

République Algérienne Démocratique et populaire
Ministre de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique
Université Mentouri Constantine
Faculté des Sciences de l'ingénieur
Département de Génie Climatique

Mémoire de magister

Option : thermique du bâtiment et réfrigération

Thème :

Etude thermodynamique des mélanges des fluides frigorigènes et leur utilisation dans les machines trithermes.

Devant le jury :

Président : A.N. kaabi

Professeur Université de Constantine.

Rapporteur : Y. khattib

Maître de conférence Université de Constantine.

Examineur : A.Belhamri

Professeur Université de Constantine.

Examineur : R. Gomri

Maître de conférence Université de Constantine.

Présenté par :

Bentama Batoul

Dédicace

Je dédie ce travail à mes parents qui m'ont encouragée et soutenue, à mes frères Boubakeur et M^{ed} Tahar, à mes sœurs Chahira et Hawa à mon adorable nièce Douâa hibet errahmane dite Biba à mon beau frère Abed El Ali ;

À mes beaux parents pour leurs encouragements et soutien, à mes beaux frères et ma belle sœur Samiha ;

Une spéciale reconnaissance et dédicace s'adresse à mon mari Rami pour sa compréhension, patience et encouragement pour continuer et à ne pas lâcher ;

A mes tantes et oncles, à mes cousins et cousines ;

A mes amies : Malika, Saida, Hayet, Nada, Challal Nadia, Boulbrachen Sonia, Rahmani Rym.

A mes collègues de poste de graduation

Chapitre I

Étude bibliographique

I-1/ système consommant de l'énergie calorifique :

Les systèmes consommant de l'énergie calorifique mettent en œuvre au moins une troisième source à T_m . les deux cas suivants sont envisagés dans l'étude des systèmes tritherme :

- 1^{er} cas la température de la source de chaleur motrice T_m est supérieure aux deux autres $T_m > T_c > T_f$.
- 2^{ème} cas la température de la source de chaleur motrice T_m est comprise entre les deux autres $T_c > T_m > T_f$ [1, 2, 3]

I-1-1/ système tritherme du 1^{ère} cas :

La figure (I-1) représente schématiquement un système de ce type, la chaleur motrice provient, d'une source à température T_m plus élevée que T_c . Dans ces conditions, la chaleur subit une chute de température entre T_m ; où elle est reçue par le système ; et T_c ; où elle est rejetée dans le milieu extérieur ; entraînant un effet moteur que le système utilise pour déplacer (D) la chaleur de T_f à T_c . Si q_E est l'effet utile, le système est frigorifique, ou à un pompe à chaleur (pac) si, au contraire, l'intérêt se porte sur q_c rejeté à T_c . [1, 2, 3]

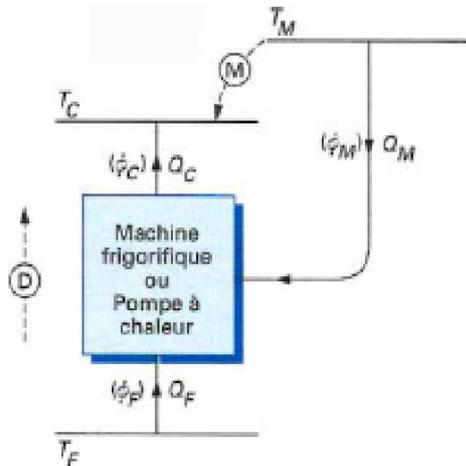


Figure (I-1) [2] : schéma d'un système frigorifique (ou d'une pompe à chaleur) tritherme du 1^{ère} cas, où $T_m \gg T_c \gg T_f$.

D'après le premier principe de la thermodynamique.

$$|q_E| + |q_m| - |q_c| = 0 \tag{I-1}$$

$$\rightarrow |q_c| = |q_E| - |q_m|. \tag{I-2}$$

$$cop_f = \frac{|q_E|}{|q_m|} \tag{I-3}$$

$$\text{Et } cop_{pac} = \frac{|q_c|}{|q_m|} \tag{I-4}$$

Le système étant idéal, il doit satisfaire à la relation de clausius. ^[1,2]

$$\frac{|q_E|}{T_f} - \frac{|q_c|}{T_c} + \frac{|q_m|}{T_m} = 0 \tag{I-5}$$

En divisant l'équation (I-1) par T_c et en soustrayant de l'équation (I-2) on trouve :

$$\frac{|q_e|}{T_c} + \frac{|q_m|}{T_m} - \frac{|q_c|}{T_c} - \frac{|q_E|}{T_f} + \frac{|q_c|}{T_c} - \frac{|q_m|}{T_m} = 0 \tag{I-6}$$

$$q_E \left[\frac{1}{T_c} - \frac{1}{T_f} \right] + q_m \left[\frac{1}{T_c} - \frac{1}{T_m} \right] = 0 \tag{I-7}$$

$$cop_{fidéal,Q} = \frac{|q_E|}{|q_m|} = \frac{\frac{1}{T_m} - \frac{1}{T_c}}{\frac{1}{T_c} - \frac{1}{T_f}} = \frac{T_f}{T_c - T_m} \cdot \frac{T_m - T_c}{T_m}. \tag{I-8}$$

$$COP_{fidéal,Q} = COP_{f,W} \cdot \frac{T_m - T_c}{T_m} \quad (I-9)$$

$$\text{Et le coefficient de performance calorifique } COP_{pac,Q} = \frac{q_c}{q_m} = \frac{T_c}{T_c - T_f} \cdot \frac{T_m - T_f}{T_m} \quad (I-10)$$

Ces coefficients de performance sont d'autant plus élevés que les températures T_f et T_c sont plus voisines et que T_m est plus éloignée de T_c .

Les coefficients de performance, de ces systèmes fonctionnant grâce à une fourniture de chaleur sont inférieurs, à ceux des systèmes recevant de l'énergie mécanique et déplaçant de la chaleur entre les mêmes températures T_f et T_c . En effet, les rapports $\frac{T_m - T_c}{T_m}$ et

$\frac{T_m - T_f}{T_m}$ sont tous deux nettement inférieurs à 1. ^[1,2]

Remarque :

- L'indice Q indique que le système reçoit de la chaleur (système tritherme) ;
- L'indice W indique que le système reçoit du travail (système ditherme) ;
- Le terme $\frac{T_m - T_c}{T_m}$ représente le rendement d'un moteur thermique fonctionnant entre T_m et T_c .

I-1-2/ système tritherme du 2^{ème} cas :

Le schéma d'un tel système est représenté par la figure (I-2). Comme la chaleur motrice provient d'une source à température intermédiaire, entre T_c et T_f , pour produire l'effet moteur (M) la chaleur rejetée n'a alors qu'une seule issue possible : le puit froid à la température T_f . Dès lors, un tel système ne peut être un système frigorifique. C'est, en revanche, une pompe à chaleur puisque le reste de la chaleur incidente est déplacé (D) dans le sens des températures croissantes de T_m à T_c . Un tel système, souvent dénommé transformateur de chaleur, peut, par exemple, permettre de valoriser la chaleur d'un rejet thermique à température peu élevée en relevant quelque peu le niveau de température d'une partie de la chaleur récupérée. ^[1,2]

Pour ce système :

$$-|q_E| + |q_m| - |q_c| = 0 \quad (\text{I-11})$$

Le coefficient de performance calorifique $cop_{pac} = \frac{|q_E|}{|q_m|} = 1 - \frac{|q_c|}{|q_m|}$ est toujours inférieur à 1

puisque le rapport $\frac{|q_c|}{|q_E|}$ n'est jamais nul. Pour un système idéal de ce genre, le coefficient

de performance calorifique est le même que pour le système tritherme du 1^{ère} cas. [1,2]

$$cop_{pac,Q} = \frac{T_C}{T_C - T_f} \cdot \frac{T_m - T_f}{T_m} \quad (\text{I-10})$$

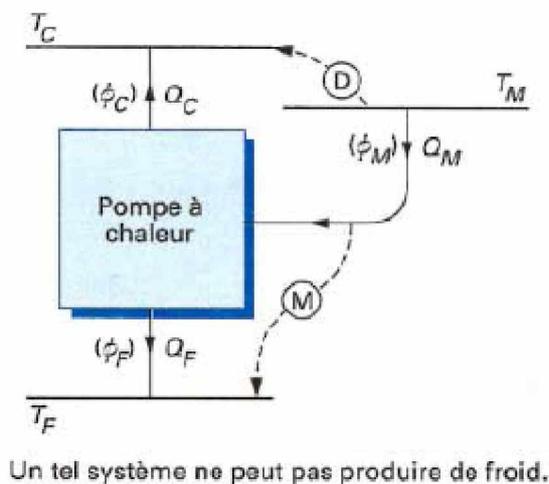


Figure (I-2) [2] : schéma d'un système frigorifique tritherme du 2^{ème} cas, où $T_c \ll T_m \ll T_f$.

I-2/ Système frigorifique à éjection :

Les figures (I-3-a) et (I-3-b) montrent respectivement le schéma de principe d'une machine frigorifique à éjection, et son cycle thermodynamique présenté dans le diagramme pression-enthalpie.

La figure (I-3-b) représente, le tracé dans le diagramme enthalpique (P-h) de l'ensemble des cycles combinés frigorifique et moteur que ce système met en oeuvre : [3, 4, 5]

- De 9 à 5, le frigorigène aspiré est mélangé au fluide moteur, son enthalpie s'en trouve accrue ;
- De 5 à 6, l'ensemble des vapeurs, frigorifique et motrice, est comprimé dans le diffuseur de l'éjecteur de P_f à P_c ;
- De 6 à 7, le vapeur issue de l'éjecteur est, sous la pression constante P_c , désurchauffée puis condensée à T_c . Le liquide formé est (légèrement) sous-refroidi ;
- De 7 à 8, le frigorigène est détendu de P_c à P_f dans l'organe de détente. Cette détente, irréversible, est isenthalpique ;
- De 8 à 9, le frigorigène se vaporise dans l'évaporateur, sous la pression constante P_f et à la température T_f en produisant le froid utile, la vapeur se surchauffe dans la conduite d'aspiration de l'éjecteur.

Par ailleurs :

- De 7 à 1, le liquide est transporté, par la pompe (où règne la pression p_c) vers le bouilleur (où règne la pression P_m) ;
- De 1 à 2, dans le bouilleur le liquide s'échauffe, puis il se vaporise sous la pression constante P_m et à la température T_m , enfin la vapeur formée se surchauffe à pression constante jusqu'à la température T_3 ;
- De 3 à 4, la vapeur formée se détend dans le système d'injection de l'éjecteur.

On remarque que le cycle total est la superposition :

- du cycle frigorifique (6-7-8-9-4-5-6), décrit dans le sens inverse des aiguilles d'une montre (cycle consommateur de l'énergie mécanique) ;
- du cycle moteur (1-2-3-6-7-1) décrit dans le sens des aiguilles d'une montre (cycle producteur d'énergie mécanique).

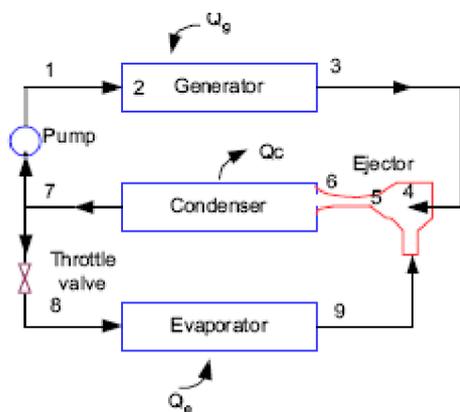


Figure (I-3-a) [4] : schéma de principe d'une machine frigorifique à éjection.

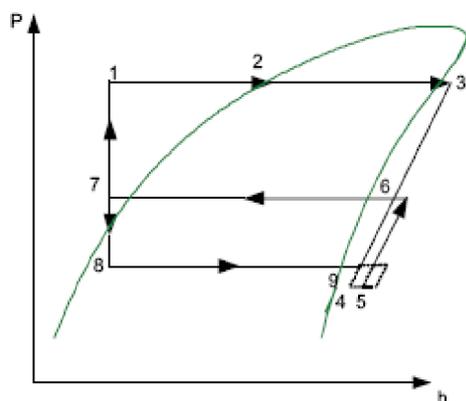


Figure (I-3-b) [4]: le cycle thermodynamique d'une machine à éjection.

I-2-1/les avantages des machines thermofrigorifiques à éjection :

D'après **Fevzi Zeren**, l'éjecteur présente les avantages suivants ^[6] :

- procédé mécanique simple, il ne comporte aucune partie mécanique ;
- capable de porter une grande quantité de vapeur dans une gabarit réduite ;
- l'éjecteur n'exige une lubrification ou problème de l'huile ;
- l'éjecteur n'exige pas une maintenance importante ;
- l'éjecteur léger et fiable.

I-2-2/Appréciation d'une machine thermofrigorifique à éjection :

La machine à éjection (voir **figure (I-3-a)**) est constituée de deux boucles :

L'une motrice, avec un bouilleur en contact avec la source chaude, l'autre frigorifique composée d'un évaporateur en contact avec la source froide. Ces deux boucles sont reliées par l'éjecteur

compresseur et par le condenseur. À la sortie du condenseur, le fluide moteur est mis sous pression grâce à une pompe alors que le fluide générateur traverse un détendeur. L'efficacité frigorifique cop_f est définie par :

$$cop_f = \frac{Q_E}{Q_m + W_p} = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_M} \frac{\Delta h_E}{\Delta h_m + w_p} = U \frac{\Delta h_E}{\Delta h_m + w_p} \quad (I-12)$$

Dans laquelle Q_E , Q_m et W_p représentent respectivement les puissances thermiques à l'évaporateur et au bouilleur et la puissance mécanique de la pompe, \dot{m}_f et \dot{m}_M sont les débits massiques du fluide dans la boucle frigorifique et dans la boucle motrice, U est le taux d'entraînement de l'éjecteur.

$$U = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_M} \quad (I-13)$$

Les études théoriques et expérimentales, qui ont été réalisées sur cette machine au Centre de Thermique de l'INSA de Lyon ^[7] ont permis de modéliser le fonctionnement de l'éjecteur. En particulier, pour un fonctionnement optimal, et quel que soit le fluide, la relation suivante permet de déterminer le taux d'entraînement optimal :

$$U_{opt} = 3.32 \left[\frac{1}{\tau} \left(1 - \frac{1.21}{\xi} \right) \right]^{2.12} \quad (I-14)$$

$$\tau = \frac{P_c}{P_m} \quad (I-15)$$

$$\xi = \frac{P_m}{P_c} \quad (I-16)$$

Où τ est le taux de compression de la partie génératrice et ξ est le rapport moteur de l'éjecteur.

I-2-3/ Amélioration de la machine :

L'amélioration apportée au système est due à la présence de deux récupérateurs. Le récupérateur 1 permet d'augmenter l'enthalpie du fluide avant son entrée dans le bouilleur. Le récupérateur 2 améliore l'effet frigorifique grâce au sous-refroidissement qu'il opère sur le fluide avant son entrée dans le détendeur. Le cycle thermodynamique et le schéma de principe correspondant au fonctionnement de cette installation sont représentées sur la figure (I-4)

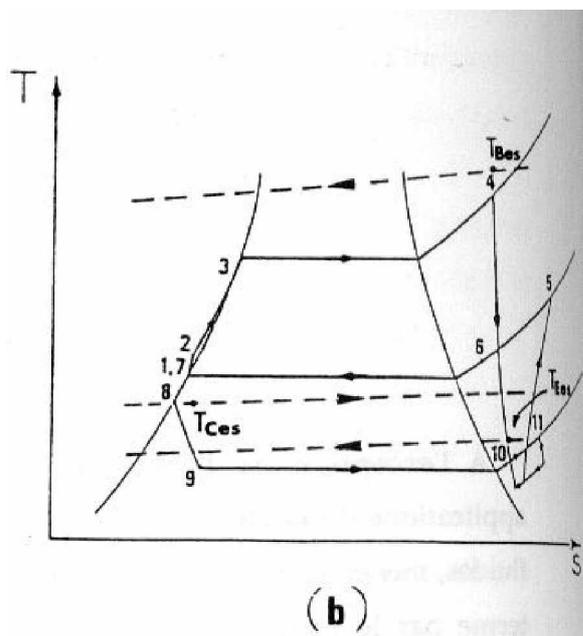
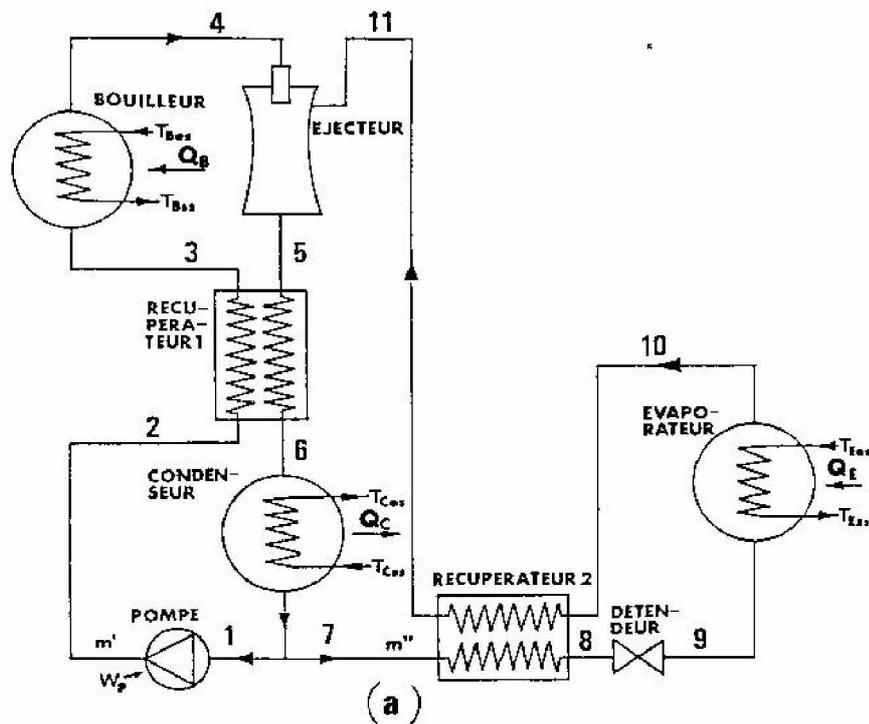


Figure (I-4) [3] : a/ schéma de principe de la machine à éjecteur ; b/ le tracé du cycle thermodynamique sur le diagramme (T, s) .

I-2-4/Aperçue sur quelques études antérieurs :

Dorantes et Lallemand [3],à partir d'une étude d'efficacité d'un système à éjecto-compresseur fonctionnant avec, des réfrigérant purs et des mélanges azéotropiques, par l'utilisation d'une corrélation empirique, pour le calcul du taux d'entraînement optimal, ont conclu que ce dernier et Lallemand [7], a développé un programme de simulation afin d'étudier la performance d'un système à éjecto-compresseur, utilisant les mélanges zéotropique et azéotropiques, en tant que fluides de remplacement . Mani et Selvarju [3], qui grâce à une analyse d'un éjecteur, utilisant des fluides moins nocifs à l'environnement, ont permis de conclure que la variation du taux d'entraînement critique et le coefficient de performance critique, sont presque identique pour chaque fluide choisi. Pridasawas et Lundqvist [] ont conclu que le coefficient de performance est proportionnel à la température d'évaporation, et que le système est plus performant en tant que la température d'évaporation est plus élevée. Une variation de la température du condenseur influe directement sur le coefficient de performance, cette dernière doit être maintenue égale ou inférieur à la température critique du condenseur, qui peut être déterminé en fonction de la température de générateur par la relation suivante : $0.3143T_m + 15.93$

I-3/ les fluides frigorigènes :

I-3-1/ introduction historique :

Le premier fluide frigorigène utilisé fut l'eau puisqu'elle servait dès 1755 à « fabriquer des frigorie » dans un montage de laboratoire réalisé par William Cullen .puis, en 1834 l'américain Jacob Perkins réalisé une machine à compression de vapeur fonctionnant à l'éther sulfurique et en 1844 toujours un américain, John Gorrie réalisé une machine à compression et détente d'air, mais le français ne sont pas en reste puisqu'en 1859, Ferdinand Carré réalisé une machine frigorifique à absorption fonctionnant à l'ammoniac tandis que 4 ans plus tard Charles Tellier met au point un compresseur fonctionnant à l'éther méthylique. Jusqu'à la fin du XIX^e siècle, deux nouveau fluides frigorigènes sont utilisés : l'anhydride carbonique (CO₂) aussi que le dioxyde de soufre (SO₂) mais l'un des fluides déjà nommés,à savoir l'ammoniac,fait une percée non plus avec des machines à absorption mais à présent à compression (Linde).

Ces trois derniers fluides frigorigènes donc l'ammoniac (R717) et le dioxyde de soufre (R764) vont rester jusqu'à vers 1930 les substances les plus employées.

Mais à part l'ammoniac, tous les fluides frigorigènes précédemment mentionnés disparurent totalement à partir de 1939, suite à la mise aux points aux états unis d'une nouvelle catégorie des fluides frigorigènes les chlorofluorocarbures bien connus sous le sigle de CFC. Et puis, à partir de 1980, les scientifiques commencent à tirer la sonnette d'alarme attirant la tension sur les méfaits de CFC sur l'environnement. Ces pourquoi les fabricants ont entrepris la mise au point de substituts moins nocifs pour l'avenir de la planète dont certains sont déjà sur le marché. Les substituts appartiennent pour la plupart à deux catégories de substances chimiques les hydrofluorocarbures ou HFC. Bien que le nombre de fluide frigorigène utilisé à grande échelle soit très réduit. Il n'en reste pas moins que le nombre de fluide frigorigène utilisable est très élevé. ^[8,9]

I-3-2/ Définition des fluides frigorigènes :

Un fluide frigorigène est une substance qui évolue dans le circuit d'une machine frigorifique et qui grâce à un phénomène endothermique consistant en un changement d'état faisant passer la substance de l'état liquide à l'état gazeux dans un évaporateur, permet de produire du froid par retrait de chaleur, celle-ci étant évacué hors de la machine par un phénomène exothermique consistant à un changement d'état inverse du précédant, c'est-à-dire faisant passer la substance de l'état gazeux à l'état liquide. ^[8]

I-3-3/ les familles des fluides frigorigènes :

Puisque l'on désire, avec ces fluides, produire du froid à des températures généralement basses par vaporisation du liquide, les points triples de ces fluides doit être à des températures plus basses encore. Leurs pressions de vapeurs seront donc assez élevées ou, si l'on préfère, leurs températures d'ébullition seront basses, ce qui implique le choix de molécules simples. On peut ainsi utiliser : ^[2, 10,11]

1. des éléments simples ;
2. des composés purs (inorganiques ou organiques) ;
3. des mélanges soit azéotropiques, dont le comportement est comparable à celui des corps purs, soit zéotropiques (ou non azéotropiques), dont l'usage tend à se développer.

I-3-3-1/ Eléments simples :

Les éléments les plus simples (hydrogène, hélium, azote, oxygène, etc.) permettent d'atteindre les basses températures utilisées dans les techniques cryogéniques ^[8,10].

I-3-3-2/ les composés inorganique et organique purs :

Parmi les composés inorganiques purs, deux fluides se détachent ^[2, 8,9] :

- l'eau (H₂O) ou **R718** : ne permet évidemment pas d'atteindre des températures inférieures à 0°C. On l'emploie pour la production de froid par absorption dans le domaine de la climatisation et pour les pompes à chaleur très hautes températures (150 °C et plus) ;
- L'ammoniac (NH₃) ou **R 717** : est un frigorigène d'importance majeure. Les problèmes d'environnement que posent actuellement les chlorofluorocarbures (CFC), dont certains visaient à remplacer l'ammoniac, accroissent encore son rôle. Malheureusement, les règlements de sécurité sont de plus en plus contraignants vis-à-vis de ce fluide.

D'autres composés inorganiques, comme le dioxyde de soufre (SO₂) et le dioxyde de carbone (CO₂), qui ont joué dans le passé un grand rôle dans la technique frigorifique, ne sont plus utilisés aujourd'hui en raison de leurs inconvénients. Certains aimeraient pourtant redonner un certain essor au dioxyde de carbone. ^[2]

Les composés organiques, tout au moins ceux aux molécules les plus simples, constituent les ensembles de frigorigènes les plus riches et les plus diversifiés et qui comprend quatre catégories de fluides frigorigènes ^[8, 9,12] :

1. les hydrocarbures légers sont également de très bons réfrigérants. L'inconvénient majeur est qu'ils sont très inflammable potentiellement explosifs et donc dangereux. Leur utilisations sont limitées voir interdits dans les bâtiments publics et immeuble de grand hauteur. Leur emploi se résume comme fluide frigorigène de cycle de compression en pétrochimie.
2. les chlorofluorocarbures CFC : qui ont un certain action négatif sur l'environnement ;
3. les hydrochlorofluorocarbures HCFC : qui ont un action moyennement nocive à l'environnement ;
4. les hydrofluorocarbures HFC : que ne nuisent pas à l'environnement et constituent donc les principaux fluides frigorigènes du futur.

L'effet des fluides frigorigènes sur l'environnement sera détaillé dans l'annexe A.

I-3-3-3/ Les mélanges des fluides purs :

Lorsque l'on mélange deux substances de même nature chimique et à condition que les deux constituants ne réagissent pas l'un sur l'autre au moment du mélange ou à plus longue échéance, on obtient un produit stable dont les propriétés dépendent de celle du constituant dont la proportion dans le mélange est plus élevée. Ces mélanges binaires ont reçu le nom de mélanges zéotropes (ces fluides présentent un glissement de température plus ou moins important selon le mélange), un cas particulier de ces mélanges est celui des mélanges azéotropiques (se comporte comme un corps pur).^[9]

I-3-4/ nomenclature :

Le numéro attribué à chaque réfrigérant est relié à sa composition chimique. Le système est devenu officiellement la norme 34 de l'ASHRAE. Les règles du système de numérotage sont les suivantes :^[12]

1. Le premier chiffre à l'extrême droite correspond au nombre d'atomes de fluor (F).
2. Le deuxième chiffre à partir de la droite correspond au nombre d'atomes d'hydrogène (H) plus un.
3. Le troisième chiffre à partir de la droite correspond au nombre d'atomes de carbone (C) moins un. Lorsque ce chiffre est zéro, il n'apparaît pas dans le numéro.

I-3-5/choix de fluide frigorigène :

Pour bien choisir un frigorigène en vue d'une application déterminée, on doit considérer :
[2,8, 9, 10]

a/ Critères thermodynamiques :

1. la température d'évaporation doit être supérieure autant que possible à la température d'ébullition ;
2. la température de condensation doit toujours être très inférieure à la température critique de fluide frigorigène ;
3. la pression de condensation ne doit pas dépasser 20 à 25 bars ;

4. la pression d'évaporation ne doit pas être trop basse ;
5. le taux de compression doit rester limité pour une bonne efficacité du compresseur ;
6. l'échauffement des vapeurs au cours de la compression dépend : du taux de compression τ et de l'indice adiabatique γ ;
7. la quantité de froid produite doit être la plus élevée possible, elle dépend de la pression d'aspiration.

b/ Critères de sécurité :

1. toxicité : classement US : classe 1 : extrêmement toxique, classe 6 : non toxique ;
2. inflammabilité : le fluide frigorigène doit être non inflammable ;
3. action sur les denrées : elle doit être nulle ou très faible, dans le cas d'un dégagement des fluides frigorigènes dans les chambres froides.

