



# Modélisation Mathématique et Simulation Numérique des Performances de Refroidissement de Différentes Unités de Réfrigération à Compression de Vapeur : Application de Nouveaux Fluides Frigorigènes

Youcef Maalem<sup>1\*</sup>, Hakim Madani<sup>1</sup>, Mohammed Mehemmai<sup>1</sup>

<sup>1</sup>LESEI Laboratory, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Technology, University of Batna 2, 05000 Batna, Algeria

Received : 2022-10-05

Accepted : 2023-01-08

**Abstract:** Research on working fluids of the HFO family (Hydro-Fluoro-Olefins) has become a subject of interest today because this type of fluid has good environmental properties. In this work, a simulation was performed to evaluate and compare the cooling performance (COP) of three HFO fluids (R1234yf, R1234ze (E) and R1216)) in four vapor compression refrigeration units (basic cycle, enhanced cycle with intermediate exchanger, improved cycle with ejector and improved cycle with intermediate exchanger and ejector) from a code developed in MATLAB engineering language. The study of the performance of these fluids was carried out for evaporation temperatures between (268.15 to 283.15 K) and condensation temperatures ranging from (313.15 to 328.15 K). The results obtained showed in particular that the improved cycle with intermediate exchanger and ejector produced an increment of COP compared to the other cycles and the COP obtained with the working fluid R1234ze (E) offers the maximum values compared to the other fluids in all cycles studied.

**Key-words :** Refrigeration units ; Modeling ; New refrigerants ; GWP ; COP.

**Résumé:** Les recherches sur les fluides de travail de la famille HFO (Hydro-Fluoro-Oléfines) sont devenues aujourd'hui un sujet d'intérêt pour la raison que ce type des fluides présente des bonnes propriétés environnementales. Dans ce travail, une simulation a été effectuée pour évaluer et comparer les performances de refroidissement (COP) de trois fluides HFO (R1234yf, R1234ze (E) et R1216)) dans quatre unités frigorifiques à compression de vapeur (cycle de base, cycle amélioré avec échangeur intermédiaire, cycle amélioré avec éjecteur et cycle amélioré avec échangeur intermédiaire et éjecteur) à partir d'un code développé en langage d'ingénierie MATLAB. L'étude des performances de ces fluides a été effectuée pour des températures d'évaporation comprises entre (268.15 à 283.15 K) et des températures de condensation allant de (313.15 à 328.15 K). Les résultats obtenus ont montré en particulier que le cycle amélioré avec échangeur intermédiaire et éjecteur a produit un incrément de COP par rapport aux autres cycles et que le COP obtenu avec le fluide de travail R1234ze (E) offre les valeurs maximales par rapport aux autres fluides dans tous les cycles étudiés.

**Mots-clés :** Unités de réfrigération ; Modélisation ; Nouveaux réfrigérants ; PRG ; COP.

\* Corresponding author: maalemyoucef1993@gmail.com

## 1. Introduction

Le refroidissement et le chauffage représentent une importante proportion de la demande globale en énergie pour l'humanité, où ils sont devenus aujourd'hui des besoins essentiels dans notre vie quotidienne à cause des différents services qu'elle fournit qui comprend plusieurs domaines (processus industriels dans la pétrochimie, industries domestiques, agroalimentaires, pharmaceutiques, etc.) [1]. Par les nombreuses techniques qui génèrent ces deux formes d'énergies et leurs multiples applications (froid, climatisation, chauffage, etc.), ils assurent des meilleures conditions de vie et de confort grâce aux échanges thermiques mis en œuvre par les opérations thermodynamiques (phénomènes endothermiques ou phénomènes exothermiques) des fluides de travail des différentes catégories de molécules nommés les fluides frigorigènes (ou fréons) qu'ils subissent dans les machines cycliques utilisés dans les domaines industrielles, commerciales et domestiques [2], cependant ces fluides de travail jouent un facteur important de la pollution de l'atmosphère.

À titre d'exemple, dans le domaine du génie climatique, les cycles thermodynamiques des systèmes énergétiques comme les unités de réfrigération, conditionnement d'air et les pompes à chaleur nécessitent, en effet, pour leur fonctionnement, l'utilisation des fluides de travail synthétiques (Fig.1), qui ont généralement des impacts néfastes pour l'environnement (Destruction de la couche d'ozone et Changement climatique) [3].



Fig. 1. Fluides frigorigènes usuels

En effet, à cause de l'impact négatif des gaz chlorés comme les CFC (Chloro-Fluoro-Carbure) et les HCFC (Hydro-Chloro-Fluoro-Carbure) sur l'environnement du fait de leur capacité de destruction de la couche d'ozone stratosphérique qui protège la planète terrestre contre les rayons ultraviolets (UV) du soleil (Fig.2) en raison de la présence du chlore (Cl) dans leurs molécules qui réagissent chimiquement avec les molécules d'ozone (O<sub>3</sub>) [4], des conditions strictes sur l'utilisation de ce type des fluides chlorés ont été instaurées grâce à la coopération des pays industrialisés au cours des vingt dernières années, dans le cadre du protocole international de Montréal (Protection de la couche d'ozone), le secteur d'activité du froid et du génie climatique a réussi à pratiquement éliminer les CFC (R11, R12, R113, etc.) et à commencer à réduire l'utilisation et la production des HCFC (R22, R123, R142b, etc.) sur le marché des fluides frigorigènes à l'échelle mondiale.

Comme substituts aux substances chlorés CFC et HCFC, les HFC (Hydro-Fluoro-Carbure) ont été proposés par les chimistes et les producteurs de frigorigènes comme des

alternatives pour les gaz chlorés, ce qui a permis de réduire significativement la concentration de chlore dans l'atmosphère [5-6].

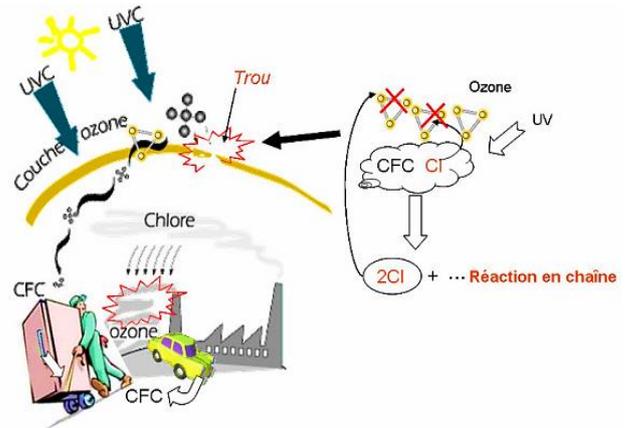


Fig. 2. Représentation du phénomène de destruction de la couche d'ozone

Vis-à-vis à la couche d'ozone, les HCFC ont un effet de pouvoir d'appauvrissement de la couche d'ozone (PAO ou ODP) moins réduit que les CFC où il n'atteint que 2 à 5 % de celui des derniers, mais ils ont été pris par des mesures d'interdiction et ont été remplacés par les gaz fluorés HFC (R134a, R152a, R125, etc.) car ils sont inoffensifs pour la couche d'ozone en raison que ces fluides ne contiennent plus de chlore dans leur composition chimique, cependant cette génération des HFC a engendré une autre complication environnementale qui est la contribution au réchauffement planétaire (Fig.3), où ils contribuent à l'échauffement de la planète en renforçant l'effet de serre comme le fluide de travail majoritairement du 1,1,1,2-tétrafluoroéthane de formule brute C<sub>2</sub>H<sub>2</sub>F<sub>4</sub>, connu sous le nom de HFC-R134a. Il contribue grandement à l'effet de serre avec un potentiel de réchauffement global (PRG ou GWP) égal à 1430 [7], ce qui a conduit la communauté scientifique et les organisations internationales de protection du climat de classer ce fluide dans la catégorie des 7 gaz à effet de serre (GES) dont les émissions doivent être limitées (HFC, CO<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>O, NF<sub>3</sub>, CH<sub>4</sub>, SF<sub>6</sub> et PFC).

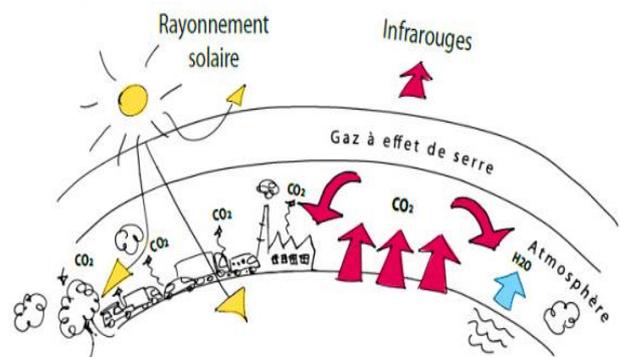
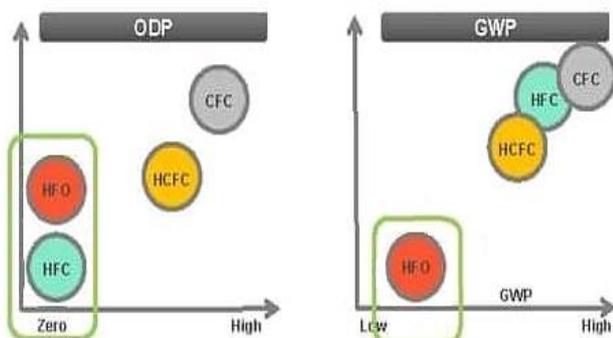


Fig. 3. Représentation du phénomène de réchauffement planétaire

À ce titre, les HFC ont également fait l'objet des réglementations suite au protocole international de Kyoto et

le règlement européen F-Gaz pour l'élimination progressive de son utilisation d'ici 2030 dû que ces fluides ayant un PRG supérieur à 150 [8], ce qui a constitué un enjeu important pour les acteurs du froid pour la recherche et l'exploitation de nouvelles solutions en matière de fluides frigorigènes moins polluants comme produits de remplacement immédiat ou à long terme pour ces fluides nuisibles à l'environnement afin de minimiser ces problèmes environnementaux mondiaux avec l'augmentation des besoins en froid dans les différentes industries et notamment l'industrie de production de froid durant ces dernières années.

Dans ce contexte général, des efforts approfondis de développement par nombreux scientifiques et écologistes ont été entrepris pour développer un certain nombre de nouveaux composés chimiques écologiques futurs qui répondent aux contraintes environnementales énoncées lors de protocoles de Kyoto et le règlement européen F-Gaz [9]. Parmi celles-ci qui suscitent un vif intérêt, on trouve les fluides de la famille prometteuse HFO (Hydro-Fluoro-Oléfines) en raison de leurs excellentes propriétés environnementales (très faible PRG et PAO nul (Fig.4)) qui laissent présager un impact favorable à long terme au climat que la génération précédente de HFC usuellement utilisée dans les machines cycliques. De plus, ces gaz ont été mis au point pour être compatibles avec tous les équipements frigorifiques [10].



**Fig. 4.** Les différents fluides en fonction de leur impact environnemental

Actuellement les gaz de type HFO (R1234yf, R1234ze, R1233zd, etc.) sont considérés comme la nouvelle génération de fluides frigorigènes (4<sup>ème</sup> génération), où ils sont destinés pour remplacer les anciens réfrigérants comme les fréons (R134a et R32) dans divers domaines de l'ingénierie frigorifique (applications frigorifiques, pompe à chaleur, conditionnement d'air, climatisation automobile, etc.) et pour cela des travaux de recherche considérables ont été réalisés dans la littérature scientifique pour l'application et l'évaluation des performances énergétiques des gaz HFO tel que le R1234yf (2,3,3,3-tetrafluoropropène) dans le système cyclique conventionnel à compression de vapeur par plusieurs chercheurs comme : Mota et al [11], Koyama et al [12], Zilio et al [13], Molés et al [14] et Koyama et al [15].

