'essai régulé de taille industrielle (40 kW froid). Les résultats ont également été utilisés pour estimer les performances de machines au CO_2 dans différentes zones climatiques de la France et avec une puissance frigorifique représentative des supermarchés. Ensuite, des modèles de simulations dynamiques ont été développés sous Dymola (Modelica 4.0) et validés avec les résultats expérimentaux obtenus précédemment. Les écarts entre la simulation et l'expérimentation sont très satisfaisants, étant inférieurs à 10 %. Dans un deuxième temps, différentes améliorations du cycle thermodynamique ont été proposées : les résultats de la thèse montrent une augmentation du coefficient de performance (COP) au-delà de 17 %. Enfin, une brève étude énergétique et d'inflammabilité a été réalisée sur les mélanges CO_2/propane comme alternative pour optimiser le COP d'une installation transcritique au CO_2.

MOTS-CLÉS : Installation frigorifique, CO_2 transcritique, expérimentation, modélisation, mélanges CO_2/propane, compresseur parallèle, éjecteur, sous-refroidisseur, économiseur, COP, efficacité énergétique.

Laboratoire (s) de recherche : Centre d'Énergétique et de Thermique de l'INSA de Lyon (CETHIL)

Directeur de thèse : Revellin, Rémi

Président de jury :

Composition du jury : Grosu, Lavinia (Maître de Conférences HDR, Université Paris Nanterre, Rapporteuse) ; Lemort, Vincent (Professeur, Université de Liège, Rapporteur) ; Tauveron, Nicolas (Directeur de recherche, CEA Grenoble, Examinateur) ; Le Pierres, Nolwenn (Professeure, Université Savoie Mont Blanc, Présidente) ; Ballot-miguet, Bénédicte (Docteure, EDF R&D, Examinatrice); Michel, Benoit (Docteur, INSA-Lyon, Examinateur) ; Revellin, Rémi (Professeur, INSA-Lyon, Directeur de thèse) ; Tobaly, Pascal (Professeur émérite, Université Sorbonne Paris Nord, Lafset CNAM, Co-directeur de thèse).

Cette thèse est accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0121/these.pdf
© [A.M. Paez Alvarez], [2023], INSA Lyon, tous droits réservés