Les fluides sont finalement regroupés, au regard de la sécurité, dans le tableau suivant : ^[10]

Hautement inflammable	A3	B3
Moyennement inflammable	A2	B2
Non inflammable	A1	B1
	Faiblement toxique	Fortement toxique

Tableau (I-1) : groupe de sécurité pour les fluides frigorigènes

Dans la norme ISO 817, un groupage simplifié est présenté :

1. L1=A1 : faiblement toxique et non inflammable ;
2. L2=A2, B1 et B2 : moyennement inflammable et/ou toxique ;
3. L3=A3 et B3 : hautement inflammable.

La réglementation française limite l'emploi des fluides des catégories L3 et L3. L'ammoniac et les hydrocarbures se trouvent dans ce cas.

d/ critères techniques:

1. action sur les métaux doit être faible ou nulle ;
2. action sur les matières plastiques et élastomère (les matériaux de joints) doit être faible ;
3. stabilité thermique.

e/ critères économiques :

1. le prix
2. incidence du choix du fluide frigorigène sur le prix de l'installation ;
3. disponibilité du frigorigène.

I-3-5/ propriétés des fluides frigorigènes**Les HFC et Les HCFC**

Réfrigérant	Formule	Masse molaire g/mol	T _b (k)	T _c (k)	P _c (MPa)	ODP	GWP 100 ans
HFC-32	CH ₂ F ₂	52.024	221.50	351.26	5.777	0	650
HFC-125	CHF ₂ CF ₃	120.022	224.66	339.17	3.618	0	2800
HFC-134a	CH ₂ FCF ₃	102.031	274.07	374.27	4.065	0	1300
HFC-143a	CH ₂ FCHF ₂	84.041	225.92	345.97	3.769	0	3800
HFC-152a	CH ₃ CHF ₂	66.051	249.10	386.41	4.512	0	140
HCFC-123	CHCL ₂ CF ₃	152.931	300.84	456.82	3.666	0.014	90
HCFC-124	CHCLFCF ₃	136.476	263.00	395.35	3.615	0.03	470

Mélanges de HFC

réfrigérant	Formule	Masse molaire g/mol	T _b (C°)	T _c (C°)	P _c (MPa)	ODP	GWP 100 ans
R-404A	R-125/143a/134a (44/52/4)	97.6	-46.6	72.1	3.74	0	3260
R-407A	R-32/125/134a (20/40/40)	90.11	-45.2	81.9	4.49	0	1770
R-407B	R-32/125/134a (10/70/20)	102.94	-46.8	74.4	4.08	0	2290
R-407C	R-32/125/134a (23/25/52)	86.20	-43.8	87.3	4.63	0	1530
R-407D	R-32/125/134a (5/15/80)	90.96	-39.4	91.6	4.48	0	1360
R-407E	R-32/125/134a (25/15/60)	83.78	-42.8	88.8	4.73	0	1360
R-410A	R-32/125 (50/50)	72.58	-51.6	72.5	4.95	0	1730
R-507A	R-125/143a (50/50)	98.86	-47.1	70.9	3.79	0	3300

Hydrocarbures

Rc-270	CH ₂ CH ₂ CH ₂	42.08	-33.5	125.2	5.58	0	-----
R-290	CH ₃ CH ₂ CH ₃	44.10	-42.1	96.7	4.25	0	20
R-600	CH ₃ CH ₂ CH ₂ CH ₃	58.12	-0.5	152	3.80	0	20
R-600a	CH (CH ₃) ₂ CH ₃	58.12	-11.6	134.7	3.64	0	20
R-170	CH ₃ CH ₃	30.07	-88.6	32.2	4.87	0	20
R-1270	CH ₃ CHCH ₂	42.08	-47.7	92.4	4.57	0	-----

Fluides inorganiques

R-718	H ₂ O	18.02	100	374.2	22.1	0	<1
R-744	CO ₂	44.01	-78.4	31.1	7.38	0	1
R-717	NH ₃	17.03	-13.3	132.3	11.3	0	<1

Chapitre II

Etude des équations cubiques

II-1/ Introduction :

Pour le calcul des machines thermodynamiques, on a besoin de connaître certaines grandeurs nécessaires telles que : la température, le volume, la pression et les propriétés thermodynamiques telles que : l'enthalpie et l'entropie ^[3]. Il existe plusieurs méthodes de calcul de ces propriétés qui toutes font appel à l'utilisation des équations d'états. Les équations d'états sont divisées en trois classes : celles basées sur la théorie du Viriel, équation d'état de types Van Der Waals et les équations d'état empiriques.

Dans ce chapitre on va s'intéresser aux équations d'état de types Van Der Waals.

II-2/les équations d'états :

Une équation d'état s'écrit sous la forme : $F(P, V, T, X) = 0$ (II-1)

Avec :

P : pression du système étudié ;

V ; le volume ;

T : température de système ;

X : vecteur de composition.

Les équations d'états ont connues un développement considérable ces dernières années. On présente dans ce qui suit quelques équations d'états dans l'ordre chronologique de leur apparitions. ^[13]

II-2-1/ équation d'état du gaz parfait et facteur de compressibilité :

La première équation d'état reliant les propriétés PVT est la loi des gaz parfaits découlant de la loi de Boyle-Mariotte. ^{[13][14][15]} $Pv = RT$ (II-2)

Cette équation n'est pas adéquate pour représenter le comportement des gaz réels excepté à très basse pression. Par conséquent certains auteurs ont essayé de proposer une correction à

la loi des gaz parfaits le facteur correctif est le suivant : ^{[16][17]} $Z = \frac{Pv}{RT}$ (II-3)

Le coefficient Z est appelé facteur de compressibilité, il représente la déviation du comportement d'un gaz réel par rapport à celui du gaz parfait. Les mesures expérimentales montrent que, lorsque la pression d'un gaz réel diminue, le facteur de compressibilité tend vers l'unité.

Le facteur de compressibilité Z dépend de la pression et de la température :

$$Z = f(T, P) \quad (II-4)$$

À chaque gaz réel correspond un diagramme de compressibilité où le facteur Z est représenté en fonction de la pression avec la température comme paramètre.

II-2-1-a/ les états correspondants et le diagramme de compressibilité généralisé :

La comparaison des diagrammes de compressibilité de plusieurs substances montre qu'il existe une forte ressemblance dans l'allure générale des lignes de pression et de température. En d'autre terme, le comportement de tous les gaz, serait identique qualitativement. Sur le plan quantitatif, la différence peut-être énorme puisque la température critique et la pression critique varient d'un gaz à un autre de façon appréciable.

La ressemblance des diagrammes de compressibilité de diverses substances a fait naître l'idée de construire un diagramme de compressibilité généralisé utilisable pour tous les gaz.

La méthode qui permet de construire ce diagramme est la loi des états correspondants, dont le principe est fondé sur l'utilisation des grandeurs réduites (ou paramètres sans dimension). En

effet, si les valeurs de $p_r = \frac{P}{P_{cr}}$ et $T_r = \frac{T}{T_{cr}}$ pour un gaz réel A sont identiques à ceux d'un

gaz réel b (les deux gaz possèdent les mêmes valeurs de P_r et T_r), on dit qu'ils se trouvent dans des états correspondants et, par conséquent, la valeur de Z est la même pour les deux gaz

Ainsi, la représentation de Z en fonction de P_r avec T_r comme paramètre pour plusieurs gaz, a conduit à l'élaboration d'un diagramme généralisé figure (II-1). Ce diagramme donne $Z = f(P_r, T_r)$ pour plusieurs gaz. [13] [17]

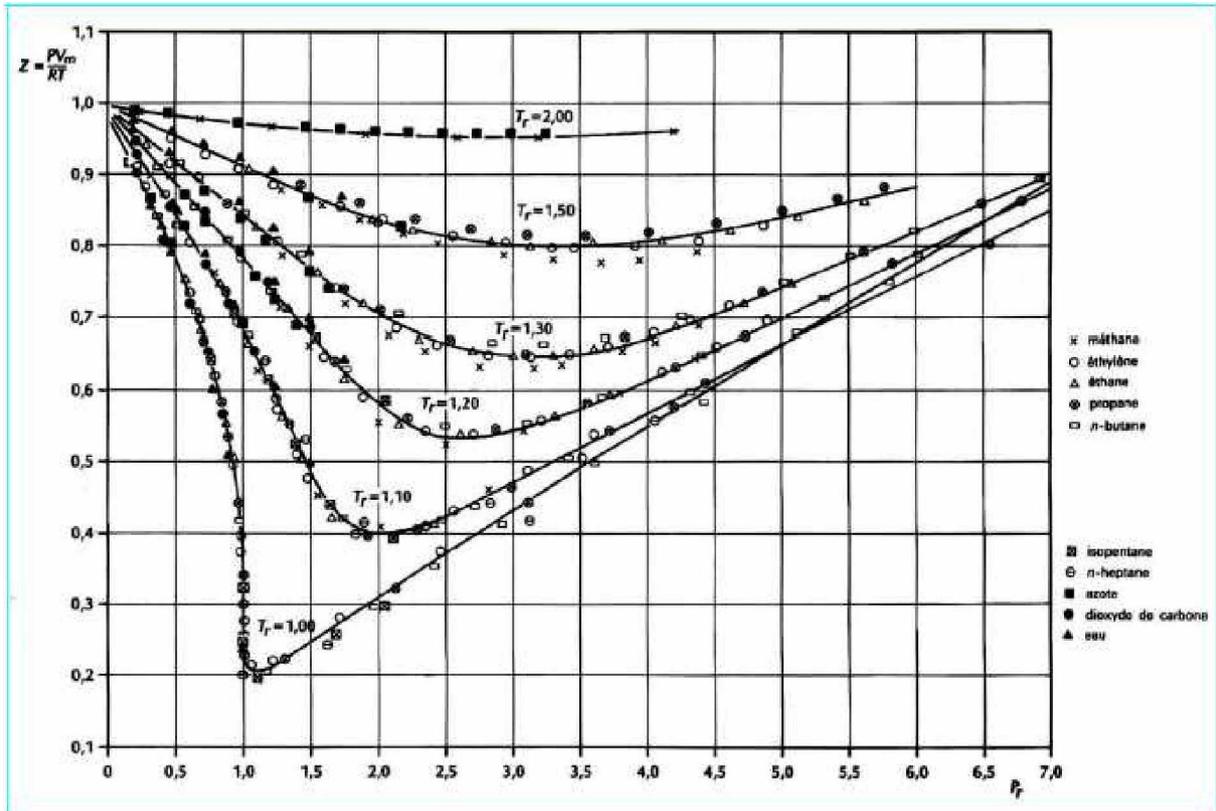


Figure (II-1) [17] : diagramme de compressibilité généralisé.

II-3/ équation d'état cubique (équation d'état de type Van Der Waals) :

Le terme équation d'état cubique sous entend que l'équation d'état est sous la forme d'une série en volume de puissance un, deux et trois. La majorité de ces équations peuvent s'exprimer par : [13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 21]

$$p = \frac{RT}{V - b} - \frac{a}{V^2 + ubV + wb^2} \tag{II-5}$$

Une autre écriture de l'équation précédente :

$$P = \frac{RT}{V - b} - \frac{a}{(V + b\varepsilon)(V + b\sigma)} \tag{II-6}$$

$$a = \Omega_a \cdot \frac{(RT_c)^2}{P_c} \cdot \alpha \tag{II-7}$$

$$b = \Omega_b \cdot \frac{RT_c}{P_c} \quad (\text{II-8})$$

Les constantes $\Omega_a, \Omega_b, \alpha, \sigma, \varepsilon$ sont regroupées dans des tableaux dans l'annexe B

Une forme équivalente de l'équation (II-4) et (II-5) : ^[13,20,22]

$$Z^3 - (1 + B - uB)Z^2 + (A + wB^2 - uB - uB^2)Z - AB - wB^2 - wB^3 = 0 \quad (\text{II-9})$$

$$A = \frac{aP}{(RT)^2} \quad (\text{II-10})$$

$$B = \frac{bP}{(RT)} \quad (\text{II-11})$$

II-3-1/ équation d'état de Van Der Waals (1873) :

L'équation de Van der Waals fut la première à être capable de représenter à la fois les phases liquides et vapeur. Elle peut être établie en apportant à l'équation d'état du gaz parfait deux corrections. La première se rapporte au volume libre, c'est-à-dire, offert au mouvement des molécules : celui-ci s'obtient à partir du volume totale en déduisant un terme, le covolume, qui est liée au volume propre des molécules ; il est donc égale à (V-b). Le second tient compte du fait qu'au voisinage d'une paroi ou d'une interface, la résultante des forces de cohésion intermoléculaire n'est pas nulle, et que la pression mesurée est par conséquent plus faible que celle qu'exercerait un gaz parfait. Le terme de "pression interne" est exprimé par la relation $P_{\text{int}} = \frac{a}{V^2}$. Ainsi, l'équation d'état de Van Der Waals revêt une forme mathématique simple, obtenue par substitution dans celle du gaz parfait de la pression et du volume par les grandeurs correspondantes corrigées .^[13, 14, 15]

$$\left(p + \frac{a}{V^2}\right)(V - b) = RT \quad (\text{II-12})$$

Elle est la plus souvent présentée de manière à faire apparaître les termes dits de répulsion et d'attraction :

$$P = P_{\text{rep}} - P_{\text{att}} = \frac{RT}{V - b} - \frac{a}{V^2} \quad (\text{II-13})$$

Les constantes a et b dépendent du fluide considéré. Van Der Waals a remarqué que l'isotherme critique a une pente horizontale et a un point d'inflexion au point critique cette caractéristique se traduit mathématiquement par ^[16] :

$$\left(\frac{\partial P}{\partial V}\right)_{T=T_c} = 0 \quad (\text{II-14})$$

$$\left(\frac{\partial P}{\partial V^2} \right)_{T=T_c} = 0 \quad (\text{II-15})$$

À partir des équations (II-11) et (II-12) nous pouvons déterminer les constantes a et b :^[15]

$$a = \Omega_a \frac{(RT_c)^2}{P_c} = 0.42188 \frac{(RT_c)^2}{P_c} \quad (\text{II-16})$$

$$b = \Omega_b \frac{(RT_c)}{P_c} = 0.125 \frac{(RT_c)}{P_c} \quad (\text{II-17})$$

Pour l'équation de Van Der waals l'équation (II-8) s'écrit :^[13, 14, 15, 22]

$$Z^3 - (1 - B)Z^2 + AZ - AB = 0 \quad (\text{II-18})$$

Les coefficients A et B sont données respectivement par les équations (II-10) et (II-11).

L'équation d'état de Van Der Waals prédit le facteur de compressibilité critique $Z_c = 0.375$, cette valeur est relativement élevée par rapport à celle des fluides réels qui possèdent en général un Z_c inférieur 0.290. De nombreux chercheurs ont tentés de modifier la forme de l'équation de Van der waals afin d'améliorer sa précision. Parmi ces modifications on cite :
[13, 23, 24]

II-3-1-a/équation de Berthelot :

C'est une variante de l'équation de Van Der Waals, elle est donnée par la relation suivante :

$$\left(p + \frac{a}{TV^2} \right) (V - b) = RT \quad (\text{II-19})$$

$$a = \frac{27}{64} \frac{R^2 T_c^3}{P_c} \quad (\text{II-20})$$

$$b = \frac{V_c}{4} \quad (\text{II-21})$$

Avec :

P : La pression ;

V : Le volume ;

T : La température absolue ;

P_c : La pression critique ;

T_c : La température critique ;

R : La constante des gaz parfait.

II-3-1-b/ équation de vikalovitch et Novikov :

Elle est donnée par :

$$PV = RT \left(1 + \frac{B_1(T)}{V} + \frac{B_2(T)}{V} + \dots \right) \quad (\text{II-22})$$

B_1, B_2, \dots : Sont les coefficients de viriels.

II-3-1-c/équation de Clausius (proposé en 1880) :

C'est une autre équation d'état de fluide, variante de Van der waals.

$$\left(P + \frac{a}{T(v + \beta)^2} \right) (v - b) = RT \quad (\text{II-23})$$

Avec :

v : Le volume molaire ;

a, b, β : sont des constantes.

II-3-1-d/ équation de Beattie et Bridgman (proposé en 1928):

Elle est donnée par :

$$P = \left(RT \frac{(1 - \varepsilon)}{V^2} \right) (V + B) - \frac{A}{V} \quad (\text{II-24})$$

$$A = A_0 \left(1 + \frac{a}{V} \right) \quad (\text{II-25})$$

$$B = B_0 \left(1 - \frac{b}{V} \right) \quad (\text{II-26})$$

$$\varepsilon = \frac{c}{VT^3} \quad (\text{II-27})$$

A_0, B_0, a, b, c : Sont des constantes caractéristiques du gaz ;

R : La constante des gaz parfaits.

II-3-1-e/équation de Dieterici :

$$p = \left(\frac{RT}{V - b} \right) \exp \left(\frac{-a}{RTV} \right) \quad (\text{II-28})$$

II-3-1-f/ équation de wohi :

$$P = \frac{RT}{V-b} - \frac{a}{TV(V-b)} + \frac{c}{(TV)^2} \quad (\text{II-29})$$

Ces modifications n'ont pas connus un succès aussi grand que l'équation de Van Der waals. Cependant, elles ouvrent la voie à d'autre équations qui ont améliorées sensiblement la prédiction des données PVT d'un grand nombre de fluides.

II-3-2/ équation d'état de Redlich Kwong (1948) :

Parmi les plus anciennes des modifications apportées à l'équation de Van Der waals, citons celle qui connu le plus grand succès, l'équation de Redlich -Kwong : ^[13, 14, 15, 22]

$$P = \frac{RT}{V-b} - \frac{a}{\sqrt{TV}(V+b)} \quad (\text{II-30})$$

De la même manière que pour l'équation d'état de Van Der Waals .les constantes a et b sont déterminées par le critère que doit vérifier toutes les équations d'état au point critique (équations (II-16) et (II-17)).

$$a = \Omega_a \frac{(RT_c)^2}{P_c} = 0.42748 \frac{(RT_c)^2}{P_c} \quad (\text{II-31})$$

$$b = \Omega_b \frac{RT_c}{P_c} = 0.08664 \frac{RT_c}{P_c} \quad (\text{II-32})$$

La forme cubique de l'équation Redlich-Kwong est la suivante :

$$Z^3 - Z^2 + (A - B - B^2)Z - AB = 0 \quad (\text{II-33})$$

Les coefficients A et B sont données respectivement par les équations (II-10) et (II-11).

L'apparition de l'équation d'état de Redlich-Kwong constituera au début des années cinquante une révolution pour le calcul des propriétés thermodynamiques des gaz, car, cette équation prédit le comportement de la phase gazeuse avec faibles écarts. Cependant d'important écarts sont observés lors de la prédiction des propriétés thermodynamiques de la phase liquide. Ce qui ne lui permet pas de prédire les équilibres liquide-vapeur.

II-3-3/ équation d'état de Soave-Redlich-Kwong (1972) :

Le succès de l'équation originale de Redlich-Kwong a encouragé de nombreux chercheurs à améliorer sa précision et son extension à la prédiction des propriétés thermodynamiques de la phase liquide.

L'équation de Soave-Redlich-Kwong peut être considéré comme étant la plus performante des modifications de l'équation originelle Redlich-Kwong son expression est : ^[13, 14, 15, 16, 21]

$$P = \frac{RT}{V-b} - \frac{a(T)}{V(V-b)} \quad (\text{II-34})$$

Avec :

$$a = \Omega_{ac} \alpha(T_r) \frac{(RT_c)^2}{P_c} \quad (\text{II-35})$$

$$\Omega_{ac} = 0.42748 \quad (\text{II-36})$$

$$\alpha(T_r) = \left(1 + m(1 - \sqrt{T_r})\right)^2 \quad (\text{II-37})$$

$$m = 0.479794 + 1.57588\omega - 0.19207\omega^2 + 0.0246\omega^3 \quad (\text{II-38})$$

$$b = \Omega_b \frac{RT_c}{P_c} = 0.08664 \frac{RT_c}{P_c} \quad (\text{II-39})$$

La forme cubique de l'équation de SRK est :

$$Z^3 - Z^2 + (A - B - B^2)Z - AB = 0 \quad (\text{II-40})$$

La différence par rapport, à l'équation RK est l'introduction d'un terme correctif $\alpha(T_r)$, qui tient de l'influence de la température sur le coefficient a . L'influence de la nature du fluide est aussi prise en compte par l'intermédiaire de m , qui est une fonction du facteur acentrique ω . L'introduction du terme correctif $\alpha(T_r)$ a donné un grand essor à l'utilisation des équations d'état dans l'industrie des hydrocarbures.

Soave propose une nouvelle expression par la dépendance en température et en facteur acentrique du terme attractif a :

$$\alpha(T_r) = 1 + m(1 - T_r) + n(1 - \sqrt{T_r})^2 \quad (\text{II-41})$$

Avec :

$$m = 0.484 + 1.151\omega - 0.044\omega^2 \quad (\text{II-42})$$

$$n = 2.756m - 0.700 \quad (\text{II-43})$$

Soave constate que l'équation (II-42) donne une meilleure prédiction de la tension de vapeur que l'équation (II-38), surtout à basse température où cette dernière diverge généralement.

II-3-4/ Equation de Peng-Robinson (1976) :

L'équation d'état SRK présente certaines lacunes, la plus importante est l'incapacité de générer des valeurs satisfaisantes pour la densité liquide.

La déviation dans ce cas précis varie de 7% pour les températures réduites inférieures à 0.65, à 27% au voisinage du point critique.

L'équation d'état de Peng-Robinson (PR) a été proposée afin de palier aux insuffisance de l'équation de SRK lors de la prédiction de la densité liquide.

L'équation de (PR) s'écrit : [13, 14, 15, 16, 25, 26]

$$P = \frac{RT}{V-b} - \frac{a}{V(V+b)+b(V-b)} \quad (\text{II-44})$$

Avec :

$$a = \Omega_{ac} \alpha(T_r) \frac{(RT_c)^2}{P_c} \quad (\text{II-45})$$

$$\Omega_{ac} = 0.457235 \quad (\text{II-46})$$

$$\alpha(T_r) = \left(1 + m(1 - \sqrt{T_r})\right)^2 \quad (\text{II-47})$$

$$m = 0.37646 + 1.54226\omega - 0.26992\omega^2 \quad (\text{II-48})$$

$$b = 0.077796 \frac{RT_c}{P_c} \quad (\text{II-49})$$

La forme cubique de l'équation PR est la suivante :

$$Z^3 - (1-B)Z^2 + (A-2AB-3B^2)Z - (AB-B^2-B^3) = 0 \quad (\text{II-50})$$

La modification de Peng-Robinson a amélioré sensiblement la prédiction de la densité liquide dont les écarts varient entre 5% pour des températures réduites inférieures à 0.65 à 15% au voisinage du point critique.

L'équation de PR a eu un succès aussi retentissant que l'équation SRK, aussi bien dans des applications scientifiques qu'industrielles.

II-3-5/Equation d'état de Adachi-Lu-sugie (1983) :

L'équation d'état de Adachi-Lu- Sugie (ALS) est de la forme : [13]

$$P = \frac{RT}{V-b_1} - \frac{a}{(V-b_2)(V-b_3)} \quad (\text{II-51})$$

Avec :

$$a = \Omega_{ac} \alpha(T_r) \frac{(RT_c)^2}{P_c} \quad (\text{II-52})$$

$$b_1 = \Omega_{b1} \frac{RT_c}{P_c} \quad (\text{II-53})$$

$$b_2 = \Omega_{b2} \frac{RT_c}{P_c} \quad (\text{II-54})$$

$$b_3 = \Omega_{b3} \frac{RT_c}{P_c} \quad (\text{II-55})$$

$$\Omega_{ac} = 0.44869 + 0.04024\omega + 0.01111\omega^2 - 0.00576\omega^3 \quad (\text{II-56})$$

$$\Omega_{b1} = 0.08974 - 0.03452\omega + 0.00330\omega^2 \quad (\text{II-57})$$

$$\Omega_{b2} = 0.03686 + 0.00405\omega - 0.01073\omega^2 + 0.00157\omega^3 \quad (\text{II-58})$$

$$\Omega_{b3} = 0.15400 + 0.14122\omega - 0.00272\omega^2 - 0.00484\omega^3 \quad (\text{II-59})$$

$$\alpha(T_r) = \left(1 + m(1 - \sqrt{T_r})\right)^2 \quad (\text{II-60})$$

$$m = 0.4070 + 1.3787\omega - 0.2933\omega^2 \quad (\text{II-61})$$

Adachi et Coll ont comparé l'équation (ALS) à dix autres équations d'état cubiques, il en ressort que l'équation (ALS) donne la meilleure prédiction de la densité en phase gazeuse, mais aussi que sa performance globale est supérieure aux autres équations d'état lors du calcul de la pression de vapeur saturante, enthalpie d'excès, coefficient de fugacité, densité liquide et second coefficient du Viriel.

II-3-6/ Equation d'état de Peng-Robinson-Stryjek-Vera (1986) :

Stryjek et Vera ont proposé une modification de l'équation PR. Cette modification porte sur le facteur m qui n'est pas seulement fonction du facteur acentrique. Mais dépend de la température réduite et d'une constante m_1 qui est spécifique à chaque fluide. L'équation de Peng -Robinson-Stryjek-Vera (PRSV) est de la forme ^[13]

$$P = \frac{RT}{V-b} - \frac{a}{V(V+b)+b(V-b)} \quad (\text{II-62})$$

Avec :

$$a = \Omega_{ac} \alpha(T_r) \frac{(RT_c)^2}{P_c} \quad (\text{II-63})$$

$$\Omega_{ac} = 0.457235 \quad (\text{II-64})$$

$$\alpha(T_r) = \left(1 + m(1 - \sqrt{T_r})\right)^2 \quad (\text{II-65})$$

$$b = \Omega_b \frac{RT_c}{P_c} = 0.077796 \frac{RT_c}{P_c} \quad (\text{II-66})$$

$$m = 0.378893 + 1.489753\omega - 0.17131848\omega^2 + 0.0196554\omega^3 + m_1(1 + \sqrt{T_r})(0.7 - T_r) \quad (\text{II-67})$$

L'équation (PRSV) reproduit avec une précision inférieure à 1% les pressions de vapeur saturante (inférieure à 1.5Mpa) des corps purs.

II-3-7/ Equation d'état de Jan-Tsai (1991)

Jan et Tsai ont établi une équation à quatre paramètres. Cette équation exprime les coefficients u et w en fonction des propriétés des fluides.