D'un autre côté, dans le cadre du développement durable (Fig.5) des groupes frigorifiques courantes à compression mécanique (groupes fonctionnent selon le cycle de réfrigération à compression de vapeur inventé par l'Américain Jacob Perkins) suite à leur utilisation pour les besoins de chauffage et de froid, les efforts des chercheurs ont été concentrés sur le développement des technologies innovantes dans la conception du circuit frigorifique à partir des modifications structurelles des systèmes classiques qui permettent d'améliorer l'efficacité énergétique des installations frigorifiques pour la génération du froid à cause des grandes pertes exergétiques (irréversibilités) qu'ils se trouvent dans ce type des installations qui sont liées généralement au processus de détente isenthalpique et de compression et qui en résultent un effet frigorifique relativement faible. De ce fait, plusieurs solutions ont été proposées par les constructeurs du domaine du génie climatique et énergétique pour changer l'architecture du cycle classique par l'incorporation des organes énergétiques (comme l'introduction d'un échangeur intermédiaire, l'utilisation de la turbine, l'utilisation d'un éjecteur, la combinaison entre ces modifications, etc.) afin d'améliorer ses performances de réfrigération. Parmi les propositions qui ont été effectuées en forte voie de développement, la technologie des machines à compression mécanique dans laquelle la détente du fluide frigorigène est assurée par un éjecteur (appareil constitué de deux tuyères coaxiales liées entre elles par un collecteur d'aspiration (Fig.6)) au lieu des détendeurs traditionnels (tubes capillaires, détendeurs thermostatiques, vannes de détente, etc.) a suscité un vif intérêt par rapport aux autres technologies en raison : de bonne performance de refroidissement (COP) que présentent les cycles frigorifiques avec éjecteur par rapport au cycle frigorifique de base (Cycle traditionnel) usuellement déployées, de faible consommation d'énergie (travail mécanique) pour entraîner le compresseur [16] et les multiples avantages qui présente le cœur (l'éjecteur de détente) de ce type des machines cycliques à éjecteur comme la conception simple qui comportant peu d'éléments, la flexibilité d'emploi, le faible poids, la grande sécurité, la possibilité d'absorber n'importe quel fluide de travail dans n'importe quelle condition, appareil sans pièces mobiles, et donc moins d'entretien, grande variété de matériaux pour le concevoir, aucune alimentation externe nécessaire, etc.

En effet, cette technologie prometteuse connaît un développement croissant depuis quelques années du fait de ses qualités énergétiques et économiques [17]. Plus récemment, ces machines cycliques équipées d'éjecteur font l'objet de travaux de recherche par de nombreux énergéticiens, ces travaux ont porté sur des prévisions de performances énergétiques (théoriques et expérimentales) et des tests de performance de composants utilisant des composés frigorigènes de différentes molécules (composés fluorés, naturels, etc.).

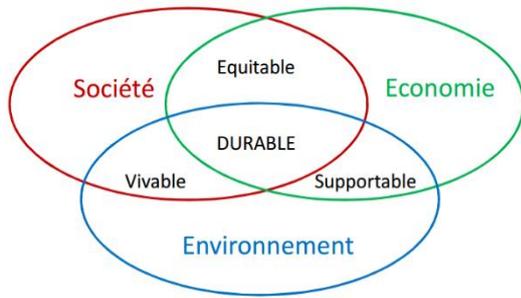


Fig. 5. Développement durable

Afin de réduire les pertes exergetiques dans le système conventionnel, Kornhauser [18] a proposé d'introduire un éjecteur diphasique dans la machine frigorifique à compression à la place du détendeur thermostatique pour changer le processus isenthalpique en un processus isentropique, où il a fait une analyse théorique des performances d'un cycle de réfrigération sans et avec éjecteur qui fonctionnant avec le gaz R12, il constate une amélioration de COP de plus de 21% par rapport à celui d'un cycle conventionnel pour une température de l'évaporateur de 15°C et une température du refroidisseur de 30°C. Nehdi et al [19] ont effectué une comparaison de plusieurs fluides frigorigènes synthétiques (R115, R123, R23, R141b, etc.) dans le cycle de base et le cycle de réfrigération à détente par éjecteur diphasique, ils ont constaté que le R141b donne des performances maximales, où le COP a été amélioré jusqu'à 20 %. Dans une autre étude, Sarkar [20] a fait une étude théorique sur les performances des réfrigérants naturels (isobutane (R600a), ammoniac (R717) et propane (R290)) dans une machine cyclique à éjecteur, les résultats ont montré qu'une amélioration maximale des performances du système frigorifique a été obtenue dans le cas du l'isobutane (R600a), tandis que l'amélioration minimale des performances a été atteinte pour l'ammoniac (R717).

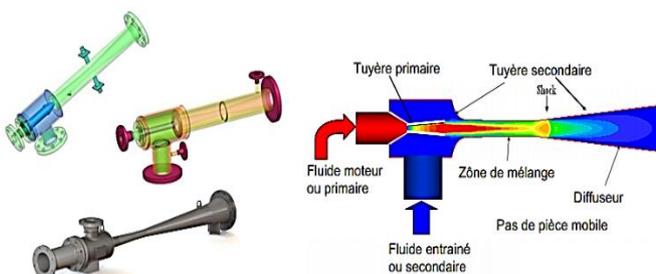


Fig. 6. Technologie des éjecteurs

Dans l'étude de Disawas et Wongwises [21], les auteurs ont expérimenté et analysé une installation de réfrigération conventionnelle par rapport à un système de réfrigération à éjecteur avec les fréons traditionnels, la seule différence entre les deux systèmes était l'inclusion d'un éjecteur, il a été constaté que la présence de l'éjecteur dans le cycle a déclenché une augmentation de COP et en même temps, une diminution du rapport de pression du compresseur. Une comparaison théorique des performances du cycle de réfrigération à éjecteur avec le cycle conventionnelle utilisant le R134a et le R1234yf comme fluides frigorigènes a

été réalisée par Li et al [22], une amélioration du COP de 5,9 % entre les deux cycles a été notée. Zhao et al [23] ont étudié les performances du cycle de réfrigération à éjecteur avec le mélange zéotrope (R134a/R143a), les résultats simulés ont révélé que le COP obtient une valeur maximale de 4,18 avec une fraction massique de 0,9 et donne une valeur minimale de 3,66 avec une fraction massique de 0,5. Boumaraf et al [24] ont proposé et analysé une modification de système de réfrigération avec éjecteur pour surmonter les contraintes liées au fonctionnement permanent du séparateur et de l'éjecteur dans le cycle de réfrigération à éjecteur de base. Ils ont étudié les fluides de travail (R134a et R1234yf) comme réfrigérants et ont conclu que le COP du nouveau système frigorifique est plus élevée pour le R1234yf, en particulier à des hautes températures de condensation. L'étude de Deng et al [25] ont montré que le COP de refroidissement maximal du cycle trans-critique avec éjecteur fonctionnant au CO<sub>2</sub> (R744) est supérieur que d'un cycle de réfrigération conventionnelle de compression de vapeur de 22 % et la capacité de refroidissement de ce cycle est supérieure de 11.5 % comparé au même cycle.

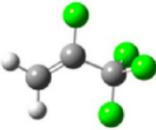
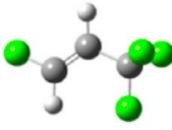
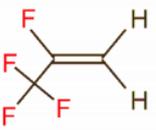
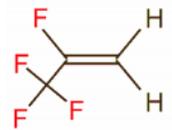
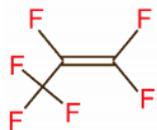
À partir de l'analyse bibliographiée sur l'état de l'art concernant les avancées technologiques réalisées sur l'application et l'évaluation des fluides Hydro-Fluoro-Oléfines (HFO) dans l'équipement frigorifique à compression, elle nous amène à conclure que l'utilisation et l'évaluation des performances de refroidissement des différents fluides de travail du type HFO n'ont pas reçu un intérêt considérable dans les différents systèmes frigorifiques à compression de vapeur dans les études précédentes, où la plupart des publications ont été focalisées sur l'évaluation des performances dans la machine frigorifique conventionnelle avec un seul fluide qui est le R1234yf, contrairement aux autres équipements frigorifiques. Par contre, il n'y a pas des études qui ont été menées jusqu'à présent sur l'utilisation des gaz HFO (comme le R1234ze(E), R1216, R1234yf, etc.) en tant que fluide frigorigène dans les installations de réfrigération innovantes. De plus, Il y'a disette des travaux traitant les études comparatives entre les efficacités frigorifiques de ces installations qui fonctionnent avec les gaz HFO dans les ouvrages cités dans la littérature scientifique a l'heure actuelle, ce qui pose un champ d'intérêt de recherche pour orienter et consacré nos recherches sur toute ces thématiques mentionner et pour cela dans le présent travail, nous essayerons d'apporter plus d'éclaircissement et de lumière à ces axes de recherche.

Le travail présenté dans cette étude est relatif à l'étude et l'évaluation des performances énergétiques des machines de réfrigération à compression innovantes, l'inscrit donc dans le cadre de la recherche des fluides de travail et des cycles thermodynamiques performants pour la production du froid. On s'intéresse plus spécialement dans le présent travail à l'étude des performances de refroidissement de quatre configurations de réfrigération à compression de vapeur (cycle de base, cycle amélioré avec échangeur intermédiaire, cycle amélioré avec éjecteur et cycle amélioré avec échangeur intermédiaire et éjecteur) avec l'utilisation de trois candidats de fluides de la future génération de

frigorigènes respectueux de l'environnement (fluides répondant à la limite imposée du PRG < 150). Il s'agit des fluides novateurs : R1234yf, R1234ze(E) et R1216. Le Tableau 1 regroupe les propriétés thermo-physiques et environnementales des fluides étudiés. Notre étude a été en particulier focalisée sur les cycles améliorés avec échangeur intermédiaire et éjecteur, à savoir le fluide et le cycle le plus

performant. Pour atteindre ces objectifs, un simulateur de simulation thermodynamique des cycles de fonctionnement des quatre configurations de réfrigération mentionnées ci-dessus a été mis au point. Par ailleurs, les effets des niveaux des températures du condenseur et l'évaporateur sur les performances de refroidissement de ces configurations ont aussi été examinés.

**Tableau 1** .Caractéristiques des réfrigérants HFO étudiés [7 ; 26-27]

Identifiant du réfrigérant	R1234yf	R1234ze(E)	R1216
Structure du molécule			
Structure chimique			
Formule chimique	CF <sub>3</sub> -CF=CH <sub>2</sub>	Trans-CF <sub>3</sub> -CH=CHF	CF <sub>3</sub> -CF=CF <sub>2</sub>
N° CAS	754-12-1	29118-24-9	116-15-4
Masse moléculaire (kg/kmol)	114.04	114.04	150.03
Point d'ébullition (K)	243.67	254.18	242.81
Température critique (K)	367.85	382.51	358.9
Pression critique (MPa)	3.3823	3.6349	3.136
Code de sécurité ASHRAE	<b>A2L</b>	<b>A2L</b>	<b>A2L</b>
PRG/GWP	4	6	1
PAO/ODP	0	0	0

## 2. Cycles thermodynamiques étudiés

Les unités frigorifiques à compression de vapeur permettent, moyennant un apport énergétique (W), d'extraire de la chaleur aux milieux à refroidir (source froide). Elles rejettent cette chaleur accompagnée de l'équivalent thermique de l'énergie reçue, à température plus élevée, dans le milieu ambiant (sources chaude). Dans ce type des unités de production de froid, le fréon avait subi le phénomène d'ébullition et de condensation dans un circuit frigorifique fermé. Dans ce présent travail, quatre

unités frigorifiques de type à compression de vapeur qui sont : cycle frigorifique conventionnelle à compression de vapeur et les cycles frigorifiques améliorés avec échangeur intermédiaire et éjecteur ont été choisis pour la simulation des performances de refroidissement des fluides de travail Hydro-Fluoro-Oléfines (HFO). Les schémas de principe et les diagrammes (p-h) correspondant de ces unités frigorifiques sont représentés respectivement sur la figure 7.