L'équation de Jan-Tsai (JT) s'exprime par : ^[13]

$$P = \frac{RT}{V-b} - \frac{a}{V^2 + ubV + wb^2} \quad (\text{II-68})$$

Où a est fonction de la température, et u, w et b sont indépendants de la température.

$$a = \Omega_{ac} \alpha(T_r) \frac{(RT_c)^2}{P_c} \quad (\text{II-69})$$

$$b = \Omega_b \frac{RT_c}{P_c} \quad (\text{II-70})$$

$$\Omega_b = \frac{1-3\xi}{u-1} \quad (\text{II-71})$$

$$w = -u(\Omega_b + 1) - \xi^2 \frac{\left(3 - \frac{\xi}{\Omega_b}\right)}{\Omega_b} \quad (\text{II-72})$$

$$\Omega_{ac} = 3\xi^2 + (u-w)\Omega_b^2 + u\Omega_b \quad (\text{II-73})$$

$$u = \left(\frac{2.277}{Z_c}\right) - 5.975 \quad (\text{II-74})$$

$$\xi = 0.0889 + 0.750Z_c \quad (\text{II-75})$$

Dans le cas des substances non polaires, le facteur $\alpha(T_r)$ est donné par :

$$\alpha(T_r) = (1 + m_1 \ln T_r)^2 \quad (\text{II-76})$$

$$m_1 = -0.3936 - 0.6353\omega + 0.1132\omega^2 + 0.07673Z_c^{-1} \quad (\text{II-77})$$

Pour des substances polaires possédant des liaisons à pont d'hydrogène. Le facteur $\alpha(T_r)$ est donné par :

$$\alpha(T_r) = \left(1 + m_1 \ln T_r + m_2 (\ln T_r)^2 + m_3 (\ln T_r)^3\right)^2 \quad (\text{II-78})$$

$$m_2 = -0.9045 + 11.82Z_c - 32.63Z_c^2 - 0.02165\omega^{-1} \quad (\text{II-79})$$

$$m_3 = -6.620 + 66.11Z_c - 159Z_c^2 - 0.03218\omega^{-1} \quad (\text{II-80})$$

Les paramètres des équations d'état, pour les substances polaires ne sont pas corrélés de manière précise, par le facteur acentrique. Pour cela les paramètres de l'équation (JT) ont été corrélés en fonction du facteur acentrique, et du facteur de compressibilité critique. Les comparaisons entre les résultats calculés, les données expérimentales et les résultats obtenus avec les autres équations d'état, montrent que la performance globale de l'équation (JT) est excellente.

II-3-8/ équation d'état Soave-Redlich-Kwong et Peng-Robinson généralisées (1995) :

Le principe de cette équation est d'exprimer la fonction α des équations d'état (SRK) et (PR) en fonction de la température réduite et du facteur acentrique : ^[13]

$$\alpha = \alpha^{(0)} + \omega(\alpha^{(1)} - \alpha^{(0)}) \quad (\text{II-81})$$

La variation de la fonction α en fonction de la température réduite est donnée par les équations suivantes :

$$\alpha = T_r^L \exp M(1 - T_r^N) \quad (\text{II-82})$$

Dans le cas de l'équation de Peng-Robinson, nous avons :

$$\alpha^{(0)} = T_r^{-0.171813} \exp(0.125283(1 - T_r^{1.77634})) \quad (\text{II-83})$$

$$\alpha^{(1)} = T_r^{-0.607352} \exp(0.5111614(1 - T_r^{2.20517})) \quad (\text{II-84})$$

Pour l'équation de Soave-Redlich-Kwong, nous avons :

$$\alpha^{(0)} = T_r^{-0.201158} \exp(0.141599 \exp(1 - T_r^{2.29528})) \quad (\text{II-85})$$

$$\alpha^{(1)} = T_r^{-0.661450} \exp(0.500315 \exp(1 - T_r^{2.63165})) \quad (\text{II-86})$$

La fonction α est linéaire en fonction de ω , ce qui présente l'avantage de pouvoir extrapoler pour les hydrocarbures lourds, les fractions pétroliers ou les condensats. La nouvelle forme de la fonction α , permet de reproduire de manière plus précise la tension de vapeur et présente l'avantage de reposer sur la loi des états correspondants.

II-4/ Règles de mélange appliquées aux équations d'état cubiques :

II-4-1/ règle de mélange conventionnelle :

Pour le calcul des propriétés des mélanges, la règle de mélange la plus répandue est sans aucun doute la règle de mélange conventionnelle, qui permet de calculer les paramètres 'a' et 'b' du mélange. Le terme b représente le volume de la molécule, il est constitué des contributions des différents corps purs composant le mélange, les interactions entre les différentes molécules n'influent pas sur 'b', ce terme s'exprime par : ^[13, 14, 15]

$$b_m = \sum_{i=1}^n x_i b_i \quad (\text{II-87})$$

Le terme 'a' représente un terme d'énergie dû à l'interaction des différentes molécules constituant le mélange, il est calculé par l'équation suivant :

$$a_m = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n x_i x_j (a_i a_j)^{0.5} (1 - k_{ij}) \quad (\text{II-88})$$

k_{ij} : Coefficient d'interaction binaire, il est obtenu par régression des données expérimentales relatives au binaire i-j. On suppose que le système n'interagisse que par paires.

Cette règle de mélange a eu un succès du fait de sa simplicité. Cependant, elle est valable que pour des systèmes où les interactions sont nulles ou les systèmes à faibles interactions (mélange de substances légèrement polaires).

Les coefficients k_{ij} doivent être déterminés expérimentalement ou estimés : ^[24, 27]

$$k_{ij} = 1 - \frac{8(\sqrt{V_{ci} \cdot V_{cj}})}{(\sqrt[3]{V_{ci}} + \sqrt[3]{V_{cj}})^3} \quad (\text{II-89})$$

Les coefficients d'interaction k_{ij} , pour les fluides de travail sont rassemblés dans des tableaux dans l'annexe C.

II-4-2/ Règle de mélange de Panagiotopoulos-Reid (1986) :

Elle est basée sur le modèle de la composition locale. Ce modèle est basé sur le fait que la composition n'est pas uniforme au sein du mélange A-B, si les molécules A sont plus attirées par d'autres molécules A, que par des molécules B, il s'en suivra que la composition locale en A au voisinage d'une autre molécule A sera supérieure à la composition globale en A au sein du fluide.

Panagiotopoulos et Reid proposent d'exprimer ce modèle par :

$$a_m = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n x_i x_j \left[(a_i a_j)^{0.5} \left(1 - k_{ij} + \frac{b_m}{VRT} (x_i \lambda_{ij} + x_j \lambda_{ji}) \right) \right] \quad (\text{II-90})$$

Avec :

$$\lambda_{ij} = -\lambda_{ji} \quad (\text{II-91})$$

La règle de mélange de Panagiotopoulos-Reid est en accord avec la condition sur le second coefficient du Viriel du mélange qui doit être sous forme quadratique pour de faibles densités.

II-4-3/ Règle de mélange de Huron-Vidal (1979) :

Huron et Vidal ont présentés une règle de mélange applicable aux équations d'état cubiques. Cette règle porte sur le paramètre 'a' qui est un terme d'énergie constitué de la contribution à l'énergie libre d'excès de la solution régulière $u^{E(HS)}$ et d'un terme résiduel $u^{E(R)}$.

$$u^E = u^{E(HS)} + u^{E(R)} \quad (\text{II-92})$$

L'énergie libre d'excès est une fonction de la pression, du volume, de la température et de la composition par l'intermédiaire d'une équation d'état.

Pour une solution régulière, l'enthalpie et l'entropie d'excès sont nulles. Dans ce cas, la règle de mélange sera :

$$a_m = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n x_i x_j (a_i a_j)^{0.5} \quad (\text{II-93})$$

Huron et Vidal ont déterminé la règle de mélange du paramètre d'énergie 'a' dans les conditions de pression infinie :

$$a_m = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n \left(x_i x_j (a_i a_j)^{0.5} - c b_m \frac{u_{ij\infty}^{E(R)}}{x_i x_j} \right) \quad (\text{II-94})$$

Où « c » est la constante qui caractérise chaque équation d'état :

$$c_{SRK} = \frac{2}{\ln 2} \quad (\text{II-95})$$

$$c_{PR} = \frac{2\sqrt{2}}{\ln \left(\frac{2+\sqrt{2}}{2-\sqrt{2}} \right)} \quad (\text{II-96})$$

$u^{E(R)}$ Peut être calculée par l'équation de Renon-Prausnitz (NRTL), pour donner:

$$\frac{u_{ij\infty}^{E(R)}}{x_i x_j} = \frac{\Delta u_{ij} U_{ij}}{x_i U_{ij} + x_j} + \frac{\Delta u_{ji} U_{ji}}{x_i + x_j U_{ji}} \quad (\text{II-97})$$

Avec :

$$U_{ij} = \exp\left(-\frac{0.3\Delta u_{ij}}{RT}\right) \quad (\text{II-98})$$

II-5/Conclusion :

Les équations d'états fournissent une expression analytique qui permettent d'évaluer les différentes grandeurs thermodynamiques (propriété résiduelles), souvent il est possible d'estimer leur paramètre en fonction de quelques grandeurs de base (comme T_c , p_c et ω)

Chapitre III

Calcul des propriétés des fluides frigorigènes à l'aide de l'équation RKS

III-1/ Introduction :

La représentation des propriétés d'un fluide à plusieurs constituants par une équation d'état nécessite :

- La donnée de la composition molaire du fluide ;
- Le choix d'une équation d'état et de règle de mélange appropriée.

Les équations d'état comportant un ou plusieurs paramètres devant être estimés ou ajustés à des données expérimentales relatives aux différents corps purs constituant les fluides.

Plusieurs types de données peuvent être utilisés :

- Tension de vapeur ;
- Grandeurs critiques ;
- Données volumétriques.

III-1/ méthode d'estimation de la tension de vapeur :

La tension de vapeur, à une température donnée, mesure la tendance des molécules à s'échapper d'une phase liquide pour engendrer une phase d'équilibre thermodynamique. La tension de vapeur est exprimée en différentes unités ; mmHg, atm, pascal...etc. ^[26]

III-1-a/ Relation de Clapeyron :

L'application de la condition d'équilibre permet d'établir la relation de Clapeyron :

Le transfert de dn moles de la phase liquide à la phase vapeur s'accompagne d'une variation de l'enthalpie libre égale à $+g^{Vs}dn$ pour la phase vapeur et $-g^{Ls}dn$ pour la phase liquide. La variation totale, qui doit être nulle en vertu de la condition d'équilibre s'écrit donc : ^[15]

$$dG_{T,p} = (g^{Vs} - g^{Ls})dn = 0 \quad \text{(III-1)}$$

Soit:

$$g^{Vs} = g^{Ls} \quad \text{(III-2)}$$

À partir de cette condition et les deux relations citées ci-après, et en parcourant la courbe de saturation, on peut aboutir à l'équation de Clapeyron ^[14, 16,26] :

$$G = H - TS \quad \text{(III-3)}$$

$$dG = Vdp - SdT \quad \text{(III-4)}$$

$$\frac{dp^s}{dT} = \frac{h^{Vs} - h^{Ls}}{T(V^{Vs} - V^{Ls})} = \frac{\Delta h^s}{T(V^{Vs} - V^{Ls})} \quad \text{(III-5)}$$

Équation différentielle dont l'intégration requiert, en principe la connaissance de certaines grandeurs (chaleur de vaporisation Δh^s , volume molaire, etc.). Ces grandeurs sont plus difficiles à acquérir que la tension de vapeur (p^s).

Son application se fait, donc, à l'aide d'hypothèses restrictives, et aboutit à des corrélations empiriques qui permettent d'estimer la valeur de p^s , comme par exemple : l'équation d'Antoine, l'équation de Frost-Kalkwarf, l'équation de Cox, l'équation de Wagner, etc.

Dans ce qui suit, nous donnerons les relations de quelques-unes de ces corrélations.

III-1-b/ équation d'Antoine :

Son domaine d'application s'applique à des pressions de vapeur saturées, dans le domaine de 10 à 1500mHg. L'équation est de la forme : ^[13, 14, 15,26]

$$\log P_s = A - \frac{B}{C+t} \quad \text{(III-6)}$$

Les constantes A, B et C sont déterminées d'une manière empirique et sont données dans l'annexe C. En prenant p en mmHg et t en °C.

III-1-c/ équation de Reidel :

Cette équation donne la tension de vapeur réduite en fonction de la température réduite. Elle est de la forme :^[13, 14, 26]

$$\ln p_{sr} = A - \frac{B}{T_r} + C \ln(T_r) + D \cdot T_r^6 \quad (\text{III-7})$$

Avec :

$$A = 35 \cdot Q \quad (\text{III-8})$$

$$B = -36 \cdot Q \quad (\text{III-9})$$

$$C = 42 \cdot Q + \alpha_c \quad (\text{III-10})$$

$$D = -Q \quad (\text{III-11})$$

Où α_c paramètre de Reidel définit comme suit :

$$\alpha_c = \frac{0.315 \cdot \phi_b + \ln p_c}{0.0838 \cdot \phi_b - \ln p_{br}} \quad (\text{III-12})$$

$$\phi_b = -35 + \frac{36}{T_{br}} + 42 \cdot \ln T_{br} - T_{br}^6 \quad (\text{III-13})$$

$$Q = 0.0838 \cdot (3.758 - \alpha_c) \quad (\text{III-14})$$

$$\text{La température d'ébullition réduite est donnée par : } T_{br} = \frac{T_{eb}}{T_c} \quad (\text{III-15})$$

Les températures en Kelvin et les pressions en atm.

III-1-d/ équation de Frost-Kalkwarf :^[13, 14, 26]

$$\ln p_s = A + \frac{B}{T} + C \ln T + \frac{D}{T^2} P_s \quad (\text{III-16})$$

Cette équation est valable pour estimer la tension de vapeur P_s , du point d'ébullition au point critique, la constante D est donnée par :

$$D = \frac{a}{R^2} = \frac{27}{64} \cdot \frac{T_c^2}{p_c} \quad (\text{III-17})$$

Avec :

a : Covolume de Van der Waals;

R : Constante des gaz parfaits.

La résolution se fait par calcul itératif.

III-1-e/ équation de Frost-Kalkwarf-thodos :

Plusieurs travaux ont été publiés pour la détermination des constantes de l'équation précédente (équation de Frost-Kalkwarf) Frost-kalkwarf et Thodos ont établie une légère modification sur cette équation et ont permis la détermination des constantes. Ils calculent la pression de vapeur réduite p_{sr} par : ^[26]

$$\ln p_{rs} = B \left(1 - \frac{1}{T_r} \right) + C \ln T_r + \frac{27}{64} \left(\frac{p_{sr}}{T_r^2} - 1 \right) \quad (\text{III-18})$$

Avec :

$$B = \frac{\ln p_c + 2.67 \ln T_{br} + \frac{27}{64} \left(\frac{1}{p_c (T_{br}^2)} - 1 \right)}{1 - \frac{1}{T_{br} - 0.7816 \ln T_{br}}} \quad (\text{III-19})$$

$$C = 0.7816 \cdot B + 2.67 \quad (\text{III-20})$$

III-1-f/équation de cox : ^[15]

$$\ln \frac{p_s}{p^0} = \left(1 - \frac{T_b}{T} \right) \exp(A_0 + A_1 T + A_2 T^2) \quad (\text{III-21})$$

III-1-g/ équation de Wagner : ^[15]

$$\ln \frac{p_s}{p_c} = \frac{T_c}{T} (A\tau + B\tau^{1.5} + C\tau^3 + D\tau^6) \quad (\text{III-22})$$

Avec :

$$\tau = 1 - \frac{T}{T_c} \quad (\text{III-23})$$

III-1-h/ Relation de la tension de vapeur appliquée au R407C : ^[28]

$$\ln P_s = A + \frac{B}{T} + C \cdot \ln T + D \cdot T^2 \quad (\text{III-24})$$

Les constantes, de cette relation sont données ; pour le cas de la pression de bulle et de rosée ; dans l'annexe C. ^[28]

III-1-i/Relation de la tension de vapeur appliquée au R410A ^[29]

$$\ln \frac{P_s}{P_c} = \frac{1}{T_r} (A + B \cdot X + C \cdot X^2 + D \cdot X^3 + E \cdot X^4 + F \cdot X^5) \quad (\text{III-25})$$

Avec : $X = (1 - T_r) - X_0$, $T_r = \frac{T}{T_C}$

Les constantes A, B, C, D, E, X₀ et F sont données ; pour le cas de la pression de bulle et la pression de rosée ; dans l'annexe C. [29]

III-2/ calcul des propriétés thermodynamiques :

Le procédure générale pour le calcul des propriétés thermodynamiques des gaz, ou des vapeurs est d'appliquer ce qu'on appelle « résiduels fonctions » fonctions résiduelles.

La différence entre la propriété thermodynamique du fluide réel (M) et la propriété du gaz parfait (M^{id}) qui peuvent être considéré soit, dans les mêmes conditions, de température et de pression, soit, dans les mêmes conditions de température et volume est appelée :

Propriété résiduelle, elles sont définies par l'équation générique : [13,15, 27]

$$M_{rés}(T, p) = M(T, p) - M^{id}(T, p) \tag{III-26}$$

$$M_{rés}(T, V) = M(T, V) - M^{id}(T, V) \tag{III-27}$$

pour évaluer la propriété résiduelle, on fait généralement appel aux relations existantes entre les variations des fonctions thermodynamiques des fluides réels ou du gaz parfait en fonction de la pression ou de la température et du volume (voir tableau ci-dessous) : [13,15,16]

$$dU = C_v dT + \left[T \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v - p \right] dV \tag{III-28}$$

$$dH = C_p + \left[V - \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_p dp \right] \tag{III-29}$$

$$dS = C_v \frac{dT}{T} + \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v dV \tag{III-30}$$

$$dS = C_p \frac{dT}{T} - \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_p dp \tag{III-31}$$

Tableau (III-1) : variation des grandeurs d'état en fonction de la température et de la pression ou du volume.

Les expressions donnant les variations des fonction d'état rapportées à une mole de gaz parfait sont données dans le tableau qui suit : ^[15]

$$du^{id} = c_v^{id} dT \quad \text{(III-32)}$$

$$dh^{id} = c_p^{id} dT \quad \text{(III-33)}$$

$$ds^{id} = c_v^{id} \frac{dT}{T} + R \frac{dv}{v} = c_p^{id} \frac{dT}{T} - R \frac{dp}{p} \quad \text{(III-34)}$$

Tableau (III-2) : variation des grandeurs d'état du gaz parfait en fonction de la température et de la pression ou du volume.

D'une manière générale, pour une propriété thermodynamique M quelconque, (énergie interne, enthalpie, entropie,...), la valeur résiduelle à partir de données (p, T, V) est donnée par les relations : ^[14,27]

$$M_{rés}(T, p) = \int_0^p \left[\left(\frac{\partial M}{\partial p} \right)_T - \left(\frac{\partial M^{id}}{\partial p} \right)_T \right] dp \quad \text{(III-35)}$$

$$M_{rés}(T, v) = \int_\infty^v \left[\left(\frac{\partial M}{\partial v} \right)_T - \left(\frac{\partial M^{id}}{\partial v} \right)_T \right] dv \quad \text{(III-36)}$$

Les fonctions résiduelles à température et pression ou volume pour les principales propriétés thermodynamiques sont rassemblées dans le tableau ci-dessous : ^[15, 27]

$$u_{rés}(T, v) = \int_\infty^v \left[T \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v - p \right] dv \quad \text{(III-37)}$$

$$h_{rés}(T, p) = \int_0^p \left[v - T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \right] dp \quad \text{(III-38)}$$

$$h_{rés}(T, p) = \int_\infty^v \left[T \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v - p \right] dv + pv - RT \quad \text{(III-39)}$$

$$s_{rés}(T, p) = \int_0^p \left[\left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p - \frac{R}{p} \right] dp \quad \text{(III-40)}$$

$$s_{rés}(T, v) = \int_{\infty}^v \left[\left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v - \frac{R}{v} \right] dv \quad (\text{III-41})$$

Tableau (III-3) : expressions des grandeurs résiduelles.

Les propriétés résiduelles peuvent être exprimées en utilisant le facteur de compressibilité Z comme variable indépendante.

Les différentes relations, des propriétés résiduelles en fonction du facteur de compressibilité Z , intégrées par rapport à la pression ou par rapport à la densité ρ sont rassemblées dans le tableau suivant : ^[18]

$$\frac{g_{rés}}{RT} = \int_0^p \frac{Z-1}{p} dp \quad (\text{III-42})$$

$$\frac{g_{rés}}{RT} = \int_0^p (Z-1) \frac{d\rho}{\rho} + Z-1 - \ln Z \quad (\text{III-43})$$

$$\frac{h_{rés}}{RT} = -T \int_0^p \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_p \frac{1}{p} dp \quad (\text{III-44})$$

$$\frac{h_{rés}}{RT} = Z-1 - T \int_0^p \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_p \frac{\partial \rho}{\rho} \quad (\text{III-45})$$

$$\frac{s_{rés}}{R} = -T \int_0^p \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_p \frac{dp}{p} - \int_0^p \left(\frac{Z-1}{p} \right) dp \quad (\text{III-46})$$

$$\frac{s_{rés}}{R} = \ln Z - T \int_0^p \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_p \frac{\partial \rho}{\rho} - \int_0^p (Z-1) \frac{\partial \rho}{\rho} \quad (\text{III-47})$$

Tableau (III-4) : expression des grandeurs résiduelles exprimées en fonction de facteur de compressibilité.

III-3/ Calcul des propriétés d'état à partir des propriétés résiduelles :

III-3-a/Pour les corps purs :

Pour évaluer une propriété thermodynamique telle que l'enthalpie ou l'entropie, on peut procéder selon les étapes suivantes : ^[15]

- Choisir une origine, pour laquelle des valeurs (arbitraires) seront attribuées à l'enthalpie, et à l'entropie standard (gaz parfait $P^0 = 0.1 \text{ Mpa} = 1 \text{ atm}$) soit : T_0, p^0 , $h^0(T_0, p^0)$ et $s^0(T_0, p^0)$ de façon à obtenir une enthalpie et une entropie du liquide saturé à 0°C égale respectivement à 200 kJ/kg et, 1 kJ/kg.K , ce choix est indispensable pour faciliter les comparaisons des résultats obtenus, par le calcul avec ceux disponibles dans la littérature, ou donnée par les programme de calcul thermodynamique existant (comme CoolPack ou Solkane) ;
- Ajouter enfin la propriété résiduelle.

$$h^{id}(T, p) = h^0(T, p^0) = h^0(T_0, p^0) + \int_{T_0}^T C_p^0 dT \quad (\text{III-48})$$

$$s^{id}(T, p) = s^0(T_0, p^0) - \int_{T_0}^T \frac{C_p^0}{T} dT - R \ln \frac{p}{p^0} \quad (\text{III-49})$$

Ecrivant ainsi pour l'enthalpie et l'entropie :

$$h = h^{id}(T, p) + (h - h^{id})_{T,p} = h^0(T, p^0) + \int_{T_0}^T C_p^0 dT + (h - h^{id})_{T,p} \quad (\text{III-50})$$

$$s = s^{id} + (s - s^{id}) = s^0(T_0, p^0) + \int_{T_0}^T \frac{C_p^0}{T} dT - R \ln \frac{p}{p^0} + (s - s^{id})_{T,p} \quad (\text{III-51})$$

-La capacité thermique spécifique à pression constante C_p^0 est donnée sous forme polynomiale en fonction de la température : ^[15, 16]

$$C_p^0 = a_0 + a_1 T + a_2 T^2 + \dots + a_n T^n \quad (\text{n allant de 3 à 6}) \quad (\text{III-52})$$

-La capacité thermique spécifique à volume constant C_v^0 est donnée sous la forme suivante : ^[15, 16]

$$C_v^0 = a_0 + a_1 T + a_2 T^2 + a_3 T^3 + \frac{a_4}{T^2} \quad (\text{III-53})$$

III-3-a-1/Calcul des propriétés du liquide sous pression :

Pour les propriétés du liquide sous pression, on ajoute aux propriétés du liquide saturé, les variations des mêmes propriétés par rapport à la pression. ^[15, 27]

$$h^l = h^{l,\sigma} + \int_{p^\sigma}^p \left[v - T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \right] dp \quad (\text{III-54})$$

$$s^l = s^{l,\sigma} + \int_{p^\sigma}^p \left[- \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \right] dp \quad (\text{III-55})$$

Pour calculer ces intégrales, nous utilisons la méthode de Aalto Keskinen ^[30] qui donne l'expression du volume sous pression en fonction de la pression et la température.

$$v^l = v^{l,\sigma} \frac{A + C^{(D-T)B} (p_r - p_r^\sigma)^E}{A + C (p_r - p_r^\sigma)^E} \quad (\text{III-56})$$

Avec :

$$A = a_0 + a_1 T_r + a_2 T_r^3 + a_3 T_r^6 + \frac{a_4}{T_r} \quad (\text{III-57})$$

$$B = b_0 + \frac{b_1}{b_2 + \omega} \quad (\text{III-58})$$

$$C = c_1 (1 - T_r)^{c_2} + [1 - (1 - T_r)^{c_2}] \text{EXP}[c_3 + c_4 (p_r - p_r^\sigma)] \quad (\text{III-59})$$

$$p_r = \frac{p}{p_c} \quad (\text{III-60})$$

$$p_r^\sigma = \frac{p^\sigma}{p_c} \quad (\text{III-61})$$

Avec :

$$a_0 = 482,85416; a_1 = -1154,2977; a_2 = 790,09727; a_3 = -212,14413; a_4 = 93,4904$$

$$b_0 = 0,0264002; b_1 = 0,42711522; b_2 = 0,5$$

$$c_1 = 9,2892236; c_2 = 2,5103968; c_3 = 0,5939722; c_4 = 0,0010895002; D = 1,00001; E = 0,80329503$$

III-3-b/Pour les mélanges :

L'analyse thermodynamique d'un mélange réel, peut s'effectuer de deux façons distinctes en ce qui concerne, les expressions des propriétés thermodynamiques, extensives à un état (c'est-à-dire à une pression et température données).

Première approche consiste à considérer le mélange comme, s'il s'agissait d'une substance, pur ayant son propre ensemble de variable.

Dans la seconde approche, on considère les variables des mélanges, comme la somme des contributions des constituants aux conditions, où ceux-ci existent dans le mélange, autrement dit en utilisant, la notion des variables partielles du modèle de mélange réel, cependant, ne correspondent qu'à l'une ou l'autre approches.

Dans ce travail, nous avons opté pour la première qui ressemble dans son ensemble à celle utilisé pour des fluides purs.

III-2-b-1/calculs des propriétés critiques des mélanges des corps purs :

Par analogie avec les corps purs, le point critique vrai des mélanges est un point unique situé à la jonction de la courbe de bulle et de la courbe de rosée du mélange.

Ce point correspondant aussi à l'impossibilité d'un changement de phase, et en ce point particulier la phase vapeur et la phase liquide ont même densité et même composition, rendant la séparation du mélange impossible. Pour les corps purs, il a été montré que certaines propriétés pouvaient être corrélées à la pression et à la température réduites.

En utilisant le point critique vrai des mélanges, ces corrélations ne sont plus valables. Nous avons alors été amenés à établir une équivalence entre le mélange et un hydrocarbure fictif ayant une courbe de tension de vapeur comprise entre les courbes de bulle et de rosée du mélange .cette courbe de tension de vapeur, de l'hydrocarbure fictif est limité en un point critique C', situé à l'intersection de la courbe de tension de vapeur, et du lieu des points critiques des hydrocarbures paraffinés. Ce nouveau point critique est appelé point pseudo-critique du mélange et à pour coordonnées T_{pc} et P_{pc} (figure III-1)

Ces deux paramètres sont utilisés, pour calculer les coordonnées pseudo réduites utilisées dans les corrélations des mélanges.

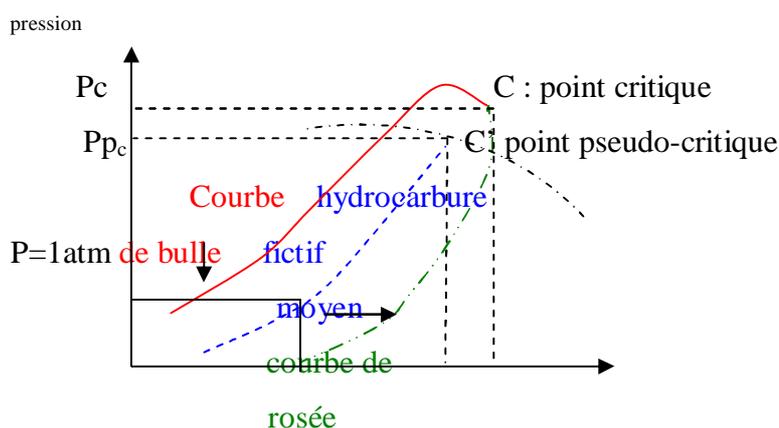


Figure (III-1) : domaine d'équilibre liquide-vapeur des mélanges

III-2-b-2/ calcul des propriétés pseudo-critiques des mélanges :

- **règle de KAY (1936) :**

Les propriétés pseudo critiques des mélanges sont obtenues généralement à partir de la règle de KAY

$$T_{p_c} = \sum y_i \cdot T_{c_i} \quad (\text{III-62})$$

$$P_{p_c} = \sum y_i \cdot P_{c_i} \quad (\text{III-63})$$

$$Z_{c_m} = \sum y_i \cdot Z_{c_i} \quad (\text{III-64})$$

$$\omega_m = \sum y_i \cdot \omega_i \quad (\text{III-65})$$

Avec :

T_c et P_{p_c} : température et pression pseudo-critiques du mélange ;

Z_{c_m} et ω_m : facteur de compressibilité critique et facteur acentrique du mélange ;

T_{c_i} et P_{c_i} : température et pression critique de l'hydrocarbure i ;

Z_{c_i} et ω_i : facteur de compressibilité critique et facteur acentrique de l'hydrocarbure i ;

y_i : fraction molaire de l'hydrocarbure i dans le mélange m .

III-4/ Calcul des propriétés résiduelles à partir d'une équation d'état cubique :

[18]

La forme générale d'une équation d'état cubique est donnée dans le chapitre II (§ (II-2)) est la suivante :

$$P = \frac{RT}{V-b} - \frac{\alpha(T)}{(V+b\varepsilon)(V+b\sigma)} \quad (\text{III-66})$$

Ce qui inclut les équations de Van der Waals, Redlich-Kwong, Soave-Redlich-Kwong et Peng-Robinson pour des formes particuliers de $\alpha(T)$ et les valeurs de a , b , ε et σ pour chaque équation d'état.

Avec :

$\alpha(T)$: Terme correctif ;

a et b : Sont respectivement le paramètre de l'énergie et le covolume ;

σ et ε : Sont des constantes de l'équation d'état cubique donnée ci-dessus.

Les valeurs de ces paramètres sont données dans l'annexe B pour chaque équation d'état .

Nous pouvons réécrire cette forme en terme de la densité ρ au du volume :

$$p = \frac{RT}{\frac{1}{\rho} - b} - \frac{\alpha(T)}{\left(\frac{1}{\rho} + \varepsilon b\right)\left(\frac{1}{\rho} + \sigma b\right)} = \frac{\rho RT}{1 - b\rho} - \frac{\rho^2 \alpha(T)}{(1 + \varepsilon b\rho)(1 + \sigma b\rho)} \quad (\text{III-67})$$

et on peut écrire la forme précédente de l'équation en terme de Z au lieu de p par division par $RT\rho$:

$$Z = \frac{p}{RT\rho} = \frac{1}{1 - b\rho} - \frac{\rho\alpha(T)}{RT(1 + \varepsilon b\rho)(1 + \sigma b\rho)}. \quad (\text{III-68})$$

En appliquant les formules (III-36), (III-38) et (III-40) on trouve :

$$\frac{g_{rés}}{RT} = \int_0^p (Z-1) \frac{d\rho}{\rho} + Z - 1 - \ln Z = Z - 1 - \ln(Z - \beta) - \frac{q}{\sigma - \varepsilon} \ln\left(\frac{Z + \sigma\beta}{Z + \varepsilon\beta}\right). \quad (\text{III-69})$$

$$\frac{h_{rés}}{RT} = Z - 1 - T \int_0^p \left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_p \frac{\partial \rho}{\rho} = Z - 1 + T \frac{dq}{dT} \frac{1}{\sigma - \varepsilon} \ln\left(\frac{Z + \sigma\beta}{Z + \varepsilon\beta}\right). \quad (\text{III-70})$$

$$\frac{s_{rés}}{R} = \ln Z - T \int_0^p \left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_p \frac{\partial \rho}{\rho} - \int_0^p (Z-1) \frac{\partial \rho}{\rho} = \ln(Z - \beta) + \left(T \frac{dq}{dT} + q\right) \frac{1}{\sigma - \varepsilon} \ln\left(\frac{Z + \sigma\beta}{Z + \varepsilon\beta}\right). \quad (\text{III-71})$$

Avec :

$$q = \frac{\alpha(T)}{bRT} \quad \text{Et} \quad \beta = \frac{b\rho}{RT} \quad (\text{III-72})$$

III -3/Algorithme de calcul des propriétés thermodynamiques :

Le structure de calcul est comme suit :

- 1/choix du fluide ;
- 2/ l'application de la méthode de calcul (RKS) ;
- 3/ choix du type de calcul ;

3-1/ calculer un point de saturation :

- a- entrer la température ;
- b- calcul de la tension de vapeur correspondante (pression de bulle et pression de rosée pour le cas des mélanges) ;
- c-1- calcul du volume spécifique de la vapeur saturante par la résolution de l'équation d'état ;

c-2- calcul du volume spécifique du liquide saturé, par la résolution de l'équation d'état, sinon, par les corrélations empiriques ;

d-1- calcul des propriétés de la vapeur saturante, par l'application du calcul des propriétés résiduelles (équation d'état), et l'addition des propriétés à l'état du gaz parfait ;

d-2- calcul des propriétés du liquide saturé, par l'application du calcul des propriétés résiduelles (équation d'état), et l'addition des propriétés à l'état du gaz parfait ;

3-2/ table des propriétés thermodynamique à saturation :

Pour obtenir les tables des propriétés du fluide saturé, on réalise une boucle sur une plage de température allant, d'une température supérieure à la température du point triple, à une température inférieure à la température critique ;

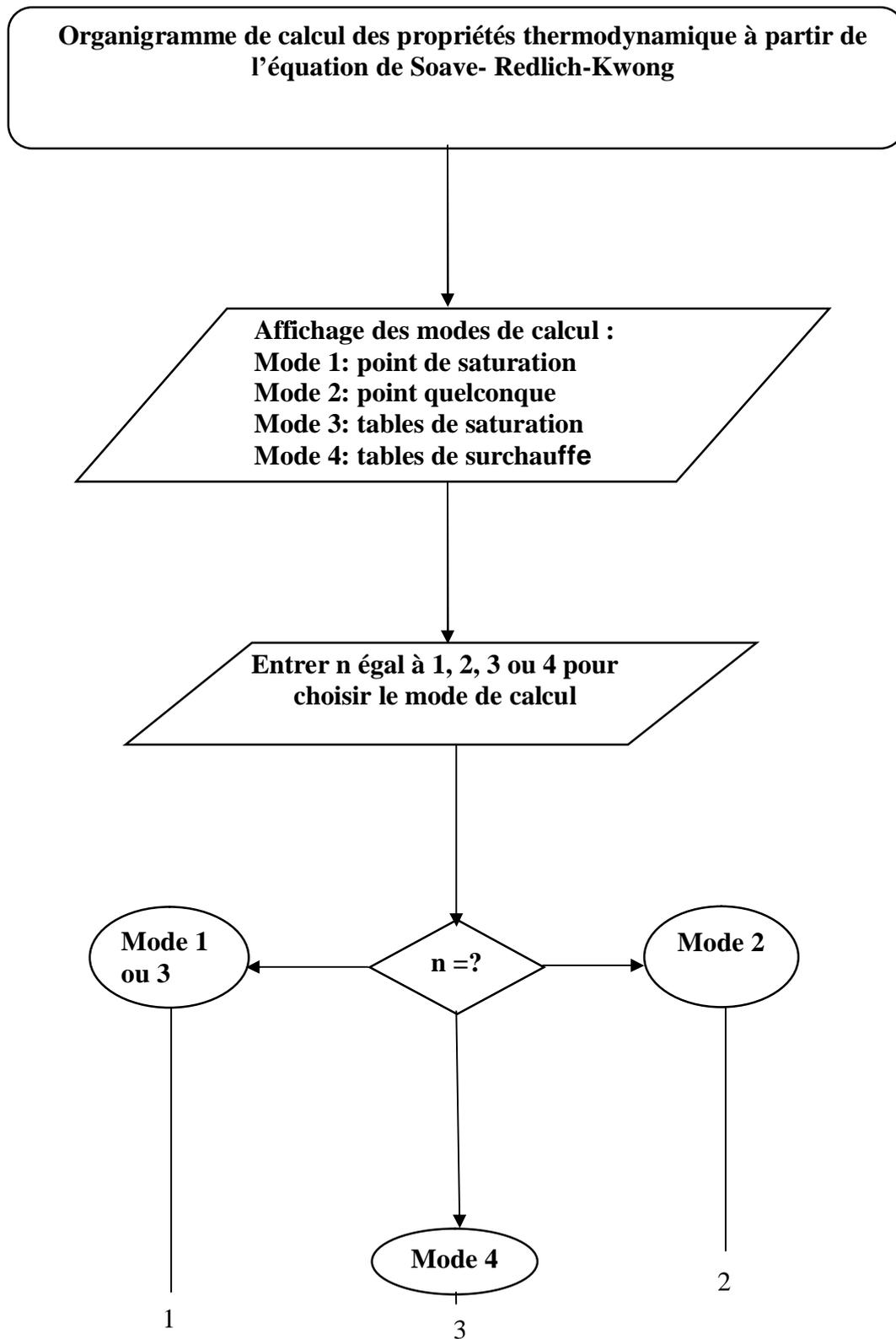
3-3/ tables des propriétés thermodynamique de la vapeur surchauffée :

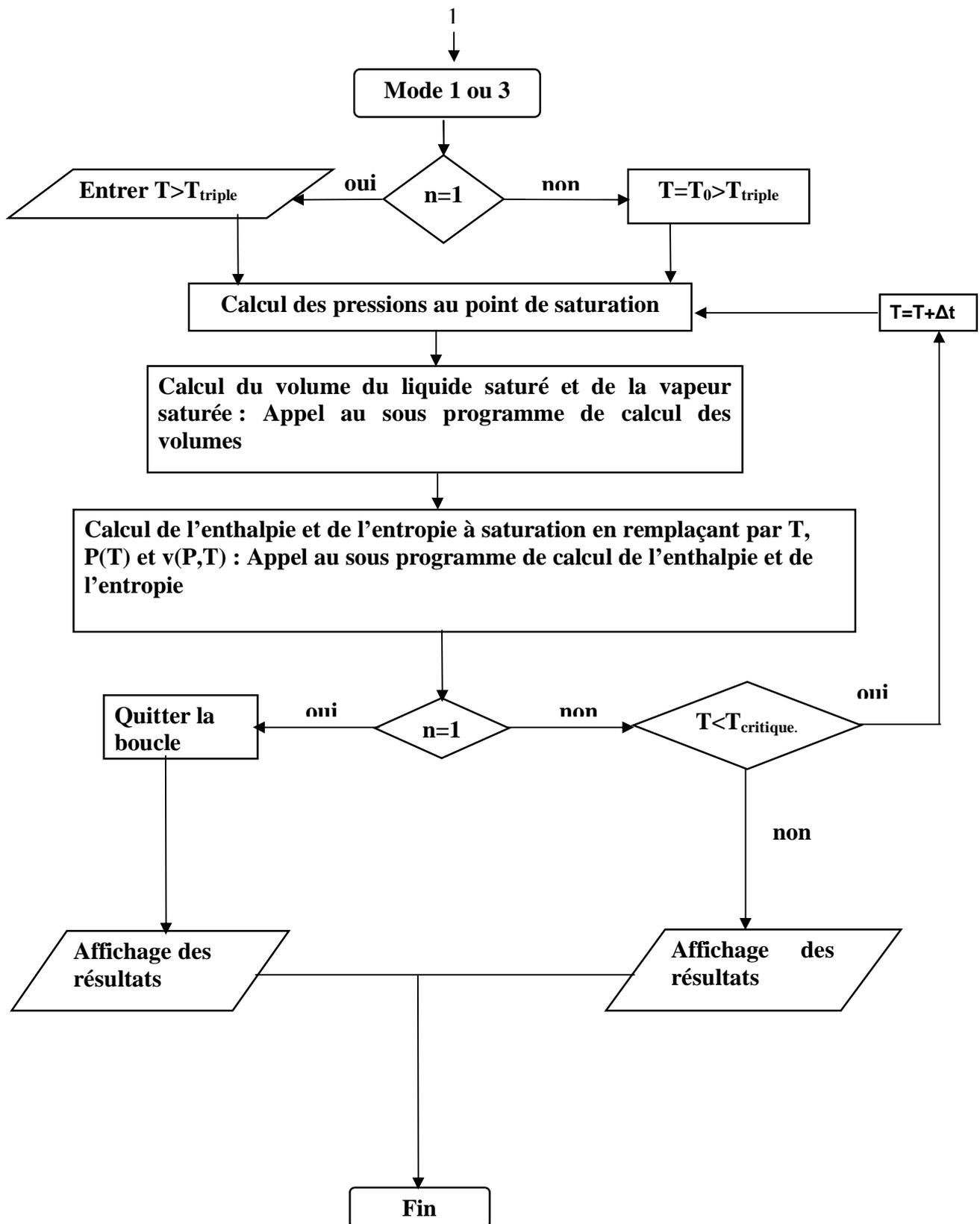
Pour obtenir les tables des propriétés de la vapeur surchauffée correspondante à un seul point de saturation on suit les étapes suivantes :

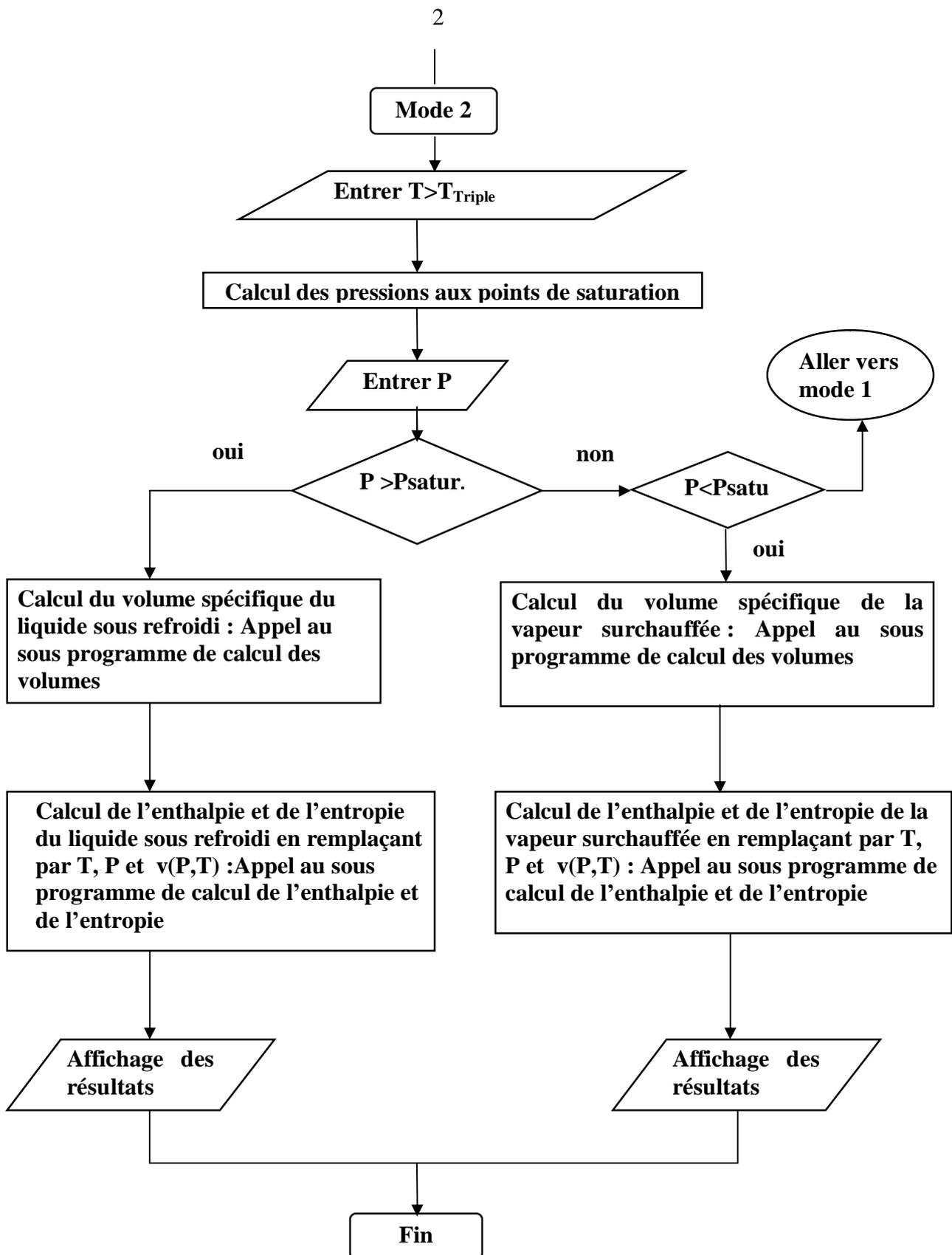
- a) introduire la valeur de la température à l'état de saturation ;
- b) calcul de la pression de saturation ;
- c) faire une boucle de calcul, allant de la température de la vapeur saturé jusqu'à une température plus élevée, avec un pas qu'on peut choisir ;
- d) pour chaque température de surchauffe, et pour la même pression de saturation, on détermine les propriétés de la vapeur surchauffée par :
 - le calcul du volume spécifique de la vapeur surchauffée par la résolution de l'équation d'état ;
 - calcul des propriétés de la vapeur saturante, par l'application du calcul des propriétés résiduelles (équation d'état), et l'addition des propriétés à l'état du gaz parfait.

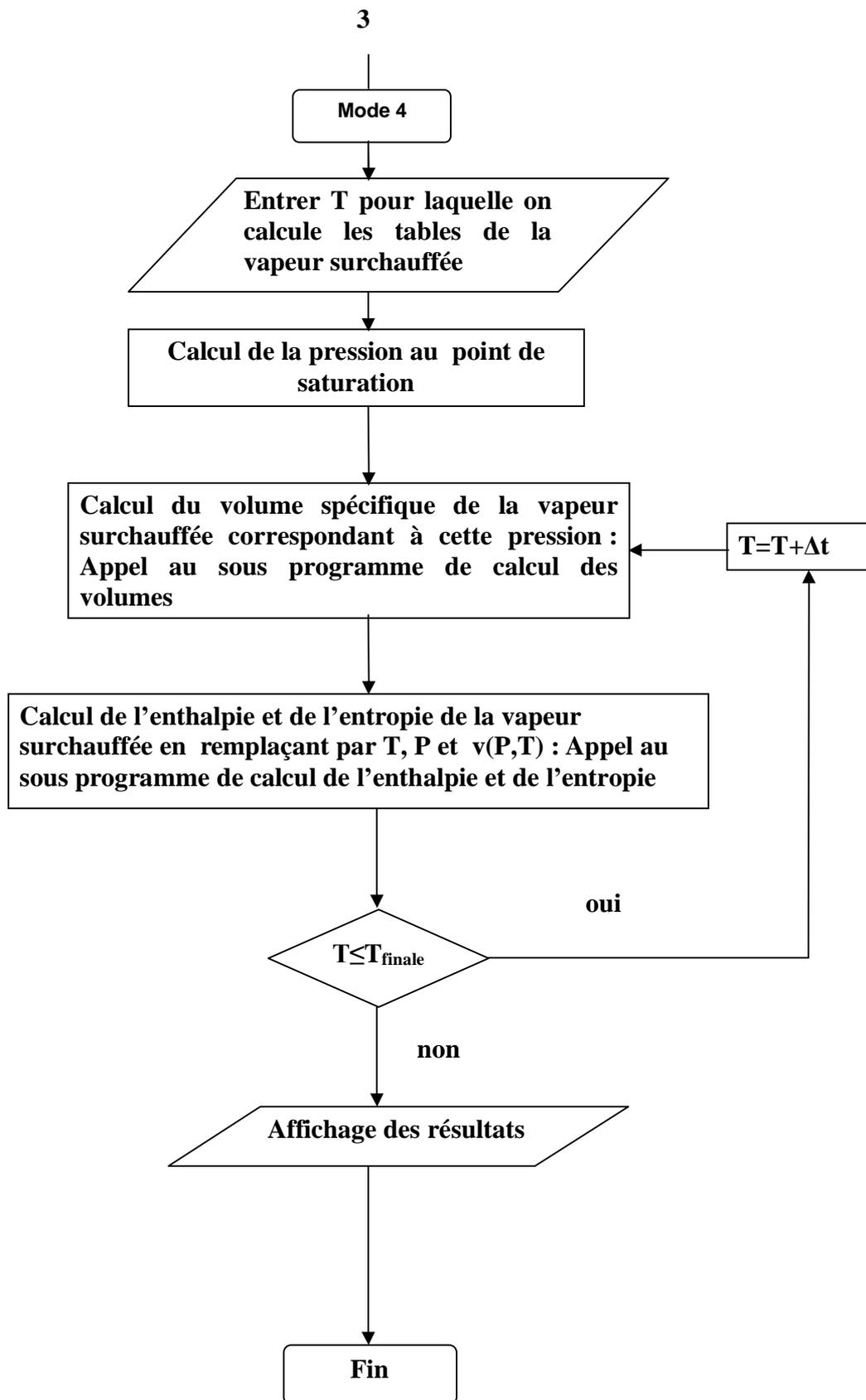
III-4/ Algorithme de calcul du coefficient de performance :

- introduire les valeurs des enthalpies ;
- calcul du taux d'entraînement par la relation (I-14) ;
- calcul du coefficient de performance par la relation (I-12).