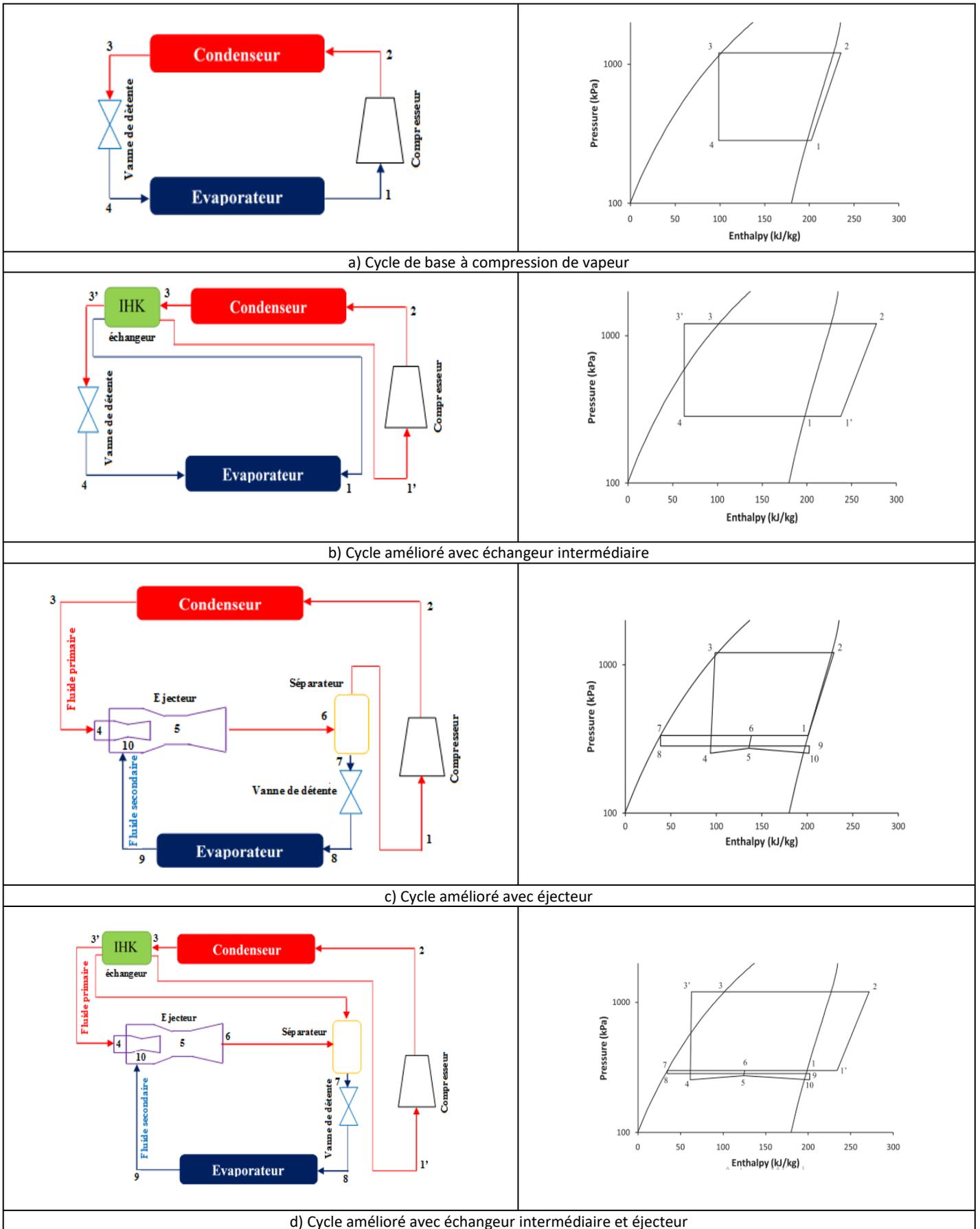


Fig.7. Unités de réfrigération étudiée

Les points numérotés dans les cycles thermodynamiques représentent les points caractéristiques des changements d'état du fluide frigorigène dans chaque circuit frigorifique.

### 3. Modélisation thermodynamique

Dans cette section, nous allons décrire l'approche thermodynamique basée sur la modélisation des unités frigorifiques citées ci-dessus dans le but de simuler leur fonctionnement en utilisant les fluides mentionnés comme fluides frigorigènes en plus tard.

#### 3.1 Hypothèses de calcul

Pour évaluer les performances de refroidissement des différentes unités de réfrigération à compression de vapeur représentées dans la figure 7, nous avons fait les hypothèses de calcul suivantes :

- Le flux à travers l'appareil de l'éjecteur est considéré comme homogène, permanent et unidimensionnel ;
- L'énergie cinétique du fluide à l'entrée et à la sortie de l'appareil de l'éjecteur est négligeable ;
- Le fluide primaire et le fluide secondaire qui reçoit l'éjecteur à l'entrée atteignent la même pression à l'entrée de la section de la zone de mélange de l'appareil de l'éjecteur ;
- Les pertes lors des processus dans l'éjecteur sont prises en compte à l'aide de rendements isentropiques ;
- Les rendements isentropiques des différents composants de l'éjecteur restent constantes ;
- Les réfrigérants sortant de l'évaporateur et du condenseur sont considérés à l'état saturé ;
- Les pertes de charge dans les échangeurs de chaleur, dans le séparateur liquide-vapeur et dans les différentes canalisations sont négligées ;
- Les pertes thermiques dans les échangeurs de chaleur sont négligées ;
- Les évolutions thermodynamiques dans les échangeurs de chaleur sont isobares ;
- Aucun transfert de chaleur vers l'environnement, sauf dans le condenseur ;
- Les flux de liquide et de vapeur séparés dans le séparateur liquide-vapeur sont à l'état saturé ;
- Le liquide et la vapeur du mélange de séparation dans le séparateur liquide-vapeur est isobare ;
- Les variations de l'énergie cinétique et potentielle sont négligeables dans l'évaporateur, le compresseur, le condenseur, la vanne de détente et l'échangeur intermédiaire ;

- Le compresseur fonctionnent avec une valeur de rendement isentropique appropriée ;
- Le flux à travers la vanne de détente est isenthalpique.

Avec les hypothèses de base mentionnées ci-dessus, les modèles thermodynamiques et énergétiques des unités de réfrigération sont établis.

#### 3.2 Analyse thermodynamique

Le calcul de la performance énergétique des systèmes de production de froid, nécessite le calcul des enthalpies des fluides de travail des différents états des cycles frigorifiques (Fig.7), qui interviennent dans la relation finale de l'efficacité frigorifique des cycles de réfrigération étudiées et pour cela nous allons dans un premier temps, développés une méthodologie générale pour la détermination des variables thermodynamiques (P, h, S, etc.) des différents organes des cycles thermodynamiques afin de mettre en évidence les performances de refroidissement pour chaque installation frigorifique en utilisant les fluides de travail sélectionnés.

##### 3.2.1 Condenseur

À la sortie du condenseur, nous avons :

$$P_c = f(T_c, x = 0) \quad (1)$$

$$h_c = f(T_c, x = 0) \quad (2)$$

$$s_c = f(T_c, x = 0) \quad (3)$$

##### 3.2.2 Évaporateur

À la sortie de l'évaporateur, nous avons :

$$P_e = f(T_e, x = 1) \quad (4)$$

$$h_e = f(T_e, x = 1) \quad (5)$$

$$s_e = f(T_e, x = 1) \quad (6)$$

##### 3.2.3 Compresseur

Au refoulement du compresseur, nous avons :

$$h_{comp, is, sortie} = f(p_{comp, is, sortie} \cdot s_{comp, sortie}) \quad (7)$$

$$h_{comp, sortie} = h_{comp, entrée} + \frac{h_{comp, is, sortie} - h_{comp, entrée}}{\eta_{comp}} \quad (8)$$

Le rendement isentropique de compression est obtenu en utilisant l'expression suivante [28] :

$$\eta_{comp} = 0.874 - 0.0135 \left( \frac{P_c}{P_e} \right) \quad (9)$$

### 3.2.4 Vanne de détente

À la sortie de la vanne de détente, nous avons :

$$h_{vd,entr\acute{e}e} = h_{vd,sortie} \quad (10)$$

### 3.2.5 Échangeur intermédiaire

Au niveau de l'échangeur intermédiaire, nous avons :

$$\varepsilon = \frac{T_{froid,sortie} - T_{froid,entr\acute{e}e}}{T_{chaud,entr\acute{e}e} - T_{froid,entr\acute{e}e}} \quad (11)$$

$$T_{froid,sortie} = T_e + \Delta T_{sc} \quad (12)$$

$$T_{chaud,entr\acute{e}e} = T_c - \Delta T_{sr} \quad (13)$$

### 3.2.6 Éjecteur

L'éjecteur est le cœur des systèmes de réfrigération à éjecteur (cycle amélioré avec éjecteur et cycle amélioré avec échangeur intermédiaire et éjecteur) sur lequel les performances de refroidissement des systèmes frigorifiques dépendent, où il sert principalement de diminuer les pertes thermodynamiques par la conversion de l'énergie cinétique du mélange des jets primaires et secondaires en énergie de pression dans le diffuseur de l'éjecteur, ce qui entraîne une augmentation de la pression en aspiration du compresseur. Donc plus d'attention est accordée à la modélisation et la prédiction de la performance (rapport d'entraînement) de ce dispositif qui est définie par le rapport des débits massiques des deux fluides (haute pression et basse pression) qui reçoit l'éjecteur à l'entrée (Fig.8).

Le rapport d'entraînement ( $\mu$ ) de l'éjecteur est donné par l'équation suivante :

$$\mu = \frac{m_s}{m_p} \quad (14)$$

Où ( $m_s$ ) et ( $m_p$ ) sont respectivement, les débits massiques du fluide à basse pression (appelé fluide secondaire ou aspiré) et le fluide à haute pression (appelé fluide moteur ou primaire).

La figure 8 représente une vue schématique des différentes parties de l'éjecteur étudié.

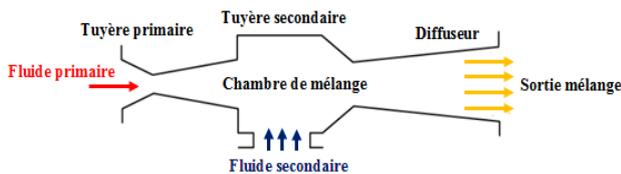


Fig. 8. Vue schématique des différentes parties de l'éjecteur

L'éjecteur se compose d'une tuyère primaire (tuyère convergente-divergente), d'une tuyère secondaire, d'une chambre de mélange et d'un diffuseur à la sortie.

- **Tuyère primaire** : zone de détente du flux moteur (fluide primaire) ;
- **Tuyère secondaire** : zone de détente du flux entraîné (fluide secondaire) ;
- **Chambre de mélange** : zone de mélange des deux fluides (fluide primaire et fluide secondaire) qui reçoit l'éjecteur à l'entrée ;
- **Diffuseur** : zone de compression de mélange.

Il existe deux types de modèle monodimensionnel d'éjecteurs pour la simulation numérique, le modèle à "section de mélange constante" et le modèle à "pression de mélange constante", ces modèles sont les plus communément utilisés dans la littérature scientifique parce qu'ils sont plus faciles à valider.

La plupart des ouvrages cités dans la littérature scientifique [16-17] mentionnent que le modèle à pression de mélange constante fournit une meilleure performance qu'un mélange à section constante. Alors, pour prédire les performances de l'éjecteur dans ce travail nous utilisons le modèle à pression de mélange constante.

À partir des conditions initiales des conditions de fonctionnement, du rapport d'entraînement ( $\mu$ ) et des valeurs fixées des rendements isentropiques des différents composants de l'éjecteur, les variables de l'écoulement du modèle de fonctionnement de l'éjecteur choisie sont déterminées dans la partie suivante :

#### 3.2.6.1 Tuyère primaire

La tuyère primaire (tuyère motrice) permet de fluide moteur de la conversion de son enthalpie en énergie cinétique pour entraîner le fluide aspiré (fluide secondaire).