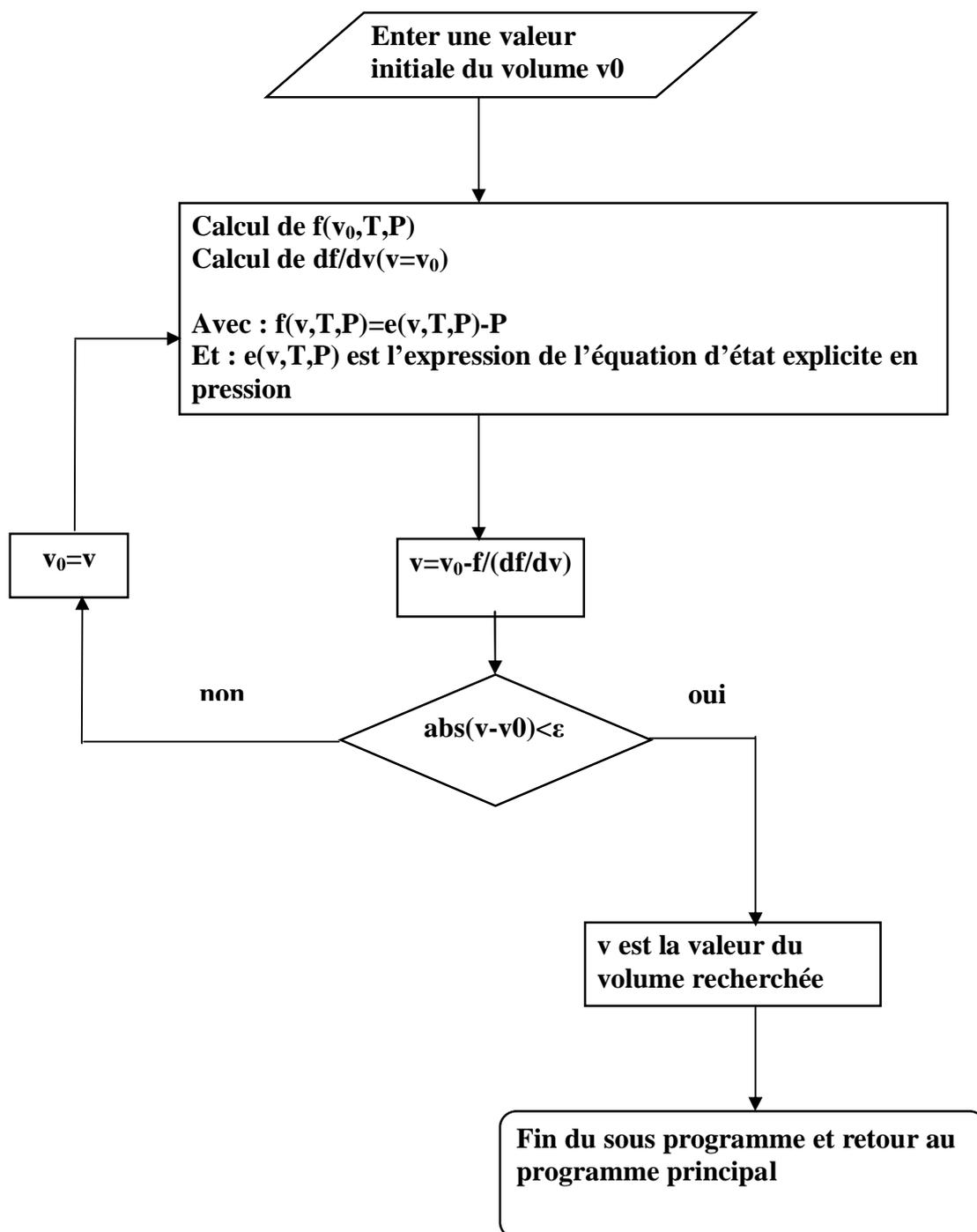




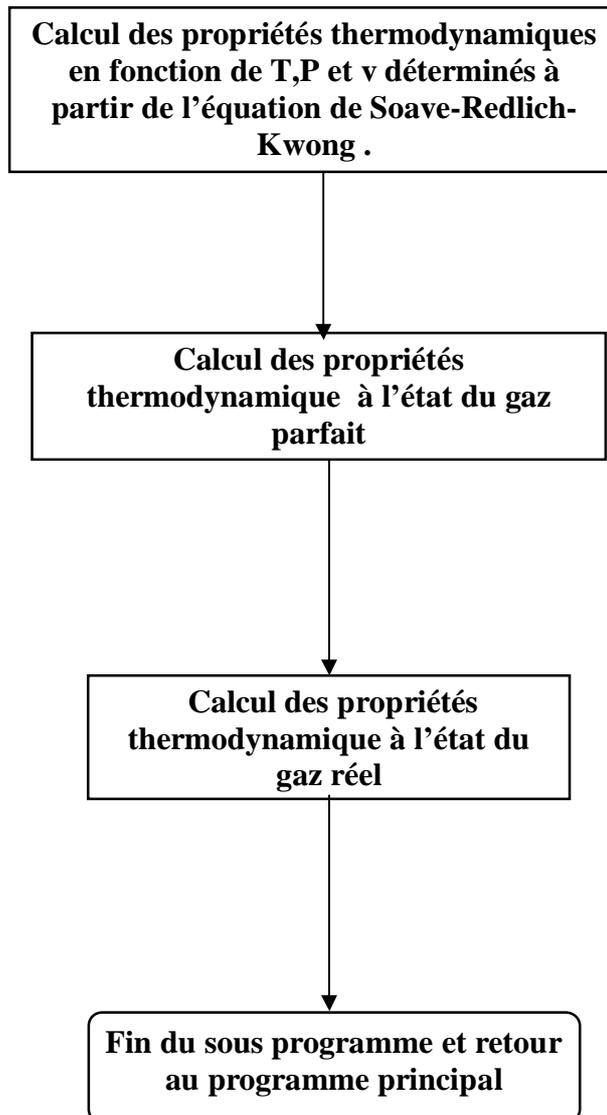


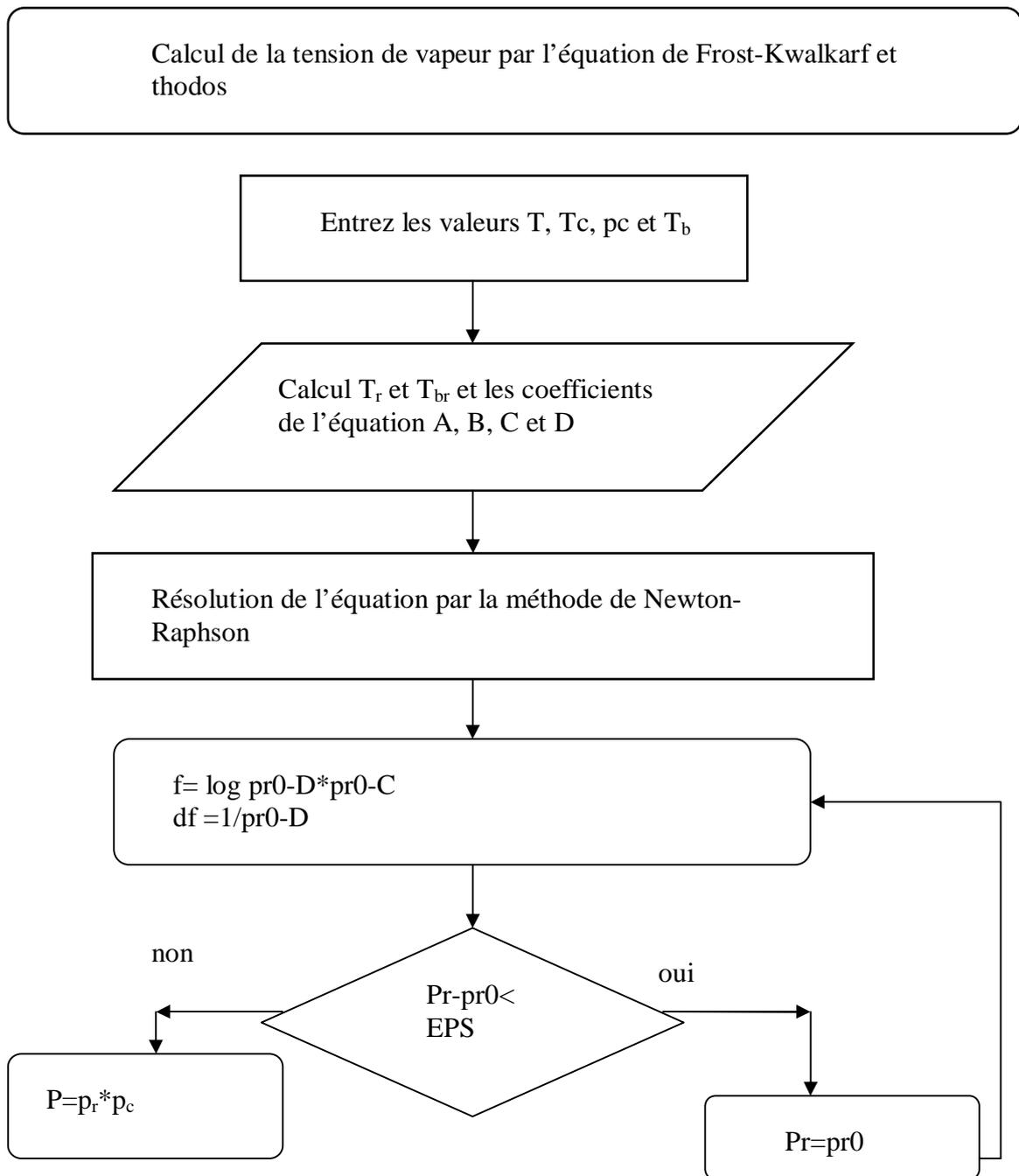


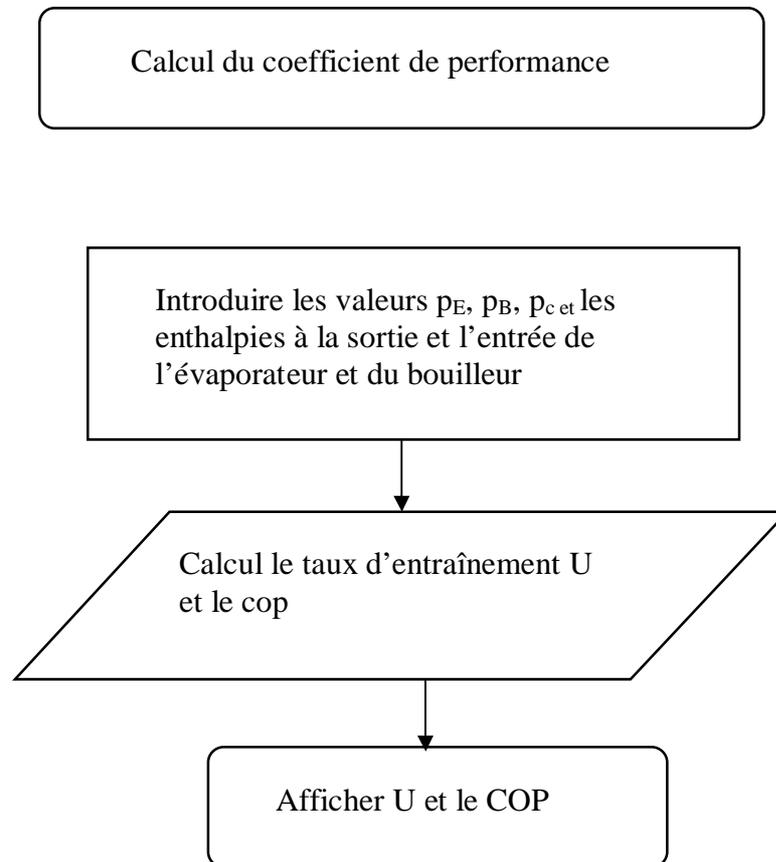
Organigramme du sous programme qui calcul le volume spécifique à partir de la résolution de l'équation d'état (méthode de Newton-Raphson)



Organigramme du sous programme qui calcul l'enthalpie et l'entropie







Chapitre IV :

Résultats et discussions

IV-1/ introduction :

Nous allons discuter dans ce chapitre, les résultats obtenus par l'application de l'équation de Soave-Redlich-Kwong, permettant de reproduire le comportement volumétrique ainsi que, les propriétés thermodynamiques, de quelques fluides frigorigènes parmi les plus utilisés actuellement dans le domaine du froid, et de climatisation puis les comparés aux résultats obtenus par le logiciel CoolPack (version1.46).

Le logiciel CoolPack est une collection de programme de simulation, qui peut être utilisée pour choisir, dimensionner, analyser et optimiser les systèmes de réfrigération.

Il permet aussi d'avoir une base de données, les propriétés de transport et les propriétés thermodynamiques correspondantes à chaque fluide frigorigène.

Le logiciel Coolpack utilise les références suivantes :

- Dupont (SUVA 123) : R123
- R.C.Downing ASHRAE transactions 1974, Payper N° , 2313: R22
- D.Wilson et R.S.Basu, ASHRAE transactions1988,vol 94 : R134a
- W.C.Reynolds Thermodynamic properties in 81 : R600a
- Dupont (SUVAAc9000): R407C
- L'équation de Patel-Teja et Dupont (SUVA 9100):R410A

A ce jour, il présente l'un des logiciels les plus performants dans le domaine du froid. C'est pourquoi, nous avons choisi comme élément de référence dans notre travail.

IV-2/ Le Fluide Frigorigène R600a (CH (CH)₃: 2-methylpropane) :

L'isobutane (R600a) est un fluide naturel, qui entre dans le cadre de l'utilisation des fluides frigorigènes à faible GWP. Il constitue un fluide de remplacement à long terme, malgré sa toxicité et le risque d'explosion qu'il représente.

Le R600a est très utilisé actuellement, en Europe dans le domaine de la réfrigération domestique en remplacement du R134a. Plusieurs caractéristiques des réfrigérateurs et congélateurs domestiques rendent l'utilisation des fluides inflammable possibles :

- la charge de fluide inflammable varie entre 25 et 150 g ;
- les systèmes sont entièrement soudés ;
- la maintenance pendant le cycle de vie du produit, porte essentiellement sur la régulation et les joints de portes.

C'est pour cela, les ouvertures du circuit frigorifique sont extrêmement rares.

Pour reproduire le comportement thermodynamique du R600a, nous avons utilisé l'équation de RKS.

IV-2-1/ propriétés thermodynamiques :

IV-2-1-1/les propriétés volumétriques :

IV-2-1-1-a/la représentation de la tension de vapeur :

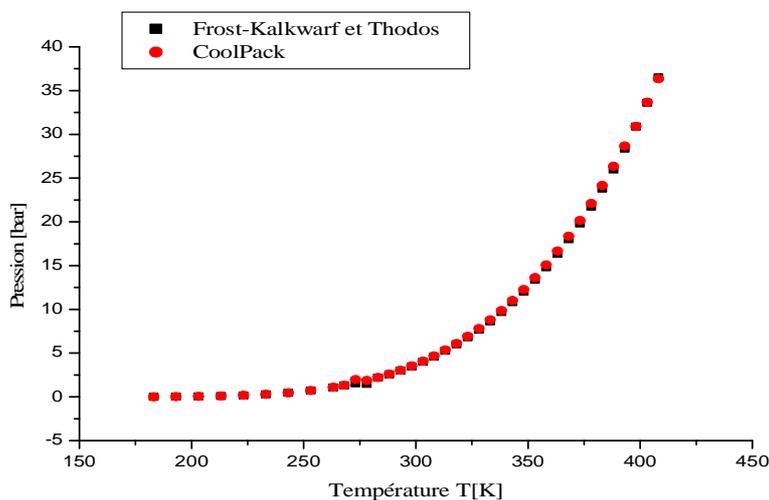


Figure (IV-1) : représentation de la tension de vapeur de fluide frigorigène R600a.

Discussion :

Pour la représentation de la tension de vapeur des hydrocarbures, dans notre cas c'est l'isobutane (R600a), on a choisi l'équation de frost-Kalkwarf et Thodos (voir paragraphe §III-1-e) qui nous donne des très bons résultats, comme il montre la figure (IV-1). La courbe de tension de vapeur obtenue, par l'équation de frost-Kalkwarf et Thodos se coïncide avec celle obtenue par le logiciel Cool Pack.

La modélisation des propriétés thermodynamiques est limitée entre le point triple et le point critique.

Dans ce travail, nous avons effectué une comparaison entre les résultats obtenus par la modélisation mathématique pour chaque mélange de fluides frigorigènes et les valeurs données par le logiciel CoolPack (version 1.46) lui-même basé sur des données expérimentales.

La comparaison concernant chaque mélange de fluides, a été effectuée pour les états de saturation entre les tracés sur les diagrammes (P-v), (t, s), (lnP-h) et numériquement entre les valeurs obtenues à l'état du liquide sous pression et à l'état de la vapeur surchauffée.

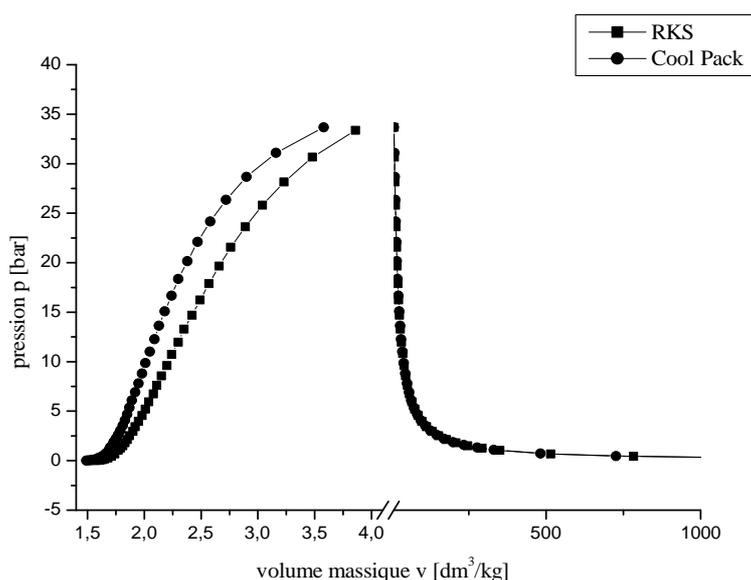
IV-2-1-1-b/la représentation du volume massique :**IV-2-1-1-b-1/état de saturation : représentation dans le diagramme (p, v)**

Figure (IV-2) : représentation du volume massique sur le diagramme d'état (p, v) pour le R600a.

Discussion :

D'après la figure (IV-2), on peut remarquer que, l'allure générale des courbes de volume massique obtenu par notre modèle et le logiciel CoolPack, est presque semblable ;

Pour le coté du liquide saturé les valeur donnés par l'équation RKS s'écartent d'un pas très important (erreurs >8%) à celle données par le logiciel ;

Pour le coté du vapeur saturé les valeurs générées par notre modèle et celle données par le logiciel sont presque identique.

IV-2-1-1-b-2/ état de la vapeur surchauffée :

Les résultats de volume massique à l'état de la vapeur surchauffé sont récapitulés dans le tableau (D-1) (voir Annexe D).

Discussion :

D'après le tableau (D-1), on peut dire que l'équation RKS reproduise très bien le comportement volumétrique de la vapeur du R600a, elle donne des écarts faibles (inférieur à 0,8%) par rapport à ceux données par le logiciel CoolPack.

IV-2-1-1-b-3 état de liquide sou refroidi :

Les résultats de volume massique à l'état du liquide sous refroidit sont récapitulés dans le tableau (D-2) (voir Annexe D).

Discussion :

Les valeurs obtenues par, le modèle de RKS aux températures de sous refroidissement (à la pression de saturation), sont égaux aux valeurs obtenus aux même températures mais, aux pression de saturation, qui leurs correspondent. En comparant, les résultats avec ceux obtenus par le logiciel, on remarque, que les valeurs générées par notre modèle, s'écartent d'un pas très importante à ceux données par le logiciel.

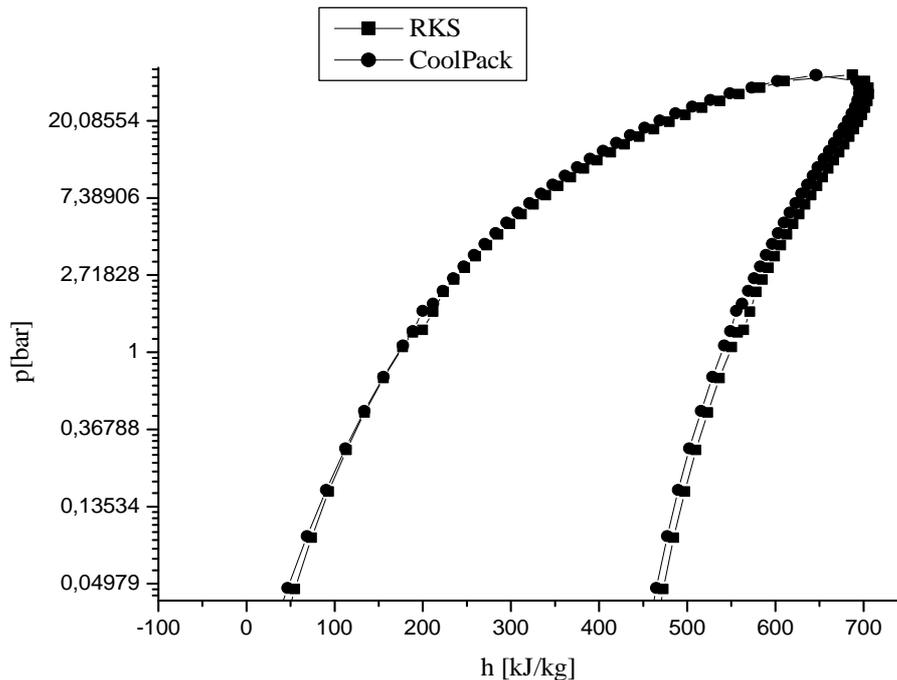
IV-2-2/Enthalpie massique :**IV-2-2-a/Etat de saturation : représentation en diagramme (LnP, h) :**

Figure (IV-3) : représentation du diagramme thermodynamique (Ln p, h) pour le R600a.

Discussions :

L'allure générale des courbes représentées sur le diagramme (LnP, h) pour le R600a montre un accord presque parfait des résultats obtenus par l'équation RKS et celles du logiciel CoolPack.

IV-2-2-b/ Etat de la vapeur surchauffée :

Les résultats d'enthalpie massique à l'état de la vapeur surchauffée sont rassemblés dans le tableau (D-3) (voir Annexe D).

Discussion :

Les résultats rassemblés, dans le tableau (D-3) montrent que, l'équation RKS permette d'obtenir des valeurs d'enthalpie de la vapeur surchauffée, avec un écart inférieur à 4% par rapport aux valeurs du logiciel Coolpack.

IV-2-2-c/Etat du liquide sous pression

Les résultats d'enthalpie massique à l'état du liquide sous refroidit sont rassemblés dans le tableau (D-4) (voir Annexe D).

Discussion :

Les valeurs obtenues par l'équation de RKS, pour l'enthalpie massique aux températures de refroidissement (30 et -10°C) et la pression de saturation, correspondant à 40°C, ne diffèrent que très faiblement des valeurs obtenus à l'état de saturation relatif à ces mêmes températures, en admettant, que les propriétés du liquide sous refroidit sont presque égales à celle calculée à l'état de saturation à l'aide de l'équation RKS.

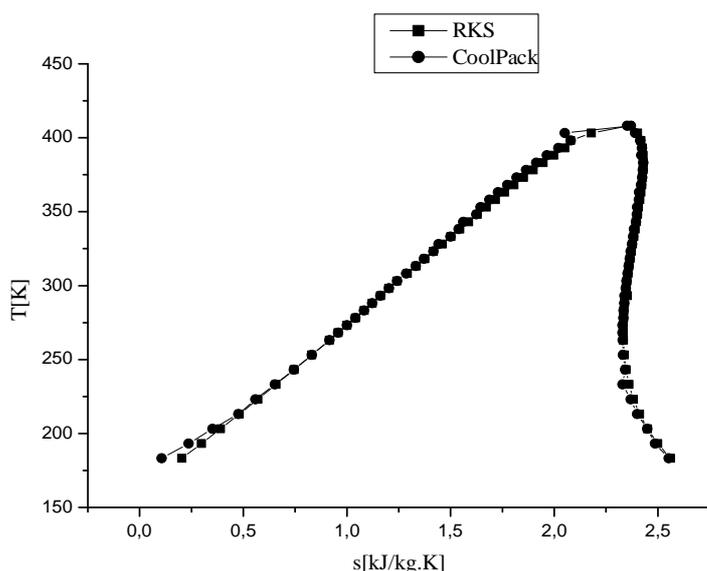
IV-2-3/l'entropie massique :**IV-2-3-a/état de saturation : représentation en diagramme (T, s) :**

Figure (IV-4) : représentation du diagramme thermodynamique (T, s) pour le R600a.

Discussion :

D'après la figure (IV-4), on peut constater que la courbe générée par notre modèle est semblable à celle obtenue par le logiciel.

IV-2-3-b/ état de la vapeur surchauffée :

Les résultats d'entropie massique, à l'état de la vapeur surchauffée, sont récapitulés dans le tableau (D-6) (voir Annexe D).

Discussion :

D'après le tableau (D-6), on peut remarquer que les valeurs données par l'équation RKS sont presque égales à ceux obtenues par le logiciel avec une erreur inférieure à 3%.

IV-2-3-c/état de liquide sous refroidit :

Les résultats d'entropie massique à l'état du liquide sous refroidi tableau (D-5) (voir Annexe D).

Discussion :

Les valeurs obtenues par l'équation de RKS, pour l'entropie massique aux températures de refroidissement (30 et -10°C) et, à la pression de saturation correspondant à 40°C, sont proches des valeurs données par le logiciel CoolPack.

IV-3/Le Fluide Frigorigène R410A : (R32/R125 :CH₂F₂/CHF₂CF₃ :50/50 :)

Le R410A est un fluide de remplacement du R22 à long terme. C'est un mélange de réfrigérants, dit quasi-azéotropique vu le glissement de température qui ne dépasse pas 0.17K le R410A se comporte en grand partie comme un réfrigérant pur, mono moléculaire ce qui signifie que le glissement de température et la recharge ne pose aucun problème.

Ce fluide est au contraire du R123 est utilisé pour les hautes pressions. A l'aspiration la pression est de 8 bars pour une température de 2°C et de 31bars au refoulement du compresseur pour une pression de saturation de 50°C.

Avec ce fluide les compresseurs peuvent être de petite taille compatibles avec des matériels extrêmement compacts que sont les systèmes de climatisation individuels dits Split system.

Le R410A est techniquement et chimiquement stable ; il est compatible avec les métaux de construction des machines frigorifiques (l'acier, le cuivre, le laiton et l'aluminium).

Les alliages du zinc, magnésium, plomb et aluminium ne doivent pas dépasser une teneur molaire de magnésium de 2%.

IV-3-1/ propriétés thermodynamiques :

IV-3-1-a/propriété volumétrique :

IV-3-1-1-a/ volume massique : représentation sur le diagramme (p, v)

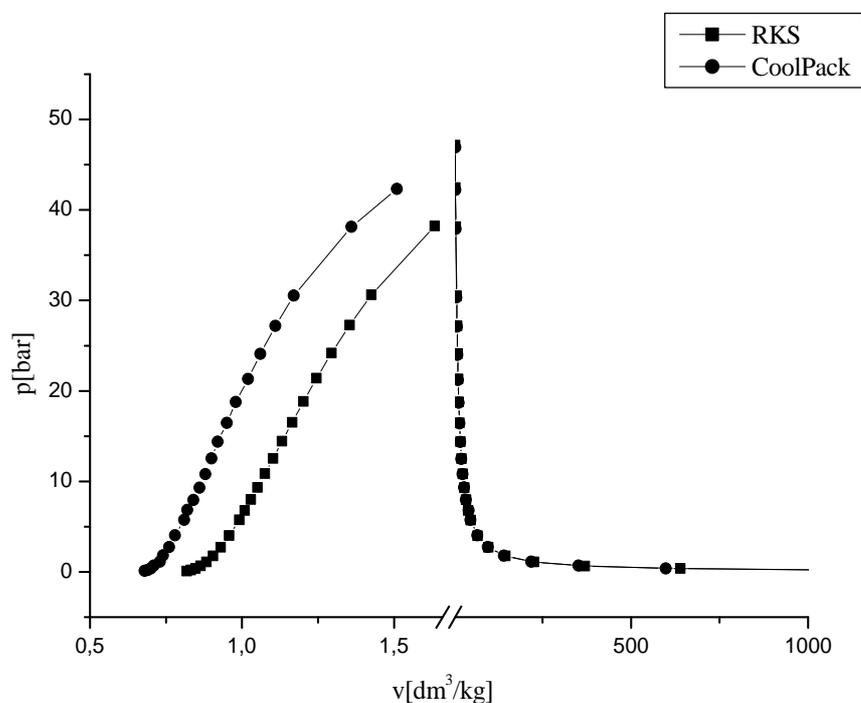


Figure (IV-5) : représentation du volume massique sur le diagramme (p, v) pour le R410A.

Discussion :

L'équation cubique RKS, donne des volumes massiques dont les valeurs s'écartent d'un pas important, de celle donné par le logiciel CoolPack, pour le coté du liquide saturée.

Pour la vapeur saturée notre modèle de calcul donne de très bons résultats sur toute la courbe.

IV-3-1-1-b/état de la vapeur surchauffée :

Les résultats du volume massique à l'état de la vapeur surchauffé sont récapitulés dans le tableau (D-7) (voir Annexe D).

Discussion :

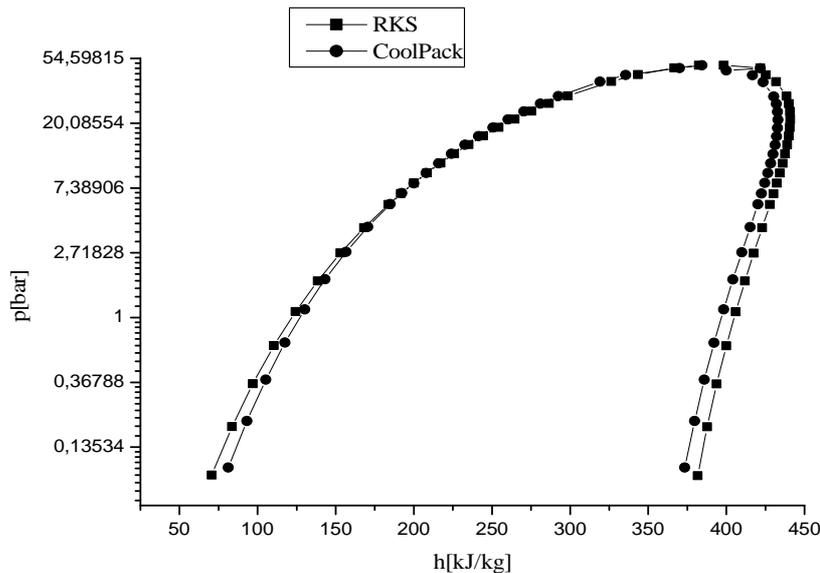
L'équation RKS prédit les valeurs des volumes massiques, à l'état de la vapeur surchauffée avec une erreur inférieure à 2% ce qui est acceptable.

IV-3-1-1-c/état de liquide sous refroidit :

Les résultats de volume massique à l'état de la vapeur surchauffé sont récapitulés dans le tableau (D-8) (voir Annexe D).

Discussion :

Les valeurs du volume, du liquide sous refroidi, calculée par la méthode RKS, sont légèrement inférieurs aux valeurs calculées aux états de saturations, correspondants aux températures de sous refroidissement .

IV-3-2/ Enthalpie massique :**IV-3-2-a/Etat de saturation : Représentation en diagramme ($\ln P, h$) :****Figure (IV-6) : représentation de diagramme ($\ln p, h$) de R410A.****Discussion :**

On peut constater sur la figure (IV-6) que d'une façon générale l'équation de RKS reproduit la courbe de l'enthalpie du liquide saturé correctement sur l'intervalle de pression allant de 1 jusqu'à 20 bars. Avec les valeurs données par le logiciel CoolPack et devient moindre vers, respectivement, les basses pressions et les hautes pressions.

Pour la vapeur saturée, la valeur obtenue par l'utilisation de l'équation de RKS ne dépasse un écart de 2% vers les basses pressions et l'écart diminue autour de 1 bar pour atteindre un écart maximal inférieur à 2%.

IV-3-2-b/Etat de la vapeur surchauffée :

Les résultats d'enthalpie de la vapeur surchauffée sont récapitulés dans le tableau (D-9) (voir Annexe D).

Discussion :

L'équation de RKS, donne des valeurs pour l'enthalpie, de la vapeur surchauffée un peu écarté à celles données par le logiciel CoolPack.

IV-3-2-c/ état du liquide sous pression :

Les résultats d'enthalpie massique, à l'état du liquide en sous pression, sont récapitulés dans le tableau (D-10) (voir Annexe D).

Discussion :

On remarque que les valeurs obtenues par l'équation de RKS concordent avec celles données par le logiciel de CoolPack Tableau (D-10).