Les modèles thermodynamiques qui caractérisent l'état de sortie du fluide primaire dans cette tuyère motrice sont données par les équations suivantes :

$$P_p = P_e + \Delta P \quad (15)$$

$$h_{p,is} = f(P_p, S_c) \quad (16)$$

$$h_p = h_c - \eta_p(h_c, h_{p,is}) \quad (17)$$

$$v_p = 2\sqrt{(h_c - h_p)} \quad (18)$$

#### 3.2.6.2 Tuyère secondaire

La tuyère secondaire port du vapeur qui vienne de l'évaporateur pour être entraîné et aspirer par le fluide moteur.

Les modèles thermodynamiques qui caractérisent l'état de sortie du fluide secondaire sont données par les équations mathématiques suivantes :

$$P_s = P_e + \Delta P \quad (19)$$

$$h_{s,is} = f(P_s, S_e) \quad (20)$$

$$h_s = h_e - \eta_s (h_e, h_{s,is}) \quad (21)$$

$$v_s = 2\sqrt{(h_e - h_s)} \quad (22)$$

### 3.2.6.3 Chambre de mélange

Après la décompression du fluide moteur dans la tuyère motrice et l'aspiration du fluide secondaire par le fluide primaire, les deux fluides se mélangent dans la chambre de mélange.

Les modèles thermodynamiques qui caractérisent l'état de sortie du mélange dans cette chambre sont données par les modèles suivantes :

$$P_m = P_p = P_s \quad (23)$$

$$v_m = \sqrt{\eta_m} \left( \frac{1}{1+\mu} v_p + \frac{\mu}{1+\mu} v_s \right) \quad (24)$$

$$h_m = \frac{1}{1+\mu} \left( h_p + \frac{v_p^2}{2} \right) + \frac{\mu}{1+\mu} \left( h_s + \frac{v_s^2}{2} \right) - \frac{v_m^2}{2} \quad (25)$$

$$s_m = f(P_m, h_m) \quad (26)$$

### 3.2.6.4 Diffuseur

Dans la zone de diffuseur de l'éjecteur, le fluide mélangé convertissant son énergie cinétique en énergie de pression. Les modèles mathématiques du fluide mélangé qui se comprime à travers le diffuseur de l'éjecteur est donné par :

$$h_{diff} = h_m + \frac{v_m^2}{2} \quad (27)$$

$$h_{diff,is} = h_{diff} + \eta_{diff} (h_{diff} - h_m) \quad (28)$$

$$P_{diff} = f(h_{diff,is}, S_{diff}) \quad (29)$$

$$x_{diff} = f(h_{diff}, P_{diff}) \quad (30)$$

Le titre du fluide frigorigène au refoulement de l'éjecteur doit soumettre à une égalité avec l'équation (31) si non on suppose une autre valeur de rapport d'entraînement ( $\mu_0$ ) et on répète le calcul (de l'équation 14 à l'équation 31) :

Le titre de vapeur à la sortie de l'éjecteur :

$$x_{diff} = \frac{1}{1+\mu} \quad (31)$$

### 3.2.7 Séparateur liquide-vapeur

À la sortie du séparateur liquide-vapeur, nous avons :

$$h_{Sép,V,sortie} = f(P_{diff}, x=1) \quad (32)$$

$$h_{Sép,L,sortie} = f(P_{diff}, x=0) \quad (33)$$

## 3.3 Bilan énergétique

En dressant un bilan énergétique dans cette partie pour les deux principaux composants (le compresseur et l'évaporateur) des cycles de réfrigération à partir du premier principe de la thermodynamique afin d'évaluer les performances de refroidissement, on obtient :

### 3.3.1 Modèles de compresseur

Le travail consommé par le compresseur dans le cycle de base et le cycle amélioré avec échangeur intermédiaire est donné par l'expression suivante :

$$w_{comp} = (h_{comp,sortie} - h_{comp,entrée}) \quad (34)$$

Le travail consommé par le compresseur dans le cycle amélioré avec éjecteur et le cycle amélioré avec échangeur intermédiaire et éjecteur s'exprime sous la forme :

$$w_{comp} = \frac{(h_{comp,sortie} - h_{comp,entrée})}{1+\mu} \quad (35)$$

### 3.3.2 Modèles de l'évaporateur

La chaleur retirée de l'évaporateur dans le cycle de base et le cycle amélioré avec échangeur intermédiaire est donné par :

$$q_{évap} = (h_{évap,sortie} - h_{évap,entrée}) \quad (36)$$

La chaleur retirée de l'évaporateur dans le cycle amélioré avec éjecteur et le cycle amélioré avec échangeur intermédiaire et éjecteur est donnée par l'équation suivante :

$$q_{évap} = \frac{\mu(h_{évap,sortie} - h_{évap,entrée})}{1+\mu} \quad (37)$$

Pour caractériser et évaluer d'un point de vue énergétique, l'efficacité frigorifique de chaque système de production de froid, nous utilisons le coefficient de performance (COP) qui est définie comme le rapport entre la quantité de froid produite dans le milieu réfrigéré (la chaleur extraite de la source froide) et l'énergie mécanique (travail consommé) fournie au système frigorifique.

Le coefficient de performance des différents systèmes frigorifiques utilisés dans cette étude (cycle frigorifique conventionnel et les cycles améliorés avec échangeur intermédiaire et éjecteur) est exprimé comme suit :

$$COP = \frac{q_{\text{évap}}}{w_{\text{comp}}} \quad (38)$$

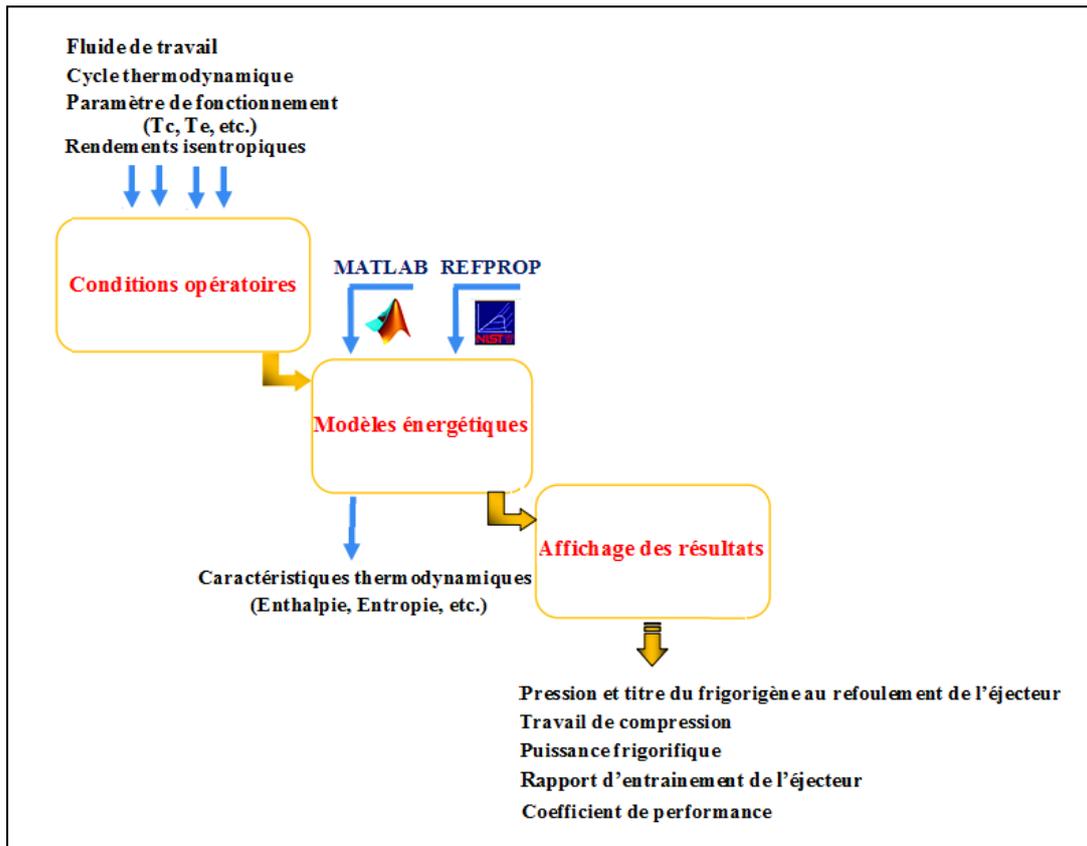
À partir des équations établies précédemment, un simulateur de simulation numérique pour la génération de courbes des performances incluant une base de données nommée REFPROP V9.0 (outil de calcul de propriétés thermodynamiques des fluides de travail important dans l'industrie) à été construit et élaboré en langage d'ingénierie MATLAB pour la simulation numérique et la comparaison des performances de refroidissement des cycles thermodynamiques étudiés en utilisant les nouveaux fluides synthétiques (HFO) de la quatrième génération pour différentes conditions de fonctionnement. Les variables impliquées dans le simulateur de simulation des réfrigérants HFO sont extraites par le biais de REFPROP V9.0 qui nous permet de calculer les propriétés thermophysiques (enthalpie, entropie, pression, température, etc.) des réfrigérants HFO dans tous points caractéristiques des cycles frigorifiques à partir des équations de thermodynamiques et de propriété de transport les plus précises connues à ce jour.

Les conditions de fonctionnement adoptées pour la simulation des unités de réfrigération sont données par le Tableau 2.

**Tableau 2.** Conditions de fonctionnement pour la simulation des unités de réfrigérations étudiées

Paramètres de fonctionnement	Valeurs
La température d'évaporation (Te)	268.15 K
La température de la condensation (Tc)	313.15 K
Le degré de surchauffe ( $\Delta T_{sc}$ )	5 K
Le degré de sous-refroidissement ( $\Delta T_{sr}$ )	2 K
Le rendement isentropique de la tuyère primaire ( $\eta_p$ )	85 %
Le rendement isentropique de la tuyère secondaire ( $\eta_s$ )	85 %
Le rendement isentropique de la chambre de mélange ( $\eta_m$ )	95 %
Le rendement isentropique du diffuseur ( $\eta_{diff}$ )	85 %
L'efficacité thermique de l'échangeur interne ( $\epsilon$ )	80 %

La procédure adoptée pour le calcul des performances de différentes installations frigorifiques est illustrée par l'organigramme de la figure 9.



**Fig. 9.** Schéma illustrant l'échange de données entre les blocs de simulation

### 3.4 Processus de calcul des performances

La méthodologie de calcul des performances commence par la déclaration des constantes (l'efficacité thermique de l'échangeur interne, rendement isentropiques des différents éléments de l'éjecteur, température de surchauffe à l'évaporateur et la température de sous-refroidissement au condenseur) et l'estimation initiale des données de températures imposées (températures de condensation et d'évaporation) et rapport d'entraînement de l'éjecteur. Avec ces données et à travers les relations thermodynamiques décrit dans les sections précédentes (modèles comprend 38 équations qui intègre tous les composants des cycles et qui font intervenir plusieurs variables implémenté dans l'outil de calcul numérique MATLAB), il est possible de calculer les variables thermodynamiques et énergétiques des unités frigorifiques. Pour calculer les propriétés thermodynamique des fluides de travail ainsi que le COP on suit les étapes suivantes :

- **Étape 1** : Nous choisissons un cycle opératoire ;
- **Étape 2** : Nous sélectionnons les fluides de travail ;
- **Étape 3** : Une fois le cycle et les fluides sont choisie, nous introduisant les conditions opératoires (déclaration des constantes, initialisation des données de températures imposées et rapport d'entraînement ( $\mu_0$ ) si le cycle opératoire choisie est constitué d'un éjecteur) ;
- **Étape 4** : Nous spécifions et déclarons les variables thermodynamiques et énergétiques du cycle frigorifique choisie ;
- **Étape 5** : À partir des 38 relations établies ci-dessus, nous choisissons et nous utilisons les formules mathématiques adéquat pour les composants du cycle opératoire choisie afin d'obtenir les variables thermodynamiques dans l'étape suivante ;
- **Étape 6** : Nous calculons les valeurs de toutes les variables du cycle opératoire choisie (variables d'état+ rendement isentropique ( $\eta_{comp}$ ) du compresseur) par l'intermédiaire de REFPROP V9.0 qui a été couplé avec l'algorithme de résolution dans MATLAB ;
- **Étape 7** : Si le cycle opératoire choisie est constitué d'un éjecteur, le calcul de la pression ( $P_{diff}$ ) et le titre de vapeur ( $x_{diff}$ ) à la sortie du diffuseur ainsi que le rapport d'entraînement de l'éjecteur ( $\mu$ ) se fait dans une boucle par le système d'équations (14-31) dans MATLAB à l'aide de REFPROP V9.0 qui nous permet de déterminer les valeurs de toutes les variables des caractéristiques de l'écoulement le long de l'éjecteur à partir d'un processus du calcul itératif jusqu'à la convergence du calcul, où le titre de vapeur doit soumettre à cette condition ( $(x_{diff} - x'_{diff}) \leq 0.001$ ) si non, nous retournons à l'étape 3 et on suppose une autre valeur de rapport d'entraînement ( $\mu_0$ ) et on répète le calcul (de l'équation 14 à l'équation 31) ;

- **Étape 8** : À partir des résultats de l'enthalpie spécifique obtenus dans l'étape 6 pour les entrées et sorties du compresseur et l'évaporateur, nous calculons les valeurs de travail de compression du compresseur ( $w_{comp}$ ) et la production frigorifique ( $q_{évap}$ ) par les formules mathématiques (de l'équation 34 à l'équation 37) adéquat du cycle opératoire choisie, ensuite nous retournons à l'étape 3 et on répète le calcul pour des autres valeurs de températures imposées ;
- **Étape 9** : Finalement, et d'après le calcul développé, nous calculons le COP du cycle choisie par l'équation 38 pour tous les températures imposées et nous présenterons les résultats de (COP et  $\mu$  si le cycle choisie est constitué d'un éjecteur) sous forme de visualisation graphique.