IV-3-3/Entropie massique :

IV-3-3-a/ état de saturation : représentation sur le diagramme (T, s) :

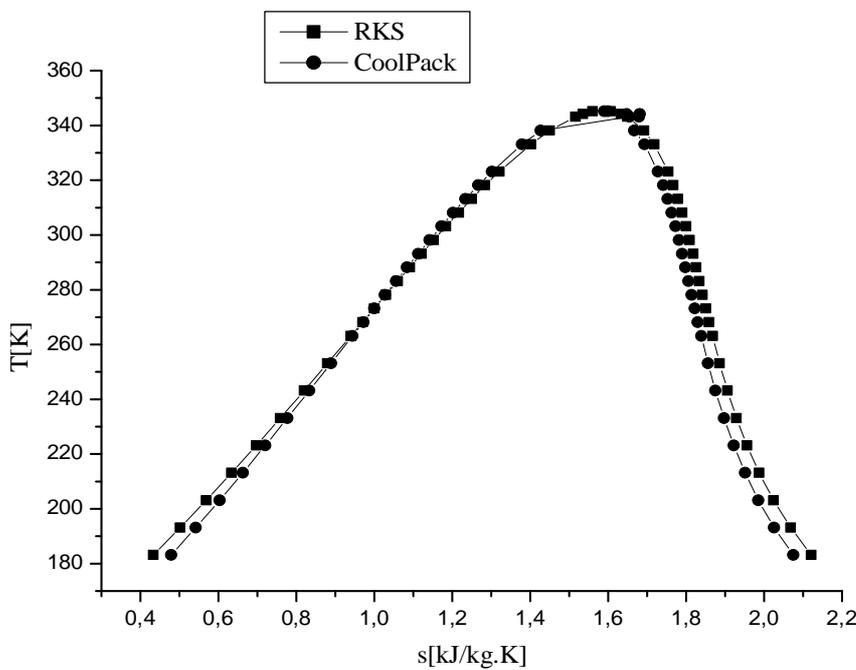


Figure (IV-7) : représentation sur le diagramme (T, s) pour le fluide R410A.

Discussion :

On peut constater, que l'équation de RKS reproduise la courbe de saturation, sur l'intervalle -40 à 40°C, la courbe du liquide saturé obtenue ne s'écarte, que légèrement de celle tracée à

partir du logiciel CoolPack. La courbe de la vapeur saturée obtenue à partir de RKS s'écarte un peu plus des valeurs du logiciel CoolPack, surtout au voisinage de la région critique.

IV-3-3-b/Etat de la vapeur surchauffée :

Les résultats d'entropie massique à l'état de la vapeur surchauffée sont récapitulés dans le tableau (D-11) (voir Annexe D)

Discussion :

D'après le tableau (D-11), on peut remarquer que les valeurs de l'entropie massique de la vapeur surchauffée, calculées à partir de l'équation de RKS sont proches de celles obtenues à partir du logiciel CoolPack.

IV-3-3-c/Etat du liquide sous pression

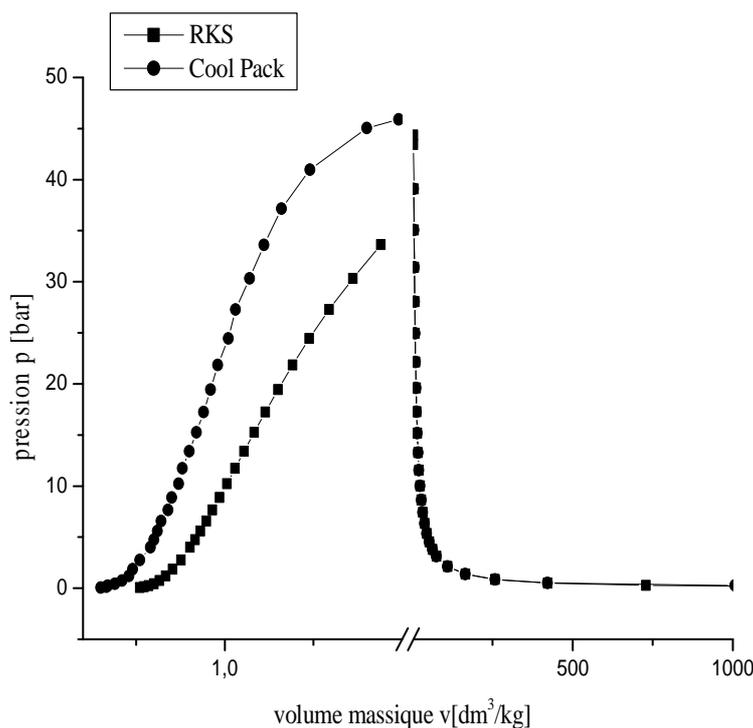
Les résultats d'entropie massique, à l'état du liquide sous refroidi, sont récapitulés dans le tableau (D-12) (voir Annexe D).

Discussion :

Les valeurs de l'entropie, du liquide sous pression du R410A, obtenues par l'équation de RKS sont égales à celles, du liquide saturé aux températures de sous refroidissement.

IV-4/ le fluide frigorigène R407C (R32/125/134a, CH₂F₂/CHF₂CF₃/CHF₂CF₃ : 23/25/52) :

Le R407C est un mélange zéotrope de fluides réfrigérants, avec un glissement de température approximativement égale à 7K. Il est reconnu comme un fluide de remplacement de R22 à long terme pour certaines applications.

IV-4-1/propriétés thermodynamique :**IV-4-2/propriétés volumétrique :****V-4-2-a/ volume massique état de saturation : représentation sur le diagramme (p, v)****Figure (IV-8) : représentation sur le diagramme d'état (p, v) pour le R407C.****Discussion :**

Le diagramme de la figure (IV.8) montre l'importance de l'écart entre la courbe du volume massique du liquide saturé obtenues à l'aide de l'équation RKS et celle tracée à l'aide du logiciel CoolPack sur tout l'intervalle de pression.

IV-4-2-b/ Etat de la vapeur surchauffée :

Les résultats de volume massique à l'état de la vapeur surchauffé sont récapitulés dans le tableau (D-13) (voir Annexe D).

Discussion :

La différence entre, les valeurs du volume massique, de la vapeur surchauffée obtenues par l'équation de RKS, et celles données par le logiciel CoolPack, n'apparaît que dans la partie décimale.

IV-4-2-c/Etat du liquide sous pression :

Les résultats de volume massique, à l'état du liquide sous pression, sont récapitulés dans le tableau (D-14) (voir Annexe D).

Discussion :

Les valeurs du volume, à l'état du liquide sous pression, calculées par l'équation de RKS aux températures de sous refroidissement, de 30°C et -10°C, présentent un faible écart par rapport aux données du logiciel CoolPack.

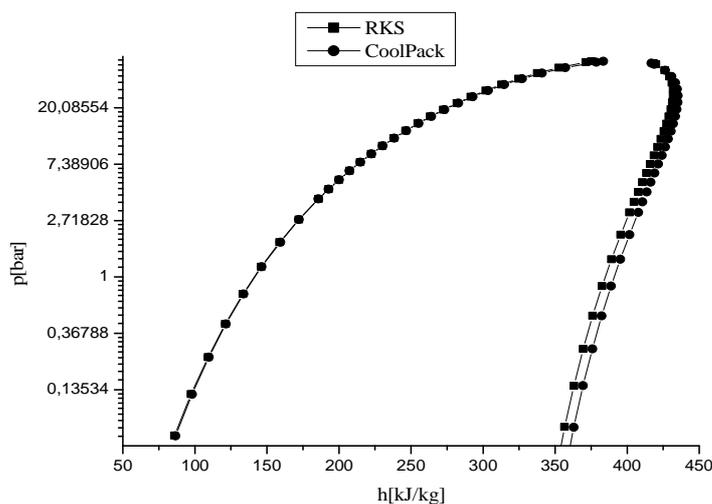
IV-4-3/ Enthalpie massique :**IV-4-3-a/ état de saturation, représentation en diagramme d'état ($\ln p, h$) :**

Figure (IV-9) : représentation de diagramme ($\ln p, h$) de R407C.

Discussion :

L'équation d'état de RKS, permette d'aboutir à une représentation, presque semblable à celle du logiciel Coolpack, sur tout l'intervalle de pression.

IV-4-3-b/ état de la vapeur surchauffée :

Les résultats d'enthalpie massique à l'état de la vapeur surchauffé sont récapitulés dans le tableau (D-15) (voir Annexe D).

Discussion :

Les valeurs données par l'équation d'état de RKS, pour la vapeur surchauffée sont un peu écartées, par rapport aux celles données par le logiciel Coolpack, mais cet écart diminue vers les pressions élevées.

IV-4-3-c/Etat du liquide sous pression :

Les résultats d'enthalpie massique, à l'état du liquide sous pression, sont récapitulés dans le tableau (D-16) (voir Annexe D).

Discussion :

On remarque que les valeurs obtenues par l'équation de RKS concordent avec celles données par le logiciel de CoolPack.

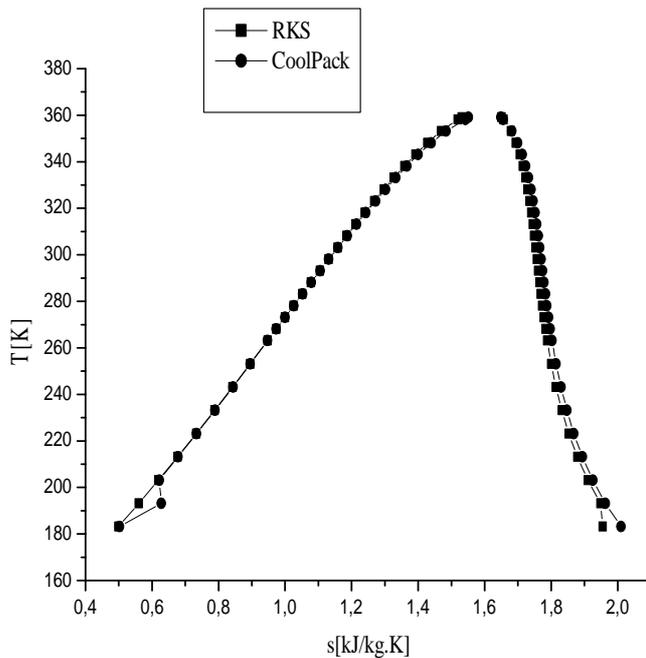
IV-4-3/L'entropie massique :**IV-4-3-a/état de saturation représentation en diagramme (T, s) :**

Figure (IV-10) : présentation du diagramme (T-s) pour R407C.

Discussion :

L'équation de RKS reproduit avec un écart négligeable, l'entropie massique du liquide saturé. Ces valeurs sont proches à celles données par le logiciel CoolPack.

IV-4-3-b/Etat de la vapeur surchauffée :

Les résultats d'entropie massique à l'état de la vapeur surchauffée sont récapitulés dans le tableau (D-17) (voir Annexe D).

Discussion :

Les écarts entre les valeurs d'entropie, obtenues par l'équation de RKS, et les valeurs données par le logiciel CoolPack, restent dans des limites acceptables.

IV-4-3-c/Etat du liquide sous pression :

Les résultats d'entropie massique, à l'état du liquide en sous pression, sont récapitulés dans le tableau (D-18) (voir Annexe D).

Discussion :

Les valeurs de l'entropie, du liquide sous pression, sont égales aux valeurs obtenues aux états de saturation, correspondantes aux températures du sous refroidissement, de plus ces valeurs sont en accord avec, celles obtenues par le logiciel CoolPack.

IV-5/appréciation de la machine :

Les performances d'un système tritherme à éjection de vapeur, dépendent essentiellement de deux entités : le taux d'entraînement de l'éjecteur d'une part, les caractéristiques enthalpique du fluide aux différents points du cycle d'autre part. Dans ce qui suit on va s'intéresser à la variation du coefficient de performance, en fonction de la température du bouilleur, et la variation du taux d'entraînement, en fonction des conditions de fonctionnement.

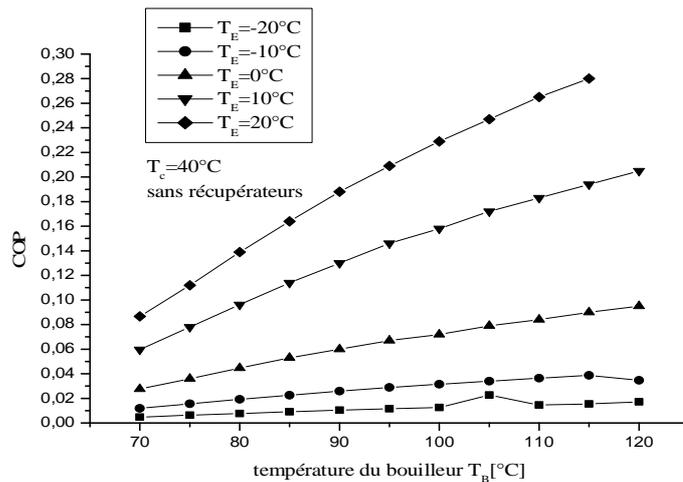
IV-5-a/ l'influence de la température de bouilleur sur le coefficient de performance pour chaque fluides utilisés :**IV-5-a-1/ pour le fluide R600a :**

Figure (IV-11) : l'influence de température de bouilleur sur le COP pour le fluide R600a (sans récupérateurs)

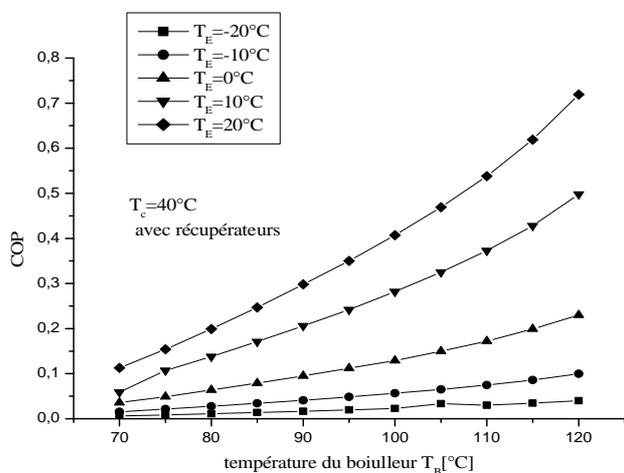


Figure (IV-12) : l'influence de la température du bouilleur sur le COP pour le fluide R600a (avec récupérateurs)

IV-5-a-2/ pour le fluide R410A :

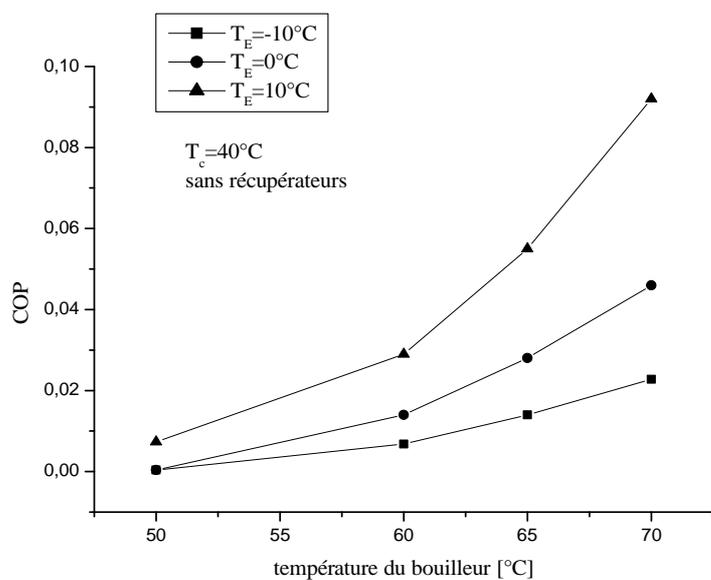


Figure (IV-13) : l'influence de température du bouilleur sur le COP pour le fluide R410A (sans récupérateurs)

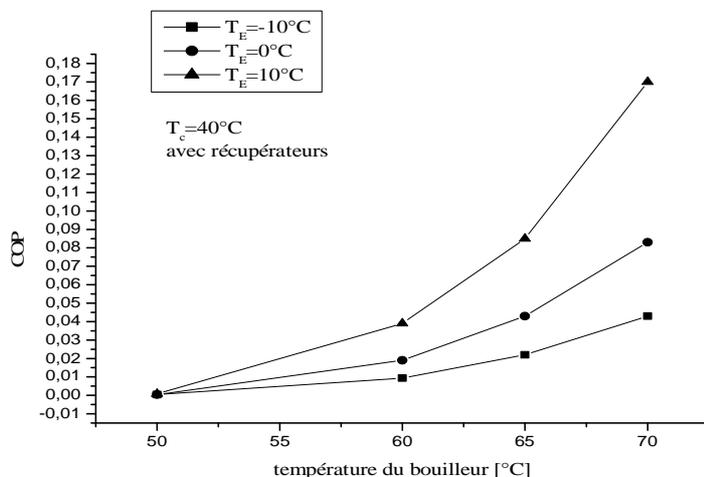


Figure (IV-14) : l'influence de température du bouilleur sur le cop pour le fluide R410A (avec récupérateur)

IV-5-a-3/ pour le fluide R407C :

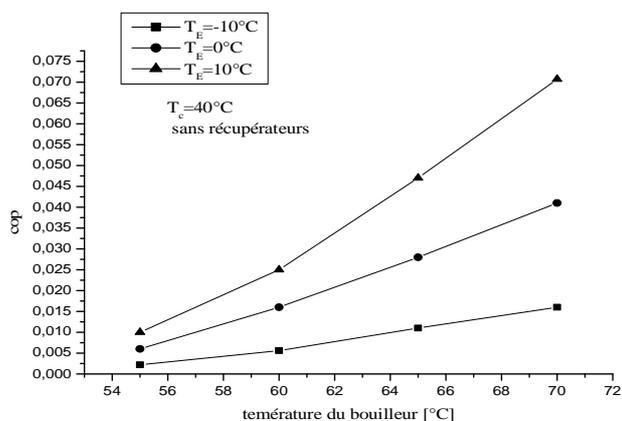


Figure (IV-15) : l'influence de température du bouilleur sur le cop pour le fluide R407C (sans récupérateur).

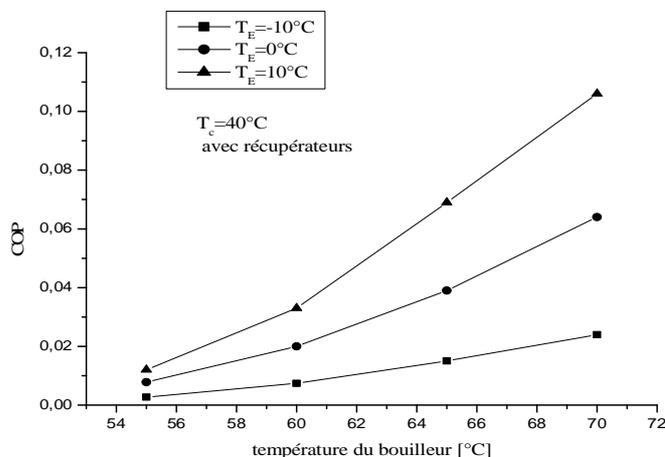


Figure (IV-16) : l'influence de température du bouilleur sur le cop pour le fluide R407C (avec récupérateur).

Discussion :

Sur les figures (IV-11), (IV-13) et (IV-15), sont représentées, les variations en régime nominale de l'efficacité frigorifique (le coefficient de performance COP), du cycle de la machine tritherme à éjecto-compression sans l'introduction des récupérateurs, en fonction de la température de la source chaude (bouilleur), pour températures de source froide (évaporateur) varient de -20°C à 20°C , pour le cas du R600, et de -10°C à 10°C , pour le cas des R407C et R410A, et la température de source intermédiaire (condenseur). On peut remarquer que :

- la température optimale (qui nous donne le plus grand coefficient de performance), correspondante à la température maximale du bouilleur. Pour le fluide R600a, la température maximale est 120°C , et pour les autres fluides (R410A et le R407C) est égale à 70°C ;
- lorsque la différence de température entre la température de condensation et, d'évaporation est faible le COP augmente.

On constate que :

- l'augmentation du COP en fonction de la température du bouilleur, due à celle du taux d'entraînement car, le rapport des enthalpies ($\frac{\Delta h_E}{\Delta h_B + W_p}$), varie très peu d'un fluide à l'autre, et que le R600a donne les valeurs maximales ;

- il est à signaler que, pour un même fluide, les performances augmentent plus vite avec l'augmentation de la température de la source froide qu'avec celle de la source chaude.

Les figures (IV-12), (IV-14) et (IV-16), représentent la variation du COP en fonction de la température du bouilleur, avec l'introduction des récupérateurs, en plus des remarques précédemment qui reste valables, on constate que :

- une amélioration considérable au niveau du coefficient de performance, interprété par un pourcentage d'augmentation supérieur à 65% apportée au cop pour le cas du R600a, une amélioration qui dépasse 34% pour le cas du R407C et une augmentation supérieur à 54% pour le R410A.

Validation :

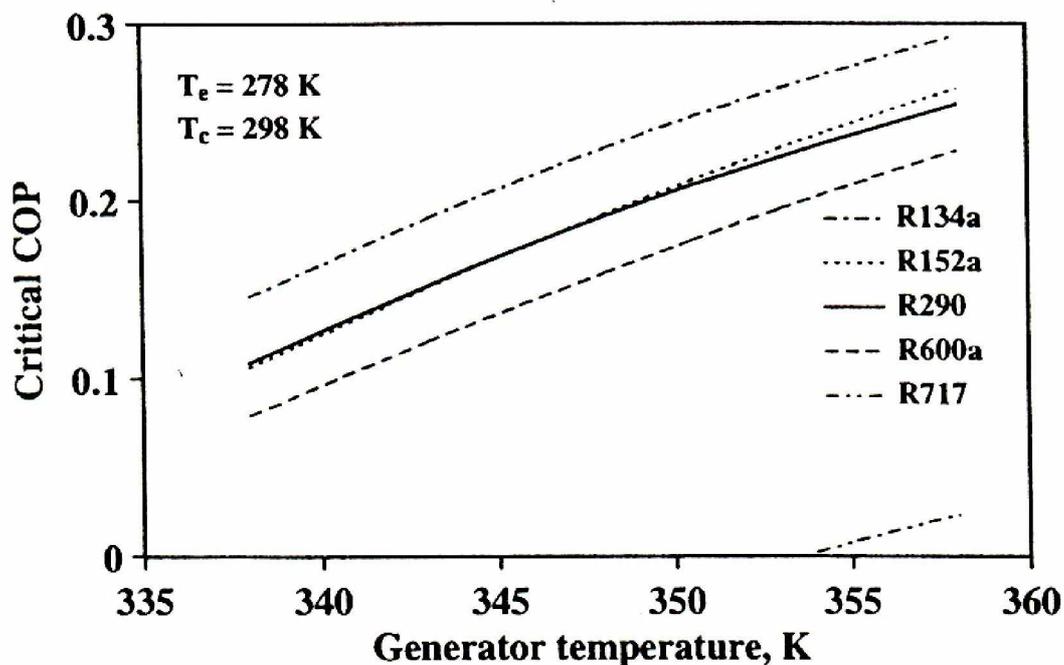


Fig. 10. Variation of critical COP with generator temperature.

Figure (IV-17) : variation de coefficient de performance avec la température du générateur [expérimental]

IV-5-b/l'influence de la température de condensation sur le coefficient de performance pour chaque fluides utilisés :

IV-5-b-1/ pour le fluide R600a :

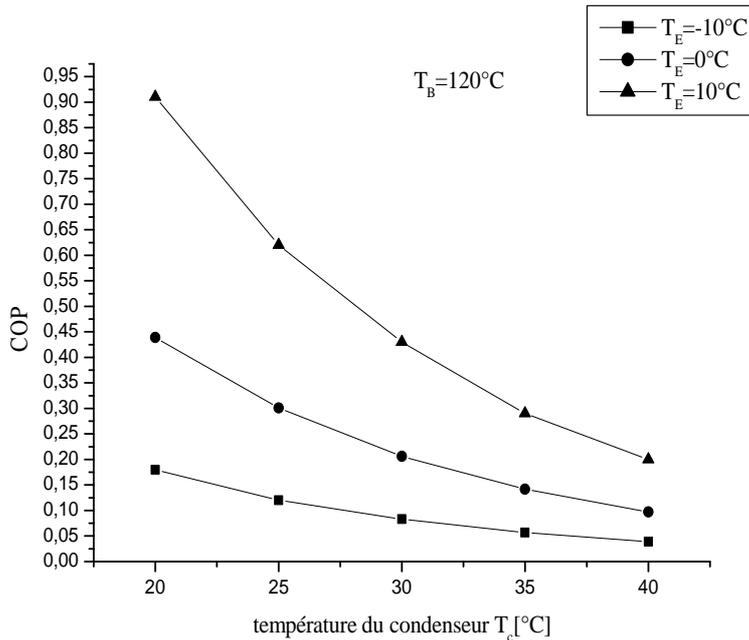


Figure (IV-18) : l'influence de la température de condensation sur le COP pour le fluide R600a.

IV-5-b-2/ pour le R407C :

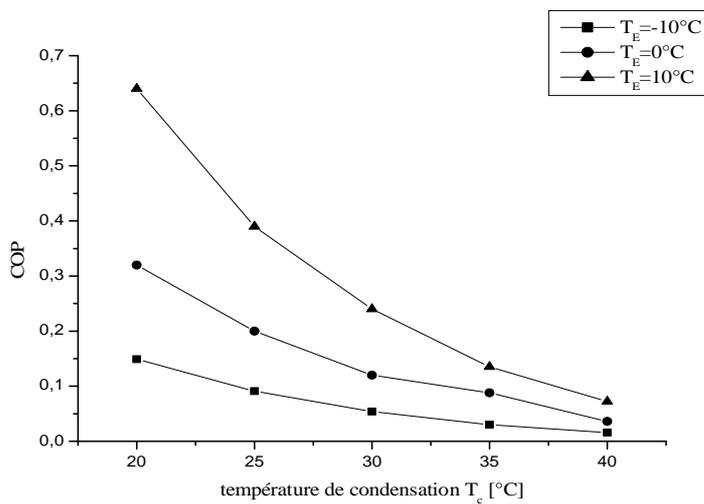


Figure (IV-19) : l'influence de la température de condensation sur le COP pour le fluide R407C.

IV-5-b-3/ pour le R410A :

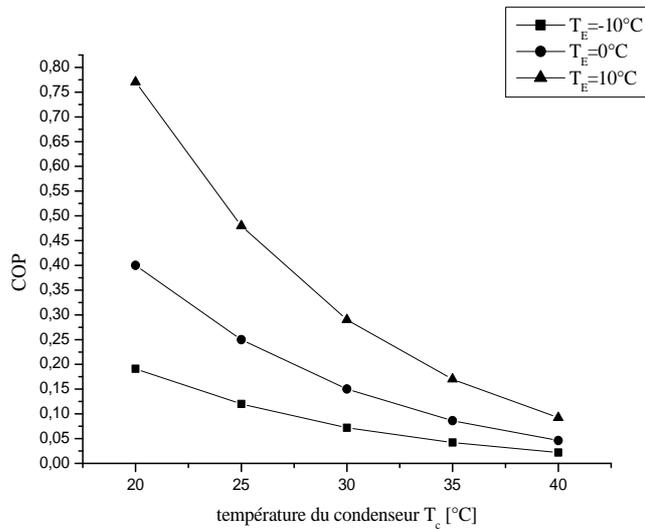


Figure (IV-20) : l'influence de la température de condensation sur le COP pour le fluide R410A.

Discussion :

D'après les figures, on peut remarquer que, pour des températures de la source chaude et de la source froide constantes, la température du source intermédiaire est inversement proportionnelle au coefficient de performance. En observant l'existence d'une température optimale du condenseur appelé « température critique du condenseur », à laquelle correspond l'efficacité frigorifique maximale, pour T_E et T_B constantes.

Validation :

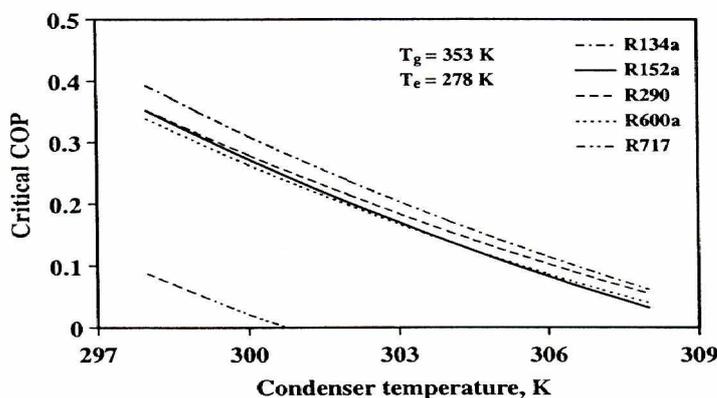


Fig. 9. Variation of critical COP with condenser temperature.

Figure (IV-21) : l'influence de la température de condensation sur le COP [expérimental]

IV-5-c/ la variation de taux d'entraînement avec les conditions de fonctionnement :

IV-5-c-1/ la variation de taux d'entraînement avec le taux de moteur:

IV-5-c-1-1/pour le fluide R600a :

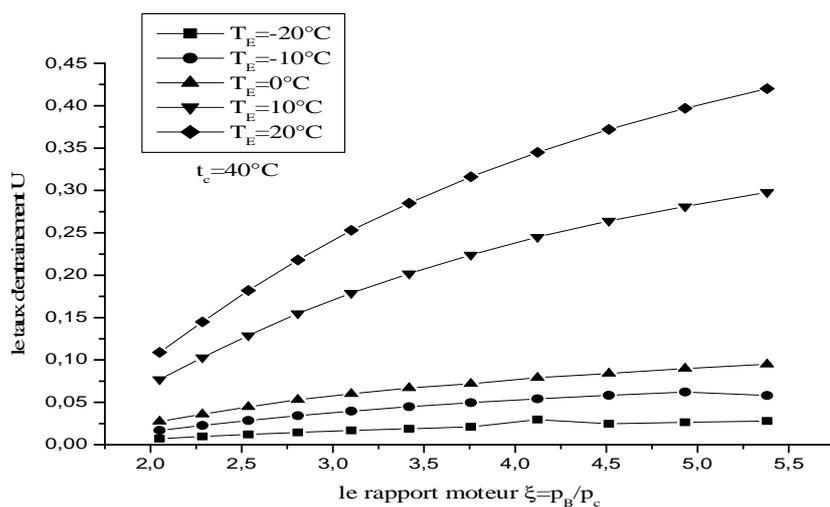


Figure (IV-22) : l'influence du rapport moteur sur le taux d'entraînement. Pour le fluide R600a.

IV-5-c-1-2/ pour le fluide R407C :

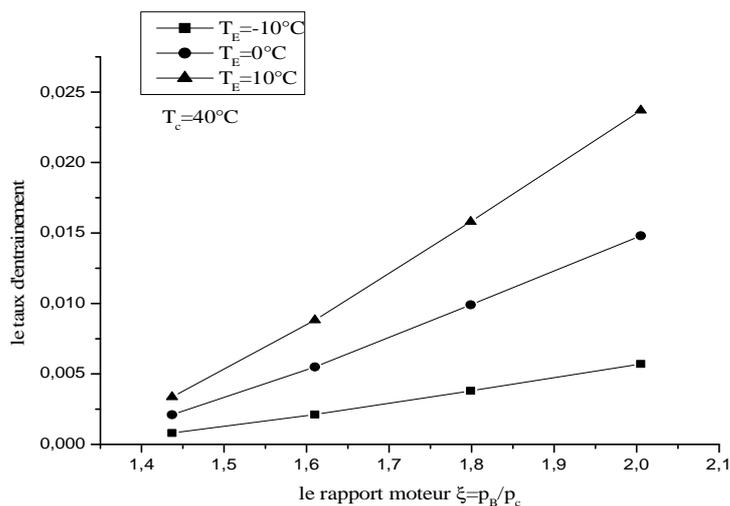


Figure (IV-23) : l'influence du rapport moteur sur le taux d'entraînement. Pour le fluide R407C.

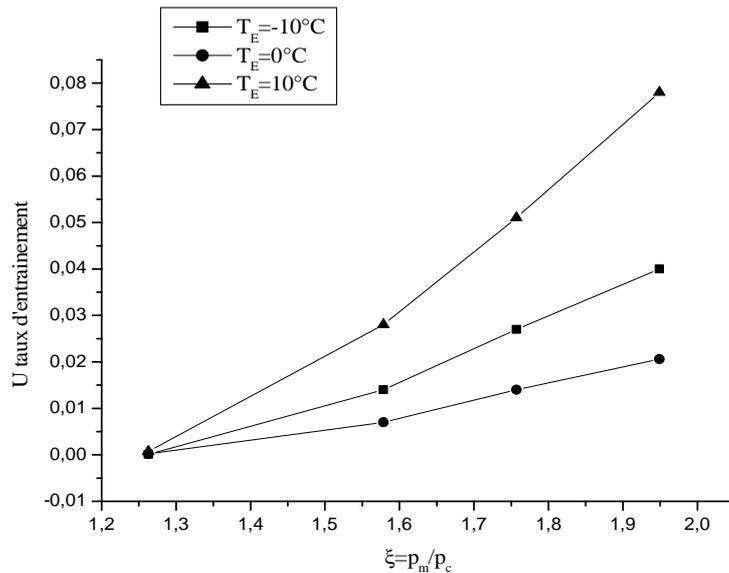
IV-5-c-1-3/pour le fluide R410A :

Figure (IV-24) : l'influence du rapport moteur sur le taux d'entraînement. Pour le fluide R410A.

Discussion :

Le taux d'entraînement, augmente avec la variation du rapport moteur, et ceci quelque soit la température d'évaporation, pour des températures d'évaporation inférieur à 0°C , la variation de taux d'entraînement est faible, et pour des températures d'évaporation supérieur à 0°C , la variation de taux d'entraînement est rapide.

IV-5-d-1/ la variation de taux d'entraînement avec le taux de compression :

IV-5-d-1-1/ pour le R600a :

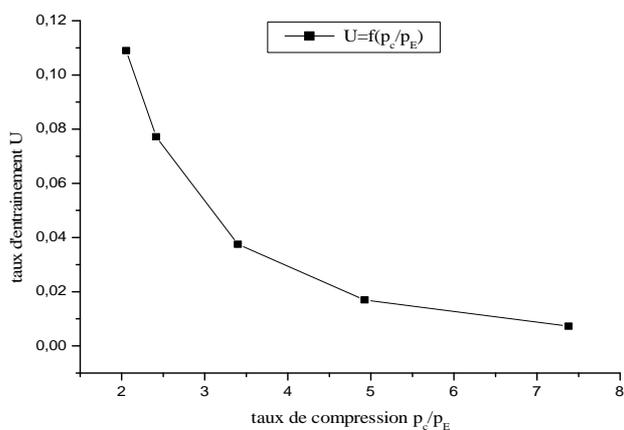


Figure (IV-25) : l'influence de taux de compression sur le taux d'entraînement pour le R600a.

IV-5-d-1-2/ pour le fluide R407C :

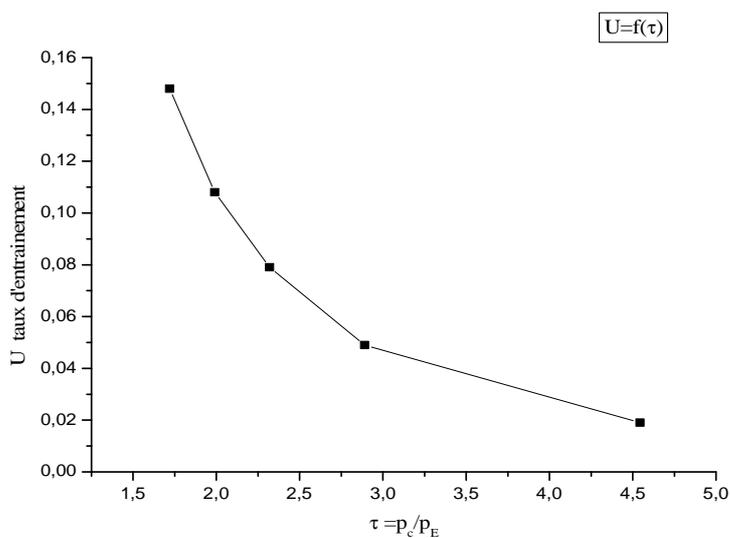


Figure (IV-26) : l'influence de taux de compression sur le taux d'entraînement pour le R407C.

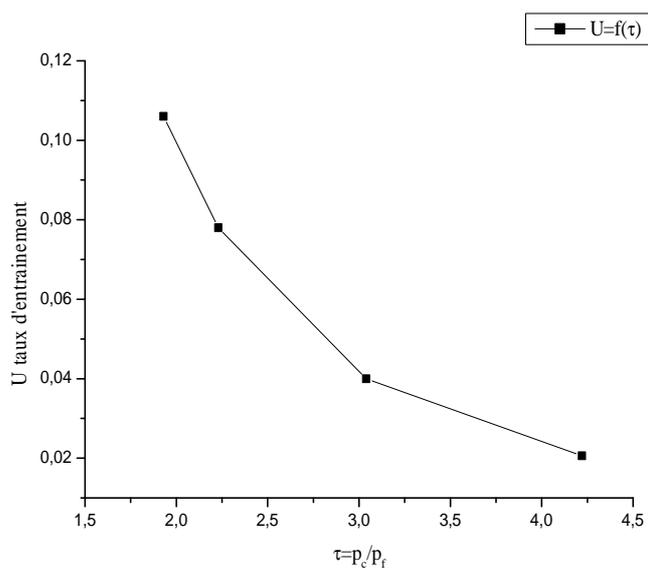
IV-5-d-1-3/ pour le R410A :

Figure (IV-27) : l'influence de taux de compression sur le taux d'entraînement pour le R410A

Discussion :

Le taux d'entraînement est inversement proportionnelle, avec le taux de compression.

IV-5-g/ variation du coefficient de performance en fonction de la nature du fluide :

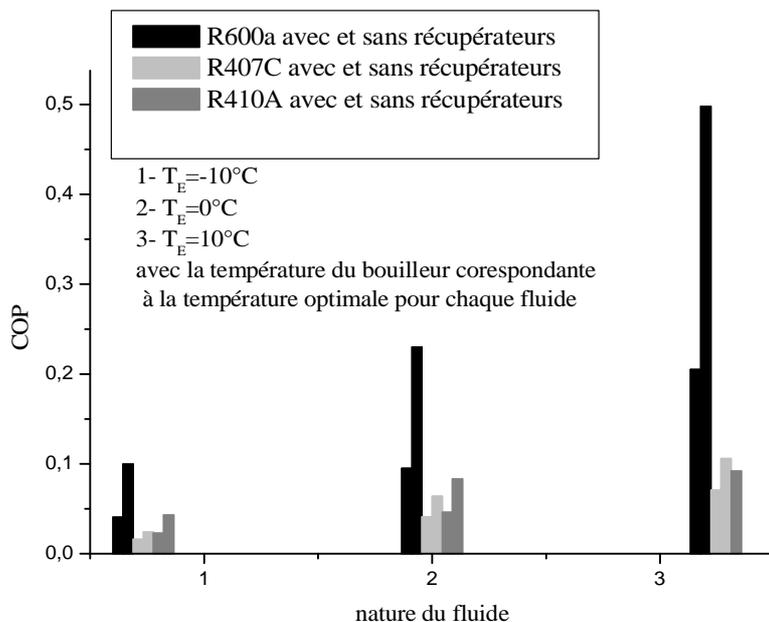


Figure (IV-28) : variation du coefficient de performance en fonction de la nature du fluide.

Discussion :

D’après la figure (IV-28), on peut constater que, le coefficient de performance dépend de la nature du fluide, le meilleur fluide (qui donne le plus grand coefficient de performance), c’est bien l’isobutane R600a.

Annexe A

Effet des fluides frigorigènes sur l'environnement

Avant de présenter dans le détail les effets des fluides frigorigènes sur l'environnement. Un rappel sur les notions de couche d'ozone et des gaz à effet de serre s'imposent pour situer le problème car c'est un domaine en pleine effervescence.

A-1/ notion de la couche d'ozone :

Il existe dans la haute atmosphère, vers 40Km d'altitude, une couche d'ozone qui est formée par la transformation de l'oxygène, de formule O_2 , en ozone de formule O_3 , sous l'action des rayons cosmiques. Cette couche d'ozone arrête une grande partie des rayons ultra violets solaires et sans elle aucune vie ne serait possible sur terre. La destruction de l'ozone est liée à l'utilisation dans diverses industries (climatisation, réfrigération, solvants, aérosols) de composés à base de fluor et de chlore (dont le plus connue est le fréon). C'est le chlore contenu dans la molécule de CFC qui est libéré dans la haute atmosphère et qui détruit l'ozone.

A-2/ notion des gaz à effet de serre :

La température à la surface de la terre est déterminée par la retenue d'une partie du rayonnement solaire par l'eau, les gaz à effets de serre et les nuages. Environ 30% du rayonnement solaire qui atteint la terre est réfléchi par les nuages, les particules de l'atmosphère et la surface de la planète .le reste est absorbé puis réémis par le sol et l'atmosphère sous forme d'infrarouges .cette énergie est piégée par les nuages et les gaz à effets de serre, qui agissent comme une vitre de serre, d'où l'expression « effet de serre ». En l'absence de cet effet de serre, la température moyenne à la surface de la terre serait d'environ $-19^{\circ}C$. L'effet de serre est donc un mécanisme naturel qui est à l'origine du climat tempéré

dont jouit notre planète. Différents gaz, notamment le gaz carbonique ou le méthane, influent sur ce mécanisme en retenant une partie des radiations solaires, ce qui, à long terme, peut provoquer un réchauffement de la terre.

A-3/ effet des fluides sur la couche d'ozone et effet de serre :

Dans les années 80, la découverte que les CFC jouait un rôle dans l'appauvrissement de la couche d'ozone a révolutionnée la profession lorsque des fluides frigorigènes aussi bien établis que le R-22, le R-502...etc., se sont trouvés menacés face à la préoccupation d'environnement suscitée par l'appauvrissement de la couche d'ozone, des mesures ont été prises au niveau international (§ a-4) afin de réglementer l'utilisation des gaz à appauvrir la couche d'ozone. Les CFC sont tombés sur le coup de cette réglementation, cette décision a eu pour conséquence un changement radical pour les professions dans la mesure où des fluides comme le R-22 et le R-502 largement utilisés par la profession ont fait être interdits d'utilisation dans les installations neuves puis progressivement interdits d'utilisation pour la maintenance dans des installations existantes. Comme substituts aux CFC les chimistes ont proposés les HFC et les HCFC qui appartiennent à la même famille que le CFC. La différence importante étant que les molécules des HCFC contiennent au moins un hydrogène et que les molécules de HFC ne contiennent pas de chlore. Ces deux points sont essentiels, en effet, l'appauvrissement de la couche d'ozone est un phénomène complexe dont l'origine réside dans la présence de chlore dans la molécule des composés halogénés. C'est-à-dire que les HFC qui ne contiennent pas de chlore n'ont aucun effet sur la couche d'ozone, les HCFC qui contiennent de chlore ont un effet sur la couche d'ozone. L'avantage des HFC est qu'ils sont inoffensifs pour la couche d'ozone. Néanmoins, ils ne sont pas pour autant bénins pour l'environnement. En effet, ils contribuent à l'échauffement de la planète en renforçant l'effet de serre. Des potentiels ont été introduits pour quantifier l'impact des fluides frigorigènes au regard de l'environnement. Le premier potentiel, l'ODP (« Ozone Depletion Potential » en anglais qui se traduit par PAOS « Potentiel d'Action sur l'Ozone Stratosphérique » en Français) rend compte de l'impact de l'émission d'un kg de fluide frigorigène comparé à l'impact de l'émission d'un kg de R-11. Les CFC ont un ODP proche de 1 ce qui correspond à un très fort impact sur la couche d'ozone. Les HCFC ont un ODP beaucoup plus faible. Le tableau (A-1) donne des valeurs du ODP «PAOS » de divers frigorigènes [2].

Le second potentiel à prendre en considération est le GWP («global warming potential») en Anglais qui signifie PAES « Potentiel d'Action sur l'Effet de Serre» en Français). Le GWP_{100} donne la quantité de CO_2 qui aurait un effet équivalent, sur l'effet de serre, à l'émission d'un kg de fluide à un horizon de 100 ans. En effet la durée de vie d'un fluide halogéné est très longue et il faut intégrer son effet sur une durée longue dans l'évaluation de l'impact sur l'environnement des fluides frigorigènes, il ne faut pas se laisser abuser par le seul GWP.

Le tableau (A-2) donne de la valeur du GWP de divers frigorigène [2].

En effet, celui-ci ne représente que l'effet direct sur l'effet de serre lié à la consommation énergétique. Pour quantifier l'impact total sur l'effet de serre, un indicateur a été introduit. Il s'agit de TEWI (total equivalent warming impact en anglais) qui s'écrit :

$$TEWI = GWP_{100} [M(1-x) + M \cdot f \cdot N] + E \cdot A \cdot N .$$

Effet direct

effet indirect

Où :

GWP_{100} : représente la valeur de GWP_{100} pour le fluide considéré ;

M : est lamasse de fluide frigorigène en kg ;

x : est la fraction de fluide récupéré en fin de vie de l'équipement ;

f : est le taux de fuite annuel de l'équipement ;

N : est le temps d'utilisation en années ;

E : est la consommation annuelle d'énergie de l'équipement en kWh ;

A : est la quantité, en kg, de CO_2 émise pour produire 1kWhde l'énergie utilisé. Le TEWI est donné en kg de CO_2 pour la durée de vie de l'équipement. Le coefficient A dépend de l'énergie utilisée ainsi que du pays. C'est ainsi que pour l'énergie électrique, $A=0.015$ kg en France mais $A \sim 0.9$ en Allemagne. Pour une machine à absorption fonctionnant à gaz naturel, il faut prendre $A=0.184$.

A noter que la consommation annuelle d'énergie est directement liée au COP pour une production frigorifique donnée puisque $COP = \frac{Q_f}{E}$ où Q_f est la production frigorifique annuel du matériel considéré et COP est son COP annuel

Pour réduire l'effet direct, trois possibilités :

- 1- utiliser un fluide ayant un GWP faible ;
- 2- réduire la charge en fluide frigorigène ;
- 3- réduire le taux de fuite.

Pour réduire l'effet indirect, il faut améliorer l'efficacité énergétique.

Frigorigène	PAOS	Frigorigène	PAOS
R 11.....	1	R 123.....	0,020
R 12.....	0,9 à 1	R 124.....	0,022
R 22.....	0,055	R 125.....	0
R 23.....	0	R 134a.....	0
R 32.....	0	R 141b.....	0,11
R 113.....	0,8	R 142b.....	0,065
R 114.....	1,0	R 143a.....	0
R 115.....	0,6	R 152a.....	0
R 13B1.....	7,8 à 13,2	R 500.....	0,74
NH ₃ (R 717).....	0	R 502.....	0,33
CO ₂	0	Propane (R 290)	0

Tableau (A-1) [2] : Potentiel d'Action sur l'Ozone Stratosphérique (ou ODP) de divers fluide frigorigène en prenant l'action du R-11 comme référence.

Frigorigène	PAES rapporté au CO ₂ sur une période de :		
	20 ans	100 ans	500 ans
R 11.....	5 000	4 000	1 400
R 12.....	7 900	8 500	4 200
R 22.....	4 300	1 700	520
R 113.....	5 000	5 000	2 300
R 114.....	6 900	9 300	8 300
R 115.....	6 200	9 300	13 000
R 13B1.....	6 200	5 600	2 200 (1)
NH ₃ (R 717).....	0	0	0
CO ₂	1	1	1
R 123.....	300	93	29
R 124.....	1 500	480	150
R 125.....	4 600	2 800	900
R 134a.....	3 400	1 300	420
R 141b.....	1 800	630	200
R 142b.....	4 200	2 000	630
R 143a.....	5 000	3 800	1 400
R 152a.....	460	140	42
R 500.....	5 950 (1)	6 310 (1)	3 110 (1)
R 502.....	5 270 (1)	5 590 (1)	6 910 (1)
Propane (R 290)	31	11	

(1) à considérer avec réserves (simple estimation)
incertitudes ± 35 % d'après AFEAS (sept. 1995)

Tableau (A-2) [2] : potentiel d'action sur l'effet de serre PAES (ou GWP) de divers frigorigène.

A-4/législation :

Les inquiétudes des scientifiques relatives aux effets de CFC sur l'environnement ont conduit les pouvoirs publics de nombreux pays à prendre des mesures restrictives concernant les fluides frigorigènes polluants. Ces mesures restrictives de plus en plus sévères ont été prise en conférence de vienne en 1985, protocole de Montréal en 1987, conférence de Londres en 1990 puis en novembre 1992 le conférence de Copenhague.

Les décisions de la conférence de Copenhague sont les suivants :

- accélération de l'arrêt de la production des CFC et des halons ;
- arrêt par palier de la production des HCFC selon un calendrier précise ;
- délai de grâce pour les pays en voie de développement.

En ce qui concerne l'arrêt de la production des CFC, la conférence de Copenhague précise quel devra être effectif au premier janvier 1996 et que l'arrêt de la production des halons est fixé au premier janvier 1994.

Pour ce qui est des HCFC, il est prévu de diminuer régulièrement la production jusqu'à premier Janvier 2030 qui marque l'arrêt définitif de la fabrication. Les tableaux (A-3), (A-4) et (A-5) représentent respectivement les tableaux des fluides de transition et de substitution du R-12, R-11 et R-22

Dénomination	Formule chimique (corps purs) ou composition (mélanges)	θ_{eb} (°C)	θ_{cr} (°C)	PAOS (ODP) / R11	PAES (GWP)/CO ₂ (9)	Remarques
R12	CF₂Cl₂	- 29,8	112	0,9 à 1	8 500	$\Delta\theta = 0$ K
Frigorigènes de transition						
R401A (% en masse)	R22/R152a/R124 53 13 34	- 33,8	109	0,037	1 100	$\Delta\theta = 6,3$ à 7 K MP39 (1)
R401B (% en masse)	R22/R152a/R124 61 11 28	- 34,7	108	0,04	1 200	$\Delta\theta = 5,9$ à 6,6 MP66 (1)
R401C (% en masse)	R22/R152a/R124 33 15 52	- 28,8	0,03	850	$\Delta\theta = 5,9$ à 6,6 MP52 (1)
R409A (% en masse)	R22/R124/R142b 60 25 15	- 34,2	107	0,048	1 450	$\Delta\theta = 8,1$ à 8,5 FX56 (2)
R409B (% en masse)	R22/R124/R142b 65 25 10	- 35,2	105	0,048	1 420	$\Delta\theta = 7,2$ à 7,7 FX57 (2)
R405A (% en masse)	R22/R152a/R142b/RC318 45 7 5,5 42,5	- 33,5	0,028	4 750	$\Delta\theta = 5,5$ K G2015 (3)
R406A (% en masse)	R22/R600a/R142b 55 4 41	- 36	0,057	1 800	$\Delta\theta = 9,9$ K GHG12 (3)
R412A (4) (% en masse)	R22/R218/R142b 70 5 25	- 40,1	0,055	3 400 (7)	$\Delta\theta = 8,1$ K Arcton TP5R (5)
(% en masse)	R22/R124/R600 50 47 3	- 32,1	0,038	1 100	$\Delta\theta = 6,1$ K Meforex D136 (6)
Frigorigènes de substitution (frigorigènes sans chlore)						
R134a (7)	CF ₃ -CH ₂ F	- 26,5	101,1	0	1 300	$\Delta\theta = 0$ K fluide pur
R152a (8)	CHF ₂ -CH ₃	- 24,7	113,5	0	140	$\Delta\theta = 0$ K fluide pur Combustible
(% en masse)	R290/R600 50 50	- 31,6	0	3	$\Delta\theta = 12,3$ K ØZ12 Combustible
(D'après les dernières valeurs fournies par IPCC-Intergouvernemental Panel on Climate Change - 1995)						
(1) produit Du Pont de Nemours (marque Suva)						
(2) produit Atochem (marque Forane)						
(3) produits des États-Unis						
(4) essentiellement proposé comme remplaçant du R500, azéotrope de R12 et de R152a (température d'ébullition du R500 : - 33,5 °C)						
(5) produit ICI						
(6) produit Ausimont						
(7) tous les chimistes élaborent ce produit						
(8) ce produit n'est pas utilisé seul mais entre dans la composition de nombreux mélanges						
(9) pour un horizon d'intégration de 100 ans						
$\Delta\theta$ variation de température au cours de la vaporisation du frigorigène sous pression constante						
θ_{cr} température critique						
θ_{eb} température d'ébullition						

Tableau (A-3) [2] : fluides de transition et de substitution de R-12

Dénomination	Formule chimique	θ_{eb} (°C)	θ_{cr} (°C)	PAOS (ODP) /R11	PAES (GWP)/CO ₂ (4)	Remarques
R11	CFCl ₃	23,7	198	1	4 000	$\Delta\theta = 0K$
Frigorigènes de transition						
R123 (1) R141b (2)	CF ₃ -CHCl ₂ CH ₃ -CFCl ₂	27,9 32,2	183,8 210,2	0,020 0,110	93 630	$\Delta\theta = 0K$ $\Delta\theta = 0K$ Combustible
Frigorigènes de substitution (frigorigènes sans chlore)						
R245fa (3)	CF ₃ -CH ₂ -CHF ₂	15	0	$\Delta\theta = 0K$ Combustible
R245ca (3)	CHF ₂ -CF ₂ -CH ₂ -F	25,0	178,4	0	560	$\Delta\theta = 0K$ Combustible
ID'après les dernières valeurs fournies par IPCC-Intergovernmental Panel on Climate Change – 1995)						
(1) produits Du Pont de Nemours (marques <i>Suva 123</i>) et Atochem (marque <i>Forane 123</i>). Le R123 est actuellement le seul frigorigène de transition véritablement mis en œuvre par quelques constructeurs de turbocompresseurs						
(2) produits Atochem (marque <i>Forane 141b</i>)						
(3) ces substances ont été proposées comme remplaçant du R11 mais elles ne sont pas utilisées industriellement						
(4) pour un horizon d'intégration de 100 ans						
$\Delta\theta$ variation de température au cours de la vaporisation du frigorigène sous pression constante						
θ_{cr} température critique						
θ_{eb} température d'ébullition						

Tableau (A-4) [2] : fluides de transition et de substitution de R-11

Dénomination	Formule chimique (corps purs) ou composition (mélanges)	θ_{eb} (°C)	θ_{cr} (°C)	PAOS (ODP) /R11	PAES (GWP)/CO ₂ (9)	Remarques
R22	CHF ₂ Cl	-40,8	96	0,055	1 700	$\Delta\theta = 0K$
Frigorigènes de transition						
R411A (% en masse)	R22/R1270/R152a 87,5 1,5 11	98,6	0,048	1 510	G2018A (1)
Frigorigènes de substitution (frigorigènes sans chlore)						
R404A (2) (% en masse)	R125/R143a/R134a 44 52 4	-46,5	72,6	0	3 700	$\Delta\theta = 0,8K$
R407C (3) (% en masse)	R32/R125/R134a 23 25 52	-43,6	87,3	0	1 600	$\Delta\theta = 7,2K$
R410A (4) (% en masse)	R32/R125 50 50	-52,7	84,9	0	1 900	$\Delta\theta < 0,1K$
R410B (5) (% en masse)	R32/R125 45 55	-51,8	84,1	0	2 000	$\Delta\theta < 0,1K$
(% en masse)	R32/R125/R143a/R134a 10 33 36 21	-49,4	77,5	0	2 700	$\Delta\theta = 4,1K$ HX4 (6)
(% en masse)	R23/R32/R134a 4,5 21,5 74	-43,0	89	0	1 600	$\Delta\theta = 10,2K$ (7)
(% en masse)	R32/R134a 25 75	-40,4		0	1 100	$\Delta\theta = 7,2K$
R290 (8)	C ₃ H ₈	-42,1	96,7	0	< 10	$\Delta\theta = 0K$ corps pur Combustible
ID'après les dernières valeurs fournies par IPCC-Intergovernmental Panel on Climate Change – 1995)						
(1) produit des États-Unis (GU)						
(2) également proposé comme frigorigène de substitution du R502						
(3) également connu sous les noms commerciaux suivants : <i>Genetron 407C</i> (Allied Signal), <i>Klea 407C</i> (ou <i>Klea 66</i>) (ICI), <i>Meforex M95</i> (Ausimont), <i>Reclín HX3</i> (Hoechst), <i>Suva AC9000</i> (Du Pont de Nemours), <i>Forane 407C</i> (Atochem)						
(4) également connu sous les noms commerciaux suivants : <i>Genetron AZ20</i> (Allied Signal), <i>Solkane 410A</i> (Solvay)						
(5) également connu sous les noms commerciaux suivants : <i>Suva AC9100</i> (Du Pont de Nemours), <i>Forane F221</i> (Atochem)						
(6) produit Hoechst (marque <i>Reclín</i>), également proposé pour le remplacement du R502						
(7) connu sous le nom commercial <i>Forane FX220</i> (Atochem)						
(8) c'est le propane						
(9) pour un horizon d'intégration de 100 ans						
$\Delta\theta$ variation de température au cours de la vaporisation du frigorigène sous pression constante						
θ_{cr} température critique						
θ_{eb} température d'ébullition						

Tableau (A-5) [2] : fluides de transition et de substitution de R-22

Annexe B :

Propriétés physiques des fluides et paramètres des équations cubiques

B-1/ table des propriétés des fluides de travail :

Fluides	Facteur acentrique ω	Facteur de compressibilité critique Z_c
Méthane	0.01083	0.288
Propane	0.1517	0.280
Isobutane	0.1770	0.282

Tableau (B-1) : facteur acentrique, facteur de compressibilité critique des fluides de travail.