## 4. Présentation des résultats

Cette section est consacré à la présentation des résultats de simulation numérique des performances de refroidissement des fluides de travail (R1234yf, R1234ze (E) et R1216) qui fonctionnent aux mêmes conditions de températures des sources chaudes et froides dans les quatre unités frigorifiques à compression de vapeur, ainsi que leurs discussions et interprétations.

### 4.1 Validation du modèle de simulation

Avant de démarrer la simulation pour tester et d'étudier les performances de refroidissement des réfrigérants HFO dans les unités frigorifiques concernées dans cette étude, il est indispensable de vérifier et valider l'exactitude des résultats numériques du modèle de simulation développé avec les études existant dans la littérature scientifique. Pour la vérification, nous exposons l'évolution de COP en fonction de la température du condenseur, la validation du modèle numérique a été faite en comparant les résultats des calculs avec les travaux disponibles dans la littérature ouverte de Sarkar [20] et Li et al [22] en gardent la même configuration de production de froid (cycle amélioré avec éjecteur), les même conditions de fonctionnement ( $T_e=5^\circ\text{C}$ ,  $T_c=35$  à  $55^\circ\text{C}$ ,  $\eta_p=\eta_s=\eta_{diff}=0.85$  et  $\eta_m=0.95$ ) et le même fluide de travail isobutane (R600a).

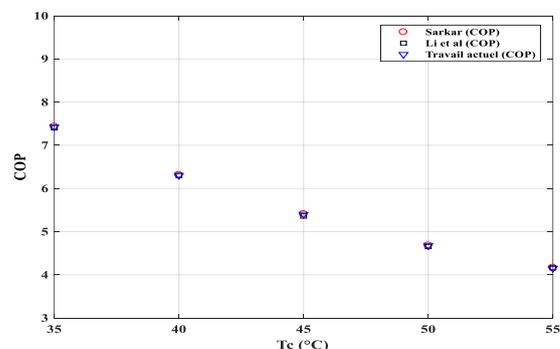


Fig. 10. Comparaison entre le modèle actuel et les données de la littérature de Sarkar [20] et Li et al [22]

On remarque sur la figure 10, qu'il y a une bonne approche entre nos résultats obtenus par le modèle de simulation développé et ceux exposés par Sarkar et Li et al ; ce qui confirme leur validité, cela permet l'utilisation de ce modèle dans la description des performances des cycles frigorifiques à compression de vapeur dans des conditions différentes et avec d'autres fluides.

Après avoir mis au point et validé notre modèle de simulation grâce aux données disponibles dans la littérature scientifique, dans ce qui suit, nous allons effectuer une étude énergétique et comparative sur les configurations de réfrigération discutées précédemment, où on va s'intéresser à la variation du coefficient de performance des trois fluides (R1234yf, R1234ze (E) et R1216) en fonction de la température du condenseur ( $T_c$ ) et la température de l'évaporateur ( $T_e$ ) qui influant directement sur le COP des machines frigorifiques.

#### 4.2 Variation du COP en fonction de la température du condenseur

On fait l'étude pour les performances des trois fluides choisie (R1234yf, R1234ze (E) et R1216) en fonction de la variation de la température du condenseur ( $T_c = [313.15 ; 318.15 ; 323.15 ; 328.15]$  K) en gardent la température de l'évaporateur ( $T_e = 268.15$  K).

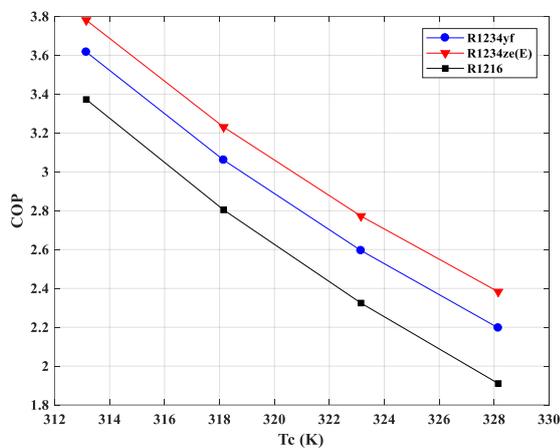


Fig. 11. L'effet de la température du condenseur sur le COP du cycle de base

La figure 11 représente la variation de la performance de refroidissement des fluides frigorigènes écologiques : R1234yf, R1234ze (E) et R1216 dans le cycle de réfrigération conventionnelle (cycle opératoire de base) en fonction des températures du condenseur ( $T_c$ ) qui allant de 313.15 à 328.15 K, et une température d'évaporation ( $T_e$ ) constante de 268.15 K.

À partir des courbes de variation des performances de refroidissement (COP) des fluides frigorigènes écologiques, on peut constater que les valeurs du coefficient de

performance (COP) baisse pour chaque fluide frigorigène lorsque la température du condenseur augmente (cela influe directement sur le refroidissement). Cette variable est directement liée à la variation d'enthalpie du condenseur.

On note que les valeurs maximales des performances de refroidissement (COP) du cycle frigorifique conventionnel ont été obtenue dans le cas du fluide R1234ze(E) (un fluide qui présente un potentiel de réchauffement global (PRG) égal à 6), tandis que les valeurs minimales des performances de refroidissement ont été atteinte respectivement pour les fluides de travail R1216 (PAO=0, PRG= 1) et le plus étudié actuellement (R1234yf (PAO=0, PRG=4)) pour tout l'intervalle de température de condensation ( $T_c$ ) étudié.

Le COP des fluides frigorigènes : R1234ze (E), R1216 et R1234yf diminue de (3.7807 à 2.3829), (3.3728 à 1.9106) et de (3.6170 à 2.1968) respectivement, lorsque la température de condensation passe (de 313.15 à 328.15 K).

On peut expliquer ces résultats par le fait que l'augmentation de la température de condensation ( $T_c$ ) implique une augmentation de l'enthalpie à la sortie du condenseur ( $h_3$ ), tandis que l'enthalpie à la sortie de l'évaporateur ( $h_1$ ) de cycle opératoire reste constante, ce qui provoque une diminution de la production frigorifique et par suite, une diminution de coefficient de performance de la machine frigorifique conventionnel.

En revanche, R1234ze(E) à un COP plus élevé en raison de sa valeur de chaleur latente d'évaporation la plus élevée ( $L_v(\text{R1234ze(E)}) = 193.1 \text{ kJ/kg} > L_v(\text{R1234yf}) = 172.3 \text{ kJ/kg} > L_v(\text{R1216}) = 159 \text{ kJ/kg}$ ) et son point critique, ce qui permet à ce fluide d'avoir un COP plus élevé par rapport aux autres fluides (R1234yf et R1216) .

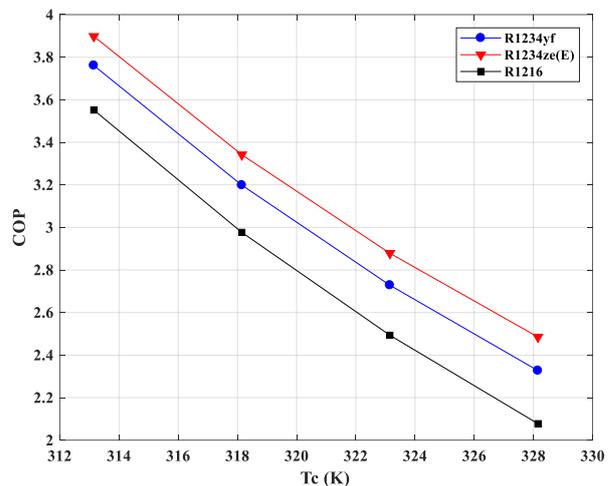


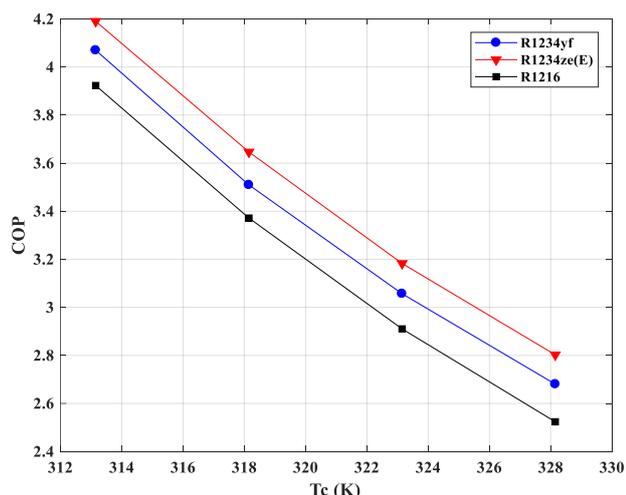
Fig. 12. L'effet de la température du condenseur sur le COP du cycle amélioré avec échangeur intermédiaire

La figure 12 illustre l'effet de la température de condensation sur la performance de refroidissement des trois fluides choisis (R1234yf, R1234ze (E) et R1216) dans le cycle amélioré avec échangeur intermédiaire.

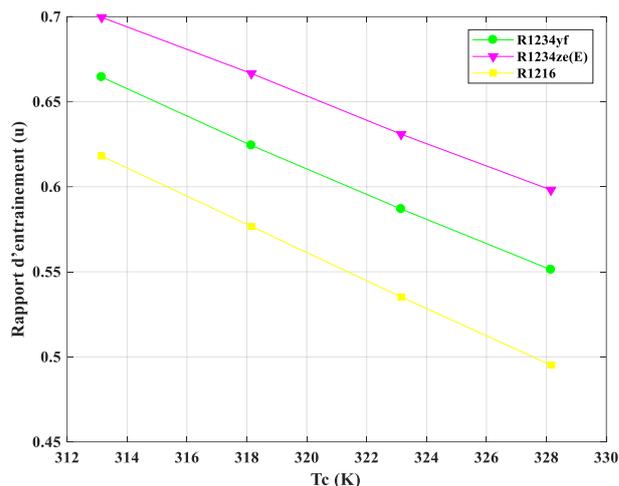
À partir des courbes de variation du coefficient de performance des fluides de travail dans ce cycle opératoire, on peut constater qu'une augmentation de la température de condensation conduit aussi à une forte diminution des performances (COP) du cycle opératoire de base amélioré avec échangeur intermédiaire pour tous les fluides étudiés (R1234yf, R1234ze (E) et R1216).

On note que le fluide de travail R1234ze(E) donne le meilleur coefficient de performance par rapport aux autres fluides, tandis que le COP de fluide de travail R1216 reste le plus bas. Du point de vue de performance énergétique, nous remarquons que le système frigorifique qui fonctionne suivant le cycle frigorifique amélioré avec échangeur intermédiaire a amélioré considérablement le coefficient de performance (COP) par rapport au système de réfrigération conventionnel qui fonctionne suivant le cycle opératoire de base, où il a été observé que le cycle amélioré avec échangeur intermédiaire offre des valeurs élevées de coefficient de performance (COP) par rapport au cycle opératoire de base pour toutes les températures de condensation ( $T_c$ ) étudiés ( $T_c = [313.15 ; 318.15 ; 323.15 ; 328.15]$  K).

Ceci s'explique en raison de type du cycle opératoire de système de réfrigération étudié, où l'incorporation de l'échangeur intermédiaire dans le cycle opératoire classique de la machine frigorifique à compression de vapeur sert à refroidir le fluide frigorigène sortant du condenseur avant qu'il passe à la détente, ce qui permet de diminuer la valeur du titre de vapeur et par conséquent l'effet frigorifique augmente dans le nouveau opératoire cycle (cycle amélioré avec échangeur intermédiaire) et en même temps sert à surchauffer le fluide frigorigène sortant de l'évaporateur avant qu'il entre dans le compresseur pour le protéger.



**Fig. 13.** L'effet de la température du condenseur sur le COP du cycle amélioré avec éjecteur



**Fig.14.** L'effet de la température du condenseur sur le rapport d'entraînement ( $\mu$ ) du cycle amélioré avec éjecteur

Sur les figures 13 et 14 on a fait une comparaison entre les valeurs de variations du coefficient de performance (COP) d'une part, et du rapport d'entraînement ( $\mu$ ) d'autre part pour les trois fluides de travail (R1234yf, R1234ze (E) et R1216) en fonction des différentes températures du condenseur dans le cycle amélioré avec éjecteur.

On remarque dans ces figures (Figs.13-14), que l'accroissement de la température de la source chaude (condenseur) engendre une diminution de COP et  $\mu$  pour chaque fluide de travail.

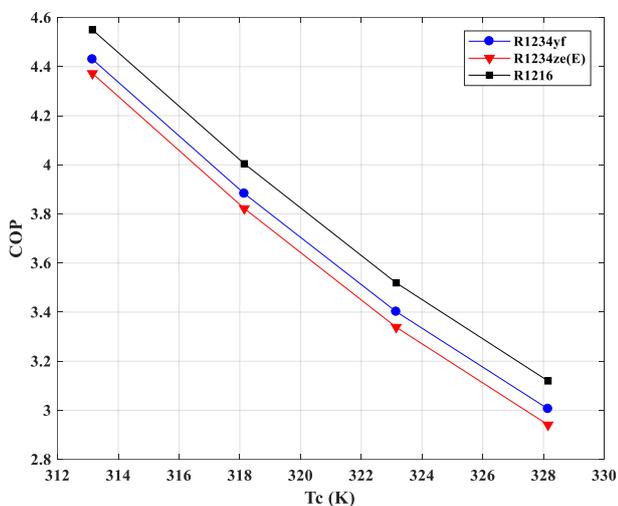
En effet, l'augmentation de la température du condenseur dans ce type de cycle opératoire engendre une augmentation du débit de fluide moteur (fluide primaire) issue du condenseur qui entre dans la tuyère motrice (tuyère primaire) de l'éjecteur et une diminution du débit du fluide aspiré (fluide secondaire) issue de l'évaporateur, ce qui conduit à une chute du rapport d'entraînement ( $\mu$ ) de l'éjecteur (équation (14)) et par conséquent une décroissance du coefficient de performance.

Le rapport d'entraînement est fonction de travail consommé par le compresseur (équation (35)), donc il affecte directement sur le coefficient de performance du cycle opératoire de base amélioré avec éjecteur.

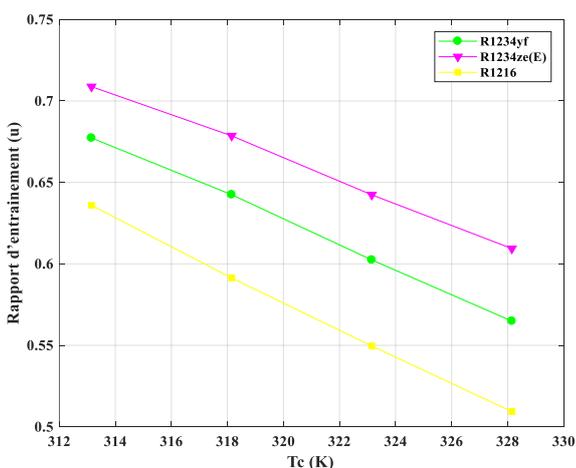
Selon la figure 14, on observe que la comparaison des fluides frigorigènes étudiés a montré que le rapport d'entraînement ( $\mu$ ) de fluide de travail R1234ze (E) est le plus élevé.

Du point de vue de performance énergétique, on remarque que le cycle amélioré avec éjecteur présente des valeurs supérieures du coefficient de performance (COP) à celles qui sont trouvées dans le cycle opératoire de base et le cycle frigorifique amélioré avec échangeur intermédiaire pour toute la plage de températures de condensation étudiées, ce qui conduit à dire que le remplacement du détendeur classique (vanne de détente) par l'éjecteur permet d'améliorer les performances de refroidissement du cycle opératoire de la machine frigorifique conventionnel à compression de vapeur (cycle opératoire de base).

En ce qui concerne les performances de refroidissement (COP) des fluides de travail (R1234yf, R1234ze(E) et R1216), on note la même chose pour ce cycle opératoire, où les résultats de la comparaison obtenus a indiqués que parmi les trois fluides frigorigènes étudiés (R1234yf, R1234ze(E) et R1216), le fluide de travail R1234ze(E) a présenté les meilleures performances de refroidissement par rapport aux R1216 et R1234yf, ceci s'explique par le fait que ce fluide possède le meilleur rapport d'entraînement (Fig.14), où note que les valeurs de COP et  $\mu$  du fluide performant R1234ze(E) diminuent de (4.1901 à 2.8024) et de (0.6996 à 0.5981) respectivement, tandis que les valeurs de (COP) et rapport d'entraînement ( $\mu$ ) des fluides de travail R1234yf et R1216 diminuent de (4.0697 à 2.6803 et de 0.6645 à 0.5513) pour R1234yf et (3.9229 à 2.5236 et de 0.6181 à 0.4952) pour R1216.



**Fig. 15.** L'effet de la température du condenseur sur le COP du cycle amélioré avec échangeur intermédiaire et éjecteur



**Fig.16.**L'effet de la température du condenseur sur le rapport d'entraînement ( $\mu$ ) du cycle amélioré avec échangeur intermédiaire et éjecteur

Les figures 15 et 16 montrent les résultats de l'influence de la température du condenseur ( $T_c$ ) sur le COP et le  $\mu$  des fréons écologiques (R1234yf, R1234ze(E) et R1216) dans le cycle amélioré avec échangeur intermédiaire et éjecteur.

À partir de ces résultats, on peut noter comme le cycle amélioré avec éjecteur, le coefficient de performance (COP) et le rapport d'entraînement ( $\mu$ ) de cette configuration diminuent aussi avec l'augmentation de la température du condenseur ( $T_c$ ).

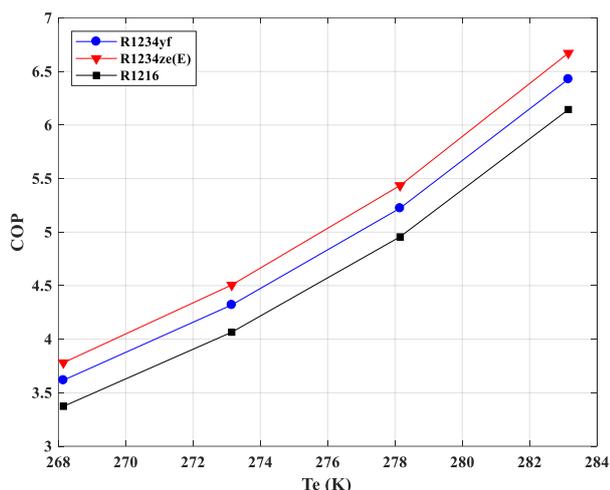
En effet, l'utilisation de l'échangeur intermédiaire dans le cycle de réfrigération à éjecteur sert à refroidir le fluide primaire (fluide moteur) sortant du condenseur avant qu'il passe à la détente dans la tuyère motrice (tuyère primaire) de l'éjecteur et en même temps il sert à surchauffer la vapeur sortante du séparateur (liquide-vapeur) avant qu'elle entre dans le compresseur pour le protéger et pour cela, quand la température de l'évaporateur devient plus froide (d'où la pression de mélange baisse), la valeur de l'enthalpie du fluide secondaire baisse d'où, le débit du fluide moteur augmente pour compenser le déficit cause par l'abaissement de la valeur de l'enthalpie du fluide secondaire afin de maintenir la valeur de l'enthalpie du mélange des fluides primaires et secondaires, ceci est constaté par la diminution du rapport d'entraînement sur la figure 16 qui provoque une diminution du coefficient de performance du cycle amélioré avec échangeur intermédiaire et éjecteur.

D'après les résultats obtenus dans ce type de cycle opératoire, on peut constater que l'introduction d'un échangeur intermédiaire dans la configuration du cycle amélioré avec éjecteur a produit un incrément de coefficient de performance et rapport d'entraînement pour tous les fluides frigorigènes étudiés.

On peut voir aussi que le meilleur coefficient de performance (COP) et rapport d'entraînement ( $\mu$ ) du cycle amélioré avec échangeur intermédiaire et éjecteur est obtenu dans le cas où le cycle frigorifique fonctionnant avec le fluide de travail R1234ze(E) dans toutes les gammes de températures étudié, D'autre part, contrairement aux trois autres cycles opératoires (cycle de base, cycle amélioré avec échangeur intermédiaire et cycle amélioré avec éjecteur) étudiés précédemment, ce cycle opératoire offre des valeurs élevés de coefficient de performance, ce qui veut dire que ce dernier est le plus performant par rapport aux trois autres cycles.

### 4.3 Variation du COP en fonction de la température d'évaporation

On fait l'étude pour les performances des trois fluides choisis (R1234yf, R1234ze (E) et R1216) en fonction de la variation de la température de l'évaporateur ( $T_e = [268.15 ; 273.15 ; 278.15 ; 283.15]$  K) en gardent la température du condenseur ( $T_c = 313.15$  K).



**Fig. 17.** L'effet de la température d'évaporation sur le COP du cycle de base

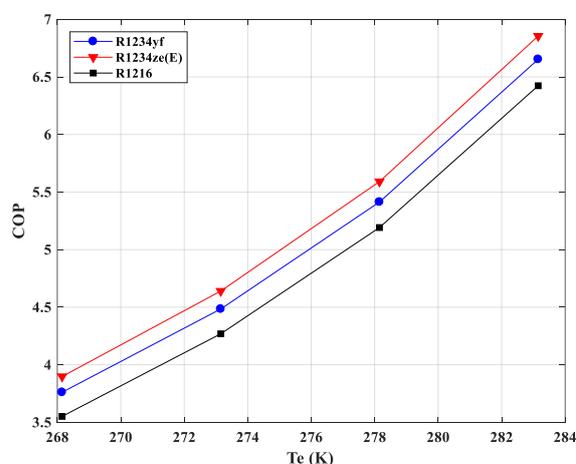
La figure 17 présente les courbes de l'évolution de la variation du coefficient de performance (COP) pour les trois réfrigérants étudiés dans le cycle de base en fonction des températures d'évaporation ( $T_e$ ) qui allant de 268.15 à 283.15 K, et une température de condensation ( $T_c$ ) constante de 313.15 K.