B-2 /valeurs des constantes de l'équation d'état de Van der waals :

Fluides	a (litre ² atm mole ⁻¹)	b (litre mole ⁻¹)
Méthane	2.253	0.0428
Ethane	5.489	0.0638
Propane	8.664	0.0845

Tableau (B-2) : valeur de a et b de l'équation de van der Waals pour quelques corps purs

B-3/ constantes des équations cubiques :

Equation	u	w	a	b	$\alpha(T)$	Ω_a	Ω_b
Redlich-Kwong	1	0	$\Omega_a \frac{(RT_c)^2}{p_c} \alpha(T)$	$\Omega_b \frac{RT_c}{p_c}$	$\frac{1}{\sqrt{T}}$	0.42748	0.08664
Soave-Redlich-kwong	1	0	$\Omega_a \frac{(RT_c)^2}{p_c} \alpha(T)$	$\Omega_b \frac{RT_c}{p_c}$	$[1 + m(1 - \sqrt{T_r})]^2$ $m=0.48+1.574\omega -$ $0.176\omega^2$	0.42748	0.08664
Peng-Robinson	2	-1	$\Omega_a \frac{(RT_c)^2}{p_c} \alpha(T)$	$\Omega_b \frac{RT_c}{p_c}$	$[1 + m(1 - \sqrt{T_r})]^2$ $m=0.3746+1.542\omega -$ $0.2699\omega^2$	0.45724	0.07780

Tableau (B-3) : constantes pour trois équations d'état cubiques.

Annexe C:

Paramètres utilisées dans la modélisation des propriétés thermodynamiques

c-1/ base de données du R 407C :^[28]

Composants	t_{ci} (K)	P_{ci} (KPa)	w_i	x_i
HFC-32 ($i=1$)	351.60	5830.0	0.2763	0.38110
HFC-125 ($i=2$)	339.19	3595.0	0.3023	0.17956
HFC-134a ($i=3$)	374.20	4056.0	0.3266	0.43934

Tableau (C-1): Base de données relative aux composants du R407C.

C-2/paramètre d'interaction ternaire du R407C :

i \ j	1	2	3
1	0	-0.00028	-0.00815
2	-0.0028	0	-0.00240
3	-0.00815	-0.0024	0

Tableau (C-2) : coefficient du paramètre d'interaction ternaire du R407C.

C-3/ paramètres d'interaction du R410A : [29]

I \ j	1	2
1	0	-0.00028
2	-0.00028	0

Tableau (C-3) : coefficient du paramètre d'interaction ternaire de R410A

C-4/Capacité thermique spécifique :

Capacité thermique spécifique à pression constante Cp^0 :

$$Cp^0 = a_0 + a_1.T + a_2.T^2 + a_3.T^3 + a_4.T^4$$

Unités : T [K], Cp^0 [J/K.mole]

Fluides	a_0	a_1	a_2	a_3	a_4
R600a	-1.390	3.847 ^E -01	-1.846 ^E -04	2.895 ^E -08	0.0
R407C	3.687734 ^E +01	1.836637 ^E -02	6.378489 ^E -04	-1.420078E-06	1.370568E-09
R410A	0.19423 ^E +02	1.535323 ^E -01	-7.147812 ^E -05	4.147812E-05	0.0

Tableau (C-4): coefficients caractéristiques des fluides frigorigènes pour l'estimation des capacités thermiques massiques à pressions constantes du R600a, R407C et du R410A.

C-5/Relation de la tension de vapeur appliquée au R410A :

$$\ln \frac{P_s}{P_C} = \frac{1}{T_r} (A + B.X + C.X^2 + D.X^3 + E.X^4 + F.X^5)$$

Avec : $X = (1 - T_r) - X_0$, $T_r = \frac{T}{T_C}$

Unités : T [K], P_s [Kpa].

Paramètres	A	B	C	D	E	F	X_0
Point de bulle	-1.4376	-6.87150	-0.536230	-3.826420	-4.06875	-1.23330	0.2086902
Point de rosée	-1.440004	-6.865265	- 0.5354309	-3.749023	-3.521484	-7.750	0.2086902

Tableau (D-5): Paramètres constantes de la relation utilisée pour le calcul de la tension de vapeur aux points de saturations.

C-6/ Relation de tension de vapeur appliquée au R407C : ^[30]

$$\ln P_s = A + \frac{B}{T} + C \cdot \ln T + D \cdot T^2$$

Unités : T [K], P [Kpa]

Paramètres	A	B	C	D
Point de bulle	4.27103 ^E +01	-3.3446 ^E +03	-4.39387 ^E +00	6.86997e-06
Point de rosée	7.46912 ^E +09	-4.50059 ^E +03	-9.51789 ^E +00	1.73528 ^E -05

Tableau (c-6) : Paramètres constantes de la relation utilisée pour le calcul des pressions aux ponts de saturations du R407C.

C-7/ Relation de tension de vapeur équation d'Antoine : ^[26]

Fluides	A	B	C
Méthane	6.69561	405.420	267.770
Propane	6.80398	803.810	246.990
Isobutane	6.91048	968.350	246.680

Tableau (c-7) : coefficient d'équation d'Antoine.

Annexe D :

Tableaux des résultats

D-1/ tableaux des résultats pour le fluide R600a :**D-1-1/ tableau des résultats du volume de la vapeur surchauffée :**

t _s [°C]	P _s [bars]	ΔT _{sur} [°C]	Volume massique de la vapeur surchauffée pour le R600a [dm ³ /kg]		
			RKS	CoolPack	L'erreur relative
-40	0.282	+10	1191.5	1190.9	0.05
		+50	1392.4	1394.8	0.72
0	1.551	+10	243.9	244.2	0.122
		+50	282.6	283.8	0.423
+40	5.359	+10	89.5	89.6	0.11
		+50	104.7	104.9	0.19

Tableau (D-1) : Comparaison entre les valeurs de volume surchauffée obtenues par RKS et le logiciel CoolPack pour le fluide R600a.

P_s : pression de saturation ;

T_s : température de saturation ;

ΔT_{sur} : écart de température de surchauffe.

D-1-2/ tableau des résultats du volume de la vapeur sous refroidit :

t_s [°C]	P_s [bars]	ΔT_{sous} [°C]	Volume massique de la vapeur sous refroidie pour le R600a [dm ³ /kg]		
			RKS	CoolPack	L'erreur relative
40	5.359	-10	1.96	----	----
		$t_s=30^\circ\text{C}$ $p_s=4.011\text{bar}$	1.96	1.83	6.63
		-50	1.78	----	-----
		$t_s=-10^\circ\text{C}$ $p_s=1.07\text{bars}$	1.78	1.69	5.056

Tableau (D-2) : Comparaison entre les valeurs de volume du liquide sous refroidie obtenue par RKS et le logiciel CoolPack pour le fluide R600a.

ΔT_{sou} : écart de température de sous refroidissement.

D-1-3/ tableau des résultats de l'enthalpie massique de la vapeur surchauffée :

t_s [°C]	P_s [bar]	Δt_{sur} [°C]	Enthalpie massique de la vapeur surchauffée [kJ/kg]		Erreurs relatives
			RKS	CoolPack	
-40	0.288	+10	516.5	516.6	0.019
		+50	576.9	577.1	0.03
		+100	663.6	663.2	0.06
0	1.578	+10	572.8	571.9	0.15
		+50	641.9	663.2	3.21
		+100	738.3	737.7	0.08
+40	5.359	+10	631.2	628.9	0.36
		+50	709.8	708.5	0.18
		+100	817.1	816.3	0.098

Tableau (D-3) : comparaison entre les valeurs de l'enthalpie massique, de la vapeur surchauffée obtenues par RKS et le logiciel CoolPack. (R600a).

D-1-4/ tableau des résultats de l'enthalpie massique du liquide sous refroidit

t_s [°C]	P_s [bar]	Δt_{sr} [°C]	t_{sou} [°C]	Enthalpie massique du liquide sous refroidit [kJ/kg]	
				RKS	CoolPack
40	5.359	-10	30	271.94	----
		$t_s=30^\circ\text{C}, P_s=4.078 \text{ bar}$		271.91	270.38
		-50	-10	177.91	----
		$t_s=-10^\circ\text{C}, P_s=1.07 \text{ bar}$		177.55	177.57

Tableau (D-4) : Comparaison entre les valeurs de l'enthalpie massique, du liquide sous pression obtenues par RKS et le logiciel CoolPack. (R600a)

D-1-5/ tableau des résultats d'entropie du liquide sous refroidit:

t_s [°C]	P_s [bar]	Δt_{sr} [°C]	t_{sou} [°C]	RKS	CoolPack
40	5.359	-10	30	1.25	----
		$t_s=30^\circ\text{C}, P_s=4.011 \text{ bar}$		1.24	1.242
		-50	-10	0.92	----
		$t_s=-10^\circ\text{C}, P_s=1.07\text{bar}$		0.92	0.9167

Tableau (D-5) : Comparaison entre les valeurs d'entropie liquide sous refroidit obtenus par l'équation RKS et celle donnés par le logiciel CoolPack.R600a

D-1-6/ tableau d'entropie massique de la vapeur surchauffée :

t _s [°C]	p _s [bar]	ΔT _{sur} [°C]	t _{sur} [°C]	L'entropie massique de la vapeur surchauffée s [kJ/kg.K]		
				RKS	CoolPack	Erreurs relatives
-40	0.282	+5	-35	2.39	2.36	1.3
		+10	-30	2.42	2.389	1.3
		+15	-25	2.45	2.416	1.8
-10	1.076	+5	-5	2.36	2.33	3
		+10	0	2.39	2.36	1.26
		+15	5	2.42	2.39	1.24
0	1.551	+5	+5	2.36	2.33	3
		+10	+10	2.39	2.36	1.26
		+15	+15	2.42	2.39	1.24

Tableau (D-6) : Comparaison entre les valeurs de l'entropie massique de la vapeur surchauffée obtenues par RKS et le logiciel CoolPack. (R600a).

D-2/ tableaux des résultat du fluide R410A

D-2-1/ tableau de volume de la vapeur surchauffée pour le R410A :

ts [°C]	P _{ros} [bar]	Δtsur [°C]	Volume de la vapeur surchauffée [dm ³ /kg]		Erreurs relatives
			RKS	CoolPack	
-40	1.758	+10	419.3	411.6	1.84
		+50	450.2	442.3	1.75
		+100	492.2	484.5	1.65
-10	7.721	+10	441.0	433.3	1.75
		+50	476.46	468.6	1.65
		+100	523.0	515.0	1.53
0	7.965	+10	452.9	444.7	1.81
		+50	497.1	488.5	1.73
		+100	550.5	541.8	1.58

Tableau (D-7) : Comparaison entre les valeur de volume massique de la vapeur surchauffée obtenus par RKS et CoolPack pour le R410A.

P_{ros} : pression de rosée

D-2-2/tableau de volume du liquide sous refroidit

t _s	P _{bulle}	ΔT _{sr}	t _{sou}	Volume massique de liquide sous refroidit [dm ³ /kg]	
				RKS	CoolPack
40	24.111	-10	30	1.18	----
		t _s =30°C p _{bulle} =18.842bar		1.18	1.17
		-50	-10	0.93	-----
		T _s =-10°C P _{bulle} =5.738 bar		0.94	0.944

Tableau (D-8) : Comparaison des valeurs de volume massique du liquide sous refroidit obtenue par RKS et CoolPack.

D-2-3/ tableau d'enthalpie massique de la vapeur surchauffée :

t_s [°C]	$P_{\text{rosé}}$ [bar]	Δt_{sur} [°C]	RKS	CoolPack
-40	1.758	+10	419.3	411.6
		+50	450.2	442.3
		+100	492.2	484.5
0	7.721	+10	441.0	433.3
		+50	476.46	468.6
		+100	523.0	515.0
+40	23.98	+10	452.9	444.7
		+50	497.1	488.5
		+100	550.5	541.8

Tableau (D-9) : Comparaison entre les valeurs de l'enthalpie massique de la vapeur surchauffée obtenues par RKS et CoolPack pour le R410A.

D-2-4/tableau d'enthalpie massique du liquide sous refroidit :

t_s [°C]	P_{bulle} [bar]	Δt_{sr} [°C]	t_{sou} [°C]	RKS	CoolPack
40	24.191	-10	30	253.53	----
		$t_s=30^\circ\text{C}, P_{\text{bulle}}=18.842 \text{ bar}$		254.30	250.68
		-50	-10	183.85	----
		$t_s=-10^\circ\text{C}, P_{\text{bulle}}=5.721 \text{ bar}$		183.73	184.93

Tableau (D-10) : Comparaison entre les valeurs de l'enthalpie massique, du liquide sous pression obtenues par RKS et le logiciel CoolPack R410A.

P_{bulle} : pression de bulle ;

Δt_{sr} : écart de sous refroidissement ;

T_{sou} : température de sous refroidissement.

D-2-5/ tableau d'entropie massique de la vapeur surchauffée :

t_s [°C]	$P_{\text{rosé}}$ [bar]	Δt_{sur} [°C]	RKS [kJ/kg.K]	CoolPack [kJ/kg.K]
-40	1.803	+10	1.93	1.92
		+50	2.07	2.05
		+100	2.21	2.18
0	7.986	+10	1.84	1.85
		+50	1.99	1.97
		+100	2.12	2.10
+40	23.98	+10	1.81	1.79
		+50	1.94	1.92
		+100	2.07	2.08

Tableau (D-11): Comparaison entre les valeurs de l'entropie massique, de la vapeur surchauffée obtenues par RKS et le logiciel CoolPack. (R410A)

D-2-6/ tableau des résultats d'entropie massique du liquide sous refroidit :

t_s [°C]	P_{bulle} [bar]	Δt_{sr} [°C]	t_{sou} [°C]	RKS [kJ/kg.K]	CoolPack [kJ/kg.K]
40	24.111	-10	30	1.17	----
		$t_s=30^\circ\text{C}$ $P_{\text{bulle}}=18.842 \text{ bar}$		1.18	1.17
		-50	-10	0.94	----
		$t_s=-10^\circ\text{C}$, $P_{\text{bulle}}=5.738 \text{ bar}$		0.94	0.94

Tableau (D-12) : Comparaison entre les valeurs de l'entropie massique, du liquide sous pression obtenues par RKS et le logiciel CoolPack. (R410A)

D-3/ tableaux des résultats du fluide R407C**D-3-1/ tableau des résultats du volume de la vapeur surchauffée :**

ts [°C]	Pros [bar]	Δt_{sr} [°C]	RKS(dm ³ /kg)	CoolPack(dm ³ /kg)
-40	0.85	+10	269.9	269.6
		+50	316.7	316.5
		+100	374.7	374.6
0	4.52	+10	55.60	55.8
		+50	65.3	65.2
		+100	76.4	78.94
+40	15.171	+10	16.5	16.3
		+50	20.1	20.0
		+100	24.1	24.2

Tableau (D-13) : Comparaison entre les valeurs du volume massique, de la vapeur surchauffée obtenues par RKS et le logiciel CoolPack. (R407C)

D-3-2/tableau des résultats du volume du liquide sous refroidit :

ts [°C]	P _{bulle} [bar]	Δt_{sr} [°C]	t _{sou} [°C]	RKS (dm ³ /kg)	CoolPack(dm ³ /kg)
40	17.25	-10	30	0.92	---
		t _s =30°C P _{bulle} =11.5bar		0.93	0.90
		-50	-10	0.79	---
		t _s =-10°C, P _{bulle} =3.99 bar		0.80	0.79

Tableau (D-14) : Comparaison entre les valeurs du volume massique, du liquide sous pression obtenues par RKS et le logiciel CoolPack. (R407C)

D-3-3/tableau des résultats d'enthalpie massique de la vapeur surchauffée :

ts [°C]	Pros [bar]	Δt_{sur} [°C]	RKS	CoolPack
-40	0.85	+10	389.9	396.2
		+50	421.1	427.4
		+100	464.3	470.5
0	4.52	+10	416.1	422.0
		+50	451.3	457.3
		+100	499.3	505.3
+40	15.171	+10	437.7	442.4
		+50	479.1	484.2
		+100	533.6	539.0

Tableau (D-15) : Comparaison entre les valeurs de l'enthalpie massique, de la vapeur surchauffée obtenues par RKS et le logiciel CoolPack. (R407C)

D-3-4/ tableau des résultats d'enthalpie massique du liquide sous refroidit :

t_s [°C]	P_{bulle} [bar]	Δt_{sr} [°C]	t_{sou} [°C]	RKS	CoolPack
40	17.25	-10	30	246.03	-----
		$t_s=30^\circ\text{C}, P_{bulle}=11.5 \text{ bar}$		246.29	246.69
		-50	-10	1866.06	-----
		$t_s=-10^\circ\text{C}, P_{bulle}=3.99 \text{ bar}$		185.82	185.76

Tableau (D-16): Comparaison entre les valeurs de l'enthalpie massique, du liquide sous pression obtenues par RKS et le logiciel CoolPack R407C.

D-3-5/ tableau des résultats d'entropie massique de la vapeur surchauffée :

t_s [°C]	P_{ros} [bar]	Δt_{sur} [°C]	RKS	CoolPack([kJ/kg.K])
			[kJ/kg.K]	
-40	0.85	+10	1.85	1.88
		+50	1.97	1.99
		+100	2.11	2.13
0	4.52	+10	1.80	1.82
		+50	1.97	1.94
		+100	2.05	2.08
+40	15.171	+10	1.77	1.79
		+50	1.89	1.91
		+100	2.03	2.05

Tableau (D-17) : Comparaison entre les valeurs de l'entropie massique, de la vapeur surchauffée obtenues par RKS et le logiciel CoolPack. (R407C)

D-3-6/ tableau des résultats d'entropie massique du liquide sous refroidit :

t_s [°C]	P_{bulle} [bar]	Δt_{sr} [°C]	t_{sou} [°C]	RKS [kJ/kg.K]	CoolPack[kJ/kg.K]
40	17.25	-10	30	1.15	----
		$t_s=30^\circ\text{C}$ $P_{bulle}=11.5 \text{ bar}$		1.15	1.159
		-50	-10	0.95	---
		$t_s=-10^\circ\text{C}$, $P_{bulle}=3.99 \text{ bar}$		0.95	0.947

Tableau (D-18) : Comparaison entre les valeurs de l'entropie massique, du liquide sous pression obtenues par RKS et le logiciel CoolPack. (R407C)


```

module property
contains
subroutine results
common/fluide/flu
character(10) flu

```

```
open(1,file='Tables de saturation')
```

```
write(1,5) flu,'Propriétés thermodynamiques de saturation'
```

```

5 format(/,A6,2x,A50,/,/,1x,!,2x,T',4x,!,2x,P ',5x,!,&
& 'v liq.',2x,!,2x,v vap.',4x,!,&
& 1x,ro liq.',!,1x,ro vap.',2x,!,1x,h liq.',3x,!,1x,&
& 'h vap.',3x,!,1x,s liq.',1x,!,&
& 1x,s vap.',1x,!,/1x,!,7x,!,9x,!,8x,!,12x,!,8x,!,&
& 10x,!,10x,!,10x,!,8x,!,8x,!,/1x,!,1x,['°C'],2x,!,&
& 1x,['bar'],3x,!,['dm3/kg'],!,2x,['dm3/kg'],2x,!,['kg/dm3'],&
& ',1x,['kg/m3'],1x,!,1x,['kJ/kg'],2x,!,1x,['kJ/kg'],2x,!,&
& ['kJ/kgK'],!,['kJ/kgK'],!,/ )

```

```
open(2,file='Tables de surchauffe')
```

```
write(2,6)flu,'Propriétés thermodynamiques de la vapeur surchauffée'
```

```

6 format(/,a6,2x,A55,/,/,1x,!,3x,T',4x,!,4x,v',4x&
& ',!,4x,ro',5x,!,4x,h',5x,!,4x,s',5x,!,/1x,!,1x, ['°C']&
& ',3x,!,['dm3/kg'],1x,!,1x,['kg/m3'],3x,!,1x,['kJ/kg'],3x,!,['kJ/kgK'],1x,!,/ )

```

```
open(3,file='Table thermodynamique')
```

```
write(3,7)flu,'Propriétés thermodynamiques '
```

```

7 format(/,a6,A35,/,/,1x,!,3x,T',4x,!,3x,P',4x,!,4x,v',4x&
& ',!,4x,ro',5x,!,4x,h',5x,!,4x,s',5x,!,/1x,!,1x, ['°C']&
& ',3x,!,1x, ['bar'],2x,!,1x,['dm3/kg'],!,1x,['kg/m3'],2x,!,1x,['kJ/kg'],2x,!,['kJ/kgK'],2x,!,/ )

```

```
open(4,file='Tables de saturation melange')
```

```
write(4,8)flu,'Propriétés thermodynamiques de saturation'
```

```

8 format(/,a6,2x,A50,/,/,1x,!,2x,T',4x,!,2x,Pros ',2x,!,&
& 2x,Pbul ',2x,!,v liq.',2x,!,2x,v vap.',4x,!,&
& 1x,ro liq.',!,1x,ro vap.',2x,!,1x,h liq.',3x,!,1x,&
& 'h vap.',3x,!,1x,s liq.',1x,!,&
& 1x,s vap.',1x,!,/1x,!,7x,!,9x,!,9x,!,8x,!,12x,!,&
& 8x,!,10x,!,10x,!,10x,!,8x,!,8x,!,/1x,!,1x,['°C'],2x,!,&
& 1x,['bar'],3x,!,1x,['bar'],3x,!,['dm3/kg'],!,2x,['dm3/kg'],2x,!,['kg/dm3'],&
& ',1x,['kg/dm3'],1x,!,1x,['kJ/kg'],2x,!,1x,['kJ/kg'],2x,!,&
& ['kJ/kgK'],!,['kJ/kgK'],!,/ )

```

```
endsubroutine
endmodule

!Sous programme: permet de fournir une base données pour
!le fluide choisi(Equation cubiques)
module database

contains

subroutine donnee(Tc,Pc,Tb,Pb,M,a0,a1,a2,a3,a4,omega)

common/fluide/flu
character(10) flu

real M

open(22,file=flu)
read(22,*) Tc,Pc,Tb,Pb,M,a0,a1,a2,a3,a4,omega

end subroutine donnee

end module database
!frigorigène

module fluides
contains
subroutine fluide
write(*,*)'liste des fluides'
write(*,*)'1- R600a CH(CH)3 2-methylpropane'
write(*,*)'2- R407C R32/125/134a (CH2F2/CHF2CF3/CH2FCF3):(23/25/52)'
write(*,*)'3- R410A R32/125 (CH2F2/CHF2CF3) :(50/50)'
write(*,*)'4- QUITTER'

write(*,*)'entrer un numero de 1 a 3 pour choisir un fluide et 4pour quitter'

end subroutine fluide
end module

!Sous programme: permet de calculer les propriétés thermodynamiques
!à partir des équations cubiques en se servant de l'équation d'état
! de Soave -Redlich -Kwong ou de Peng -Robinson.
!-----

MODULE cubique

!-----
use database !Appel au sous programme qui permet de fournir
```

!les données de base relatives au fluide choisi

!-----

contains

subroutine cubic(acc,bcc,t00,t11,t22,sigma,eps)

common/parameter1/M

common/parameter2/omega,Tc,ac

common/parameter3/A,B,C

common/parameter4/Pb,a0,a1,a2,a3,a4

common/parameter5/bc,at

common/parameter6/h0,s0

real M

!Lecture d'une base de données spécifique au fluide choisi

!à partir du module choisir contenant le sous programme donnee

call donnee(Tc,Pc,Tb,Pb,M,a0,a1,a2,a3,a4,omega)

R=8.314*1e-5 ![bar.m3/mol.K]

! Calcul des paramètres critiques de l'équation cubique

!-----

Tc=409.07

Pc=36.845447

bc=bcc*(R*Tc/Pc)

ac=acc*(((R*Tc)**2.)/Pc)

!-----

!-----

!Choix du type de calcul et désignation des fichiers de résultats

!-----

write(*,*)'entrer 1 pour calculer un seul point de saturation'

write(*,*)'entrer 2 pour un point quelconque'

write(*,*)'entrer 3 pour obtenir les tables de saturation'

write(*,*)'entrer 4 pour obtenir les tables de surchauffe'

read(*,*)n

if(n==3)write(*,*)'Resultats: fichiers = Tables de saturation, &
& Tables de surchauffe'

!-----

! Calcul de h0 et de s0 de référence

!-----

!Température de référence

```

T0=273.15

!Calcul de la tension de vapeur

call tension(T0,Tc,Pc,Tb,Ps0)

!Appel au sous programme qui calcul la