Contrairement à l'effet de la température du condenseur ( $T_c$ ), qui a montré que le coefficient de performance est très sensible aux variations des températures du condenseur, on remarque dans la figure 17 que la production frigorifique varie d'une façon proportionnelle par rapport à la température d'évaporation ( $T_e$ ) dans cette étude, où l'augmentation de la température d'évaporation provoque une forte augmentation des performances de refroidissement (COP) pour chaque fluide de travail. Cette variable est directement liée à la variation d'enthalpie de l'évaporateur. Ceci est intéressant et avantageux pour le choix des conditions opératoires des cycles de réfrigération puisque un meilleur coefficient de performance est obtenu avec l'augmentation de la température d'évaporation de l'évaporateur. On observe aussi que le fréon R1234ze(E) offre un coefficient de performance élevé que les deux autres fluides (R1234yf et R1216) pour tout le domaine de température d'évaporation étudié, ceci peut être expliqué en raison des valeurs élevés de la température critique du fréon ( $T_c(\text{R}234\text{ze}(\text{E}))=382.51 \text{ K}$ ) qui conduit à son tour à des températures d'évaporation élevées et donc à des performances plus élevées.

Selon la figure 17, le COP des fluides frigorigènes : R1234ze(E), R1234yf et R1216 augmente de (3.7807 à 6.6718), (3.6170 à 6.4284) et (3.3728 à 6.1448) respectivement pendant que ( $T_e$ ) passe de (268.15 à 283.15 K).

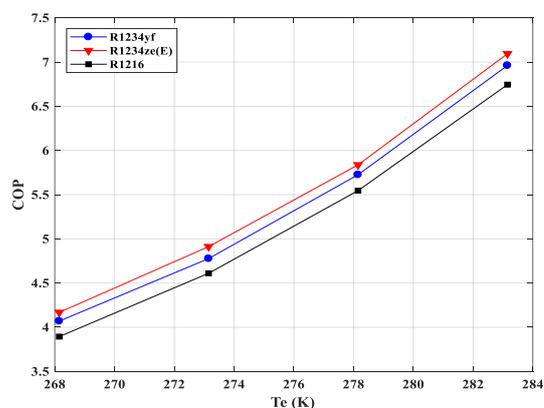
On peut expliquer ces résultats par le fait que l'augmentation de la température d'évaporation implique une augmentation de l'enthalpie à la sortie de l'évaporateur ( $h_1$ ), tandis que l'enthalpie à la sortie du condenseur ( $h_3$ ) de cycle frigorifique reste constante, ce qui provoque une

augmentation de la production frigorifique, ce qui augmente par suite le coefficient de performance de la machine frigorifique conventionnel.

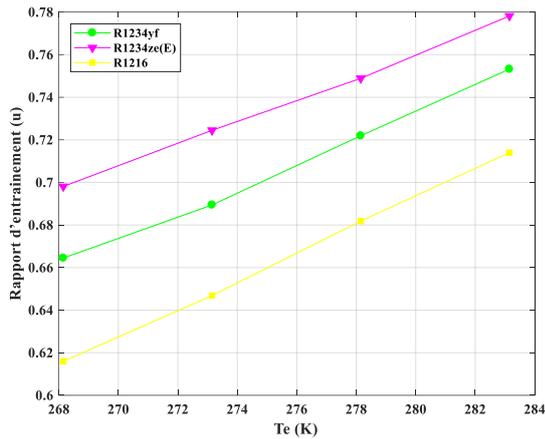


**Fig.18.** L'effet de la température d'évaporation sur le COP du cycle amélioré avec échangeur intermédiaire

Pour une température fixe du condenseur ( $T_c=313.15 \text{ K}$ ), on suit l'évolution du COP en fonction de la température d'évaporation pour les trois fluides étudiés dans le cycle amélioré avec échangeur intermédiaire sur la figure 18. Les résultats obtenus montrent que pour les mêmes températures de fonctionnement du cycle ( $T_e= [268.15 ; 273.15 ; 278.15 ; 283.15] \text{ K}$  et  $T_c = 313.15 \text{ K}$ ), le fluide R1234ze(E) donne le meilleur coefficient de performance. Du point de vue de performance énergétique, les mêmes remarques s'appliquent pour l'effet de la température d'évaporation, c'est-à-dire, le coefficient de performance obtenu pour les réfrigérants écologiques (R1234yf, R1234ze(E) et R1216) est plus élevé qu'à celui du cycle de base.



**Fig. 19.** L'effet de la température d'évaporation sur le COP du cycle amélioré avec éjecteur



**Fig. 20.** L'effet de la température d'évaporation sur le rapport d'entraînement ( $\mu$ ) du cycle amélioré avec éjecteur

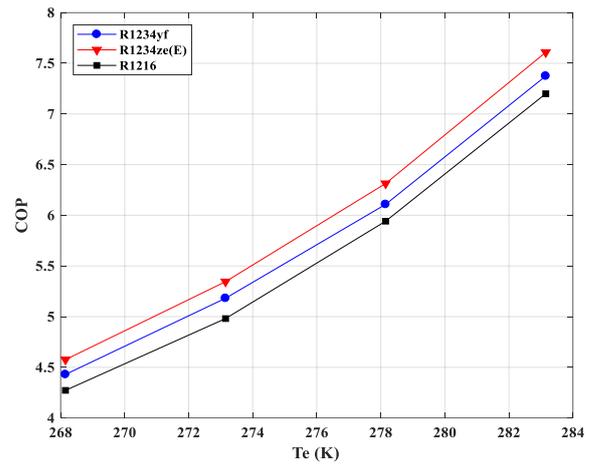
Sur les figures 19 et 20, on a fait une comparaison entre les valeurs des variations de coefficient de performance (COP) d'une part, et rapport d'entraînement ( $\mu$ ) d'autre part pour les trois fluides de travail (R1234yf, R1234ze (E) et R1216) en fonction de la température d'évaporation ( $T_e$ ) dans le cycle amélioré avec éjecteur.

On remarque dans ces figures que l'accroissement de la température de l'évaporateur ( $T_e$ ) entraîne une augmentation de coefficient de performance (COP) et rapport d'entraînement ( $\mu$ ) pour chaque fluide de travail.

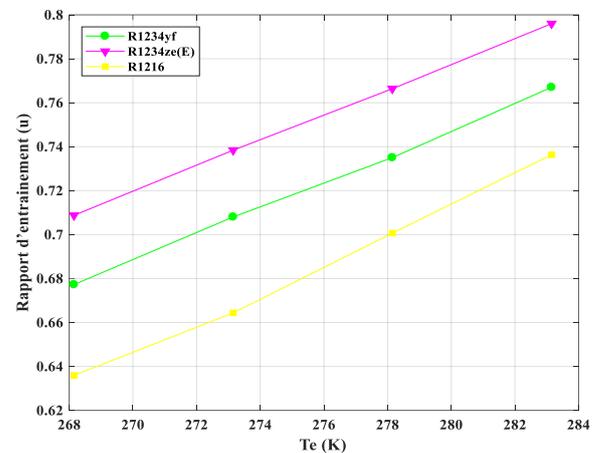
En effet, l'augmentation de la température au niveau de l'évaporateur dans ce type de cycle provoque une augmentation de débit du fluide aspiré (fluide secondaire) issue de l'évaporateur et une diminution du débit du fluide moteur (fluide primaire) issue du condenseur qui entre dans la tuyère motrice (tuyère primaire), ce qui conduit à une augmentation du rapport d'entraînement ( $\mu$ ) de l'éjecteur et l'accroissement par voie de conséquence du coefficient de performance (COP) de la machine frigorifique à compression de vapeur qui fonctionne suivant le cycle amélioré avec éjecteur.

D'après les résultats des figures 19 et 20, on note que le réfrigérant écologique R1234ze(E) possède un excellent rapport d'entraînement ( $\mu$ ) de l'éjecteur, ce qu'il lui permet d'avoir un coefficient de performance (COP) plus élevé que les deux autres fluides de travail (R1234yf et R1216).

En parallèle, nous pouvons remarquer que les valeurs de coefficient de performance (COP) et rapport d'entraînement ( $\mu$ ) des fluides de travail (R1234ze (E), R1234yf et R1216) augmentent respectivement de (4.1681 à 7.0936 et de 0.6981 à 0.7782) pour le fluide de travail R1234ze (E), (4.0697 à 6.9609 et de 0.6645 à 0.7532) pour le fluide de travail R1234yf et (3.8940 à 6.7444 et de 0.6160 à 0.7140) pour le fluide de travail R1216.



**Fig. 21.** L'effet de la température d'évaporation sur le COP du cycle amélioré avec échangeur intermédiaire et éjecteur



**Fig.22.** L'effet de la température d'évaporation sur le rapport d'entraînement ( $\mu$ ) du cycle amélioré avec échangeur intermédiaire et éjecteur

D'après les courbes ci-dessus des figures 21 et 22 qui représentent la variation du coefficient de performance (COP) et le rapport d'entraînement ( $\mu$ ) en fonction de la température de l'évaporateur ( $T_e$ ) dans le cycle amélioré avec échangeur intermédiaire et éjecteur, il est bien clair que les deux paramètres (coefficient de performance (COP) et rapport d'entraînement ( $\mu$ )) augmentent aussi avec l'augmentation de la température de la source froide (l'évaporateur) et le fluide de travail R1234ze(E) est le réfrigérant ayant les meilleures performances.

D'un autre côté, on note une amélioration importante du coefficient de performance (COP) et du rapport d'entraînement ( $\mu$ ) du système frigorifique.

On peut expliquer ces résultats par le fait que l'augmentation de la température de l'évaporateur ( $T_e$ ) implique une augmentation de la valeur de l'enthalpie du fluide secondaire aspiré par l'éjecteur d'où, le débit du fluide aspiré ( $m_s$ ) augmente, tandis que la valeur de l'enthalpie du fluide

primaire (fluide moteur) baisse d'où, le débit du fluide primaire ( $m_p$ ) diminue ce qui provoque une augmentation de rapport d'entraînement ( $\mu$ ) et l'accroissement par voie de conséquence du coefficient de performance (COP) de la machine frigorifique amélioré avec échangeur intermédiaire et éjecteur.

## 5. Conclusion

Le sujet de recherche qui a été traité dans ce travail a permis d'approfondir les connaissances sur les problèmes environnementaux des fluides frigorigènes fluorés à partir d'une revue bibliographique, ainsi que les principales réglementations en vigueur dans le domaine du froid qui ils ont conduit à l'évolution technologiques actuels des fluides de travail et les installations de réfrigération à compression de vapeur. De plus, il nous a permis de mieux identifier les problèmes intrinsèques aux ce domaine qui ils ne sont pas étudier jusqu'à maintenant.

Les buts généraux assignés de cette étude étaient d'une part l'évaluation des performances de refroidissement de trois fluides de travail respectueux de l'environnement (R1234yf, R1234ze(E) et R1216) de type hydrofluorooléfines (HFO) dans quatre configurations de réfrigération à compression de vapeur (cycle de base, cycle amélioré avec échangeur intermédiaire, cycle amélioré avec éjecteur et cycle amélioré avec échangeur intermédiaire et éjecteur) et d'autre part l'étude comparative entre les efficacités frigorifiques de ces configurations sur les mêmes conditions et paramètres de fonctionnement, que ce soit entre les fluides ou entre les cycles opératoires.

L'étude des performances de refroidissement des fluides de travail dans les configurations de réfrigération considérés dans cette étude a été effectuée dans les conditions des températures d'évaporation et de condensation qui comprises respectivement entre (268.15 à 283.15 K) et (313.15 à 328.15 K) par le biais d'un simulateur de simulation numérique qui nous donne également des informations intéressantes sur les performances et des frigorigènes testés et permet de chiffrer l'avantage des machines innovantes sur une machine plus classique.

À l'issue du travail effectué, les conclusions suivantes peuvent être établies :

- Les cycles frigorifiques fonctionnant avec le fluide de travail R1234ze(E) ont obtenu un coefficient de performance élevée que les autres fluides frigorigènes (R1234yf et R1216) ;
- Les configurations de réfrigération à éjecteur permettent d'avoir des meilleures valeurs du coefficient de performance (COP) que ceux du cycle frigorifique conventionnel à compression de vapeur et le cycle amélioré avec échangeur intermédiaire ;
- Le cycle amélioré avec échangeur intermédiaire et éjecteur est le cycle opératoire qui donne la performance la plus élevée devant tous les cycles opératoires étudiés

(cycle de base, cycle amélioré avec échangeur intermédiaire, cycle amélioré avec éjecteur) ;

- Les cycles opératoires de réfrigération à éjecteur (cycle amélioré avec éjecteur et cycle amélioré avec échangeur intermédiaire et éjecteur) fonctionnants avec le fluide de travail R1234ze(E) ont obtenu un rapport d'entraînement ( $\mu$ ) élevé que les autres fluides (R1234yf et R1216) ;
- Le coefficient de performance et le rapport d'entraînement de l'éjecteur augmentent avec l'augmentation de la température de l'évaporateur ( $T_e$ ), pourtant, une augmentation de la température du condenseur ( $T_c$ ) conduit à une diminution progressive du coefficient de performance et le rapport d'entraînement de l'éjecteur ;
- Les meilleures performances de refroidissement des cycles de réfrigération à éjecteur sont atteintes lorsque le rapport d'entraînement de l'éjecteur est important ;
- Pour atteindre des valeurs élevées du rapport d'entraînement, il vaut mieux augmenter la température ( $T_e$ ) au niveau de l'évaporateur ;
- L'intégration de l'échangeur intermédiaire et l'éjecteur dans le cycle opératoire de réfrigération conventionnelle (cycle de base) ont donné une augmentation significative de COP ;
- Les températures des sources chaudes (températures de condensation) et froides (températures d'évaporation) jouent le rôle majeur dans la variation du coefficient de performance et le rapport d'entraînement ;
- Le fluide de travail écologique R1234ze(E) peut être un bon candidat pour les équipements frigorifiques à compression de vapeur du fait de ces bonnes performances de refroidissement (COP élevée en raison de sa valeur élevée de chaleur latente d'évaporation ( $L_v$  (R1234ze(E)=193.1 kJ/kg)) et son point critique) d'une part et leurs excellentes propriétés environnementales (sans impact sur l'environnement, PAO=0 et PRG=6) d'autre part ;
- Enfin, les résultats de cette étude sont encourageants et favorisent le développement de ces cycles opératoires par l'utilisation des fluides de travail de type HFO.

Comme recommandations et perspectives futures basées sur ce travail, nous espérons poursuivre l'étude entamée sur d'autres fluides de nouvelle génération du types hydrofluorooléfines (HFO : R1225zc, R1243zf, etc.) ou hydrochlorofluorooléfines (HCFO : R1233xf, R1233zd(E), etc.) et de testé et d'étudiés leurs performances de refroidissement (COP) dans les systèmes de réfrigération innovantes à compression de vapeur avec le fluide le plus étudié actuellement R1234yf (PAO=0 et PRG=4) et de voir l'amélioration qui peut d'apportée sur le refroidissement par ces fluides. En outre, considérer d'autres configurations de réfrigération de type à compression de vapeur et de nouveaux fréons écologique.

## Nomenclature

### Liste des symboles

<b>P</b>	Pression, (kPa)
<b>T</b>	Température, (°C ou K)
<b>h</b>	Enthalpie spécifique, (kJ kg <sup>-1</sup> )
<b>s</b>	Entropie spécifique, (kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )
<b>q</b>	Quantité de chaleur échangée, (kJ kg <sup>-1</sup> )
<b>w</b>	Travail mécanique, (kJ kg <sup>-1</sup> )
<b>x</b>	Titre de vapeur
<b>v</b>	Vitesse du fluide frigorigène, (m s <sup>-1</sup> )

### Lettres grecques

<b>μ</b>	Rapport d'entraînement de l'éjecteur
<b>η</b>	Rendement isentropique
<b>ε</b>	Efficacité de l'échangeur intermédiaire
<b>Δ</b>	Variation ou écart

### Indices et exposants

<b>p</b>	Relatif au fluide (ou tuyère) primaire
<b>s</b>	Relatif au fluide (ou tuyère) secondaire
<b>c</b>	Relatif au condenseur
<b>comp</b>	Relatif au compresseur
<b>m</b>	Relatif à la chambre de mélange
<b>diff</b>	Relatif au diffuseur
<b>e</b>	Relatif à l'évaporateur
<b>vd</b>	Relatif à la vanne de détente
<b>Sèp</b>	Relatif au séparateur (liquide-vapeur)
<b>L</b>	Liquide
<b>V</b>	Vapeur
<b>entrée</b>	Entrée
<b>sortie</b>	Sortie
<b>sc</b>	Surchauffe
<b>sr</b>	Sous-refroidissement
<b>froid</b>	Fluide froid
<b>chaud</b>	Fluide chaud
<b>is</b>	Processus isentropique
<b>1,, 10</b>	Emplacements dans les cycles opératoires

### Abréviations

<b>COP</b>	Coefficient de performance
<b>PRG</b>	Potentiel de réchauffement global
<b>PAO</b>	Potentiel de destruction de la couche d'ozone
<b>GWP</b>	Global warming potential
<b>ODP</b>	Ozone depletion potential
<b>CFC</b>	Chloro-Fluoro-Carbures
<b>HCFC</b>	Hydro-Chloro-Fluoro-Carbures
<b>HFC</b>	Hydro-Fluoro-Carbures
<b>HFO</b>	Hydro-Fluoro-Oléfines
<b>GES</b>	Gaz à Effet de Serre
<b>ASHRAE</b>	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
<b>REFPROP</b>	Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Data base

### Désignation chimique des réfrigérants

<b>R1234yf</b>	2,3,3,3-tétrafluoro-1-propène
<b>R1234ze(E)</b>	Trans-1,3,3,3-tétrafluoro-1-propène
<b>R1216</b>	Either 1,1,2,3,3,3-hexafluoro-1-propène

## Références

- [1] C. Park, H.Lee, Y.Hwang, R. Radermacher. *Recent advances in vapor compression cycle technologies*. International Journal of Refrigeration 2015 ; 60 : 118-134.
- [2] M.O. M Linden, C.J. Seeton, Andy Pearson. *New refrigerants and system configurations for vapor-compression refrigeration*. Science 2020 ; 370 :791-796.
- [3] H. Madani, A. Valtz, F. Zhang, J. El Abbadi, C. Houriez, P. Paricaud, C. Coquelet. *Isothermal vapor-liquid equilibrium data for the trifluoromethane (R23) +2,3,3,3-tetrafluoroprop-1-ene (R1234yf) system at temperature from 254 to 348 K*. Fluid Phase Equilib 2016; 415 :158-165.
- [4] J.M. Calm. *The next generation of refrigerants - historical review, considerations, and Outlook*. International Journal of Refrigeration 2008 ; 31 :1123-1133.
- [5] Y.Maalem, A.Zarfa, Y.Tamene, S.Fedali, H.Madani. *Prediction of thermodynamic properties of the ternary azeotropic mixtures*. Fluid Phase Equilib 2020 ; 517:112613.
- [6] T.Tsai. *Environmental risks of new-generation fluorocarbons in replacement of potent greenhouse gases*. International Journal of Global Warming 2013 ; 5 : 84-95.
- [7] G. Saviano, M. Ferrini, L. Benussi, S. Bianco, D. Piccolo, S. Colafranceschi, J. Kjølbro, A. Sharma, D. Yang, G.Chen, Y. Ban, Q. Li, S. Grassini, M. Parvis. *Properties of potential eco-friendly gas replacements for particle detectors in high-energy physics*. J. Instrum 2018 ; 2013.
- [8] A.J. Sicard, A.J. Sicard. *Fluorocarbon Refrigerants and their Syntheses: Past to Present*. Journal of Chemical & Engineering Data 2020 ; 120 : 9164-9303.
- [9] M.O. McLinden, M.L. Huber. *(R)Evolution of Refrigerants*. Journal of Chemical & Engineering Data 2020 ; 65 : 4176-4193.
- [10] V.Nair. *HFO refrigerants: A review of present status and future prospects*. International Journal of Refrigeration 2021 ; 122 : 156-170.
- [11] Mota-Babiloni. Adrián. et al. *Drop-in energy performance evaluation of R1234yf and R1234ze (E) in a vapor compression system as R134a replacements*. Applied Thermal Engineering 2014 ; 71.1 : 259-265.
- [12] Koyama. Shigeru. Nobuo Takata. and Sho Fukuda. *Drop-in experiments on heat pump cycle using HFO-1234ze (E) and its mixtures with HFC-32*. International Refrigeration and Air Conditioning Conference 2010 : 2514.
- [13] Zilio. Claudio. et al. *The refrigerant R1234yf in air conditioning systems*. Energy 2011; 36.10: 6110-6120.
- [14] Molés. Francisco. et al. *Theoretical energy performance evaluation of different single stage vapour compression refrigeration configurations using R1234yf and R1234ze (E) as working fluids*. International journal of refrigeration 2014; 44:141-150.

- [15] Koyama, Shigeru, Nobuo Takata, and Sho Fukuda. *Drop-in experiments on heat pump cycle using HFO-1234ze (E) and its mixtures with HFC-32*. International Refrigeration and Air Conditioning Conference 2010; 2514.
- [16] S.Elbel, N.Lawrence. *Review of recent developments in advanced ejector technology*. International Journal of Refrigeration 2016; 62 :1-18.
- [17] J.Sarkar. *Ejector enhanced vapor compression refrigeration and heat pump systems-A review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews 2012 ; 16 : 6647-6659.
- [18] A.A.Kornhauser. *The Use Of An Ejector as Refrigerant Expander*. International Refrigeration and Air Conditioning 1990; 82:10-19.
- [19] E. Nehdi, L.Kairouani, M.Bouzaina. *Performance analysis of the vapour compression cycle using ejector as an expander*. International Journal of energy research 2007; 31:364-375.
- [20] J.Sarkar. *Performance characteristics of natural-refrigerants- based ejector expansion refrigeration cycles*. Proc. Inst. Mech. Eng. Part A J. Power Energy 2009; 223 : 543-550.
- [21] S. Disawas, S. Wongwiset. *Experimental investigation on the performance of the refrigeration cycle using a two-phase ejector as an expansion device*. International Journal of Refrigeration 2004 ; 27 : 587-594.
- [22] H. Li, F. Cao, X. Bu, L. Wang, X. Wang. *Performance characteristics of R1234yf ejector-expansion refrigeration cycle*, Applied Energy 2014; 121: 96-103.
- [23] L. Zhao, X. Yang, S. Deng, H. Li, Z. Yu. *Performance analysis of the ejector-expansion refrigeration cycle using zeotropic mixtures*. International Journal of Refrigeration 2015; 57: 197-207.
- [24] L. Boumaraf, P. Haberschill, A. Lallemand. *Investigation of a novel ejector expansion refrigeration system using the working fluid R134a and its potential substitute R1234yf*. International Journal of Refrigeration 2014; 45:148-159.
- [25] Deng J. Jiang P. Lu T. Lu W. *Particular characteristics of transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration cycle with an ejector*. Applied Thermal Engineering 2007; 27: 381–8.
- [26] X.Dong, M.Gong, J.Shen, and J.Wu. *Vapor-Liquid Equilibria of the trans-1,3,3,3-Tetrafluoropropene (R1234ze(E))+Isobutane (R600a) System at Various Temperatures from (258.150 to 288.150) K*. J. Chem. Eng. Data 2012 ; 57 : 541-544.
- [27] Q.Zhong, X.Dong, Y.Zhao, H.Li, H. Zhang, H.Guo, M. Gong. *Measurements of isothermal vapour-liquid equilibrium for the 2,3,3,3-Tetrafluoroprop-1-ene+propane system at temperatures from 253.150 to 293.150 K*. International Journal of Refrigeration 2017 ; 81 : 26-32.
- [28] O.Brunin, M.Feidt, B.Hivet. *Comparison of the working domains of some compression heat pumps and a compression-absorption heat pump*. International Journal of Refrigeration. 1997 ; 20 : 308-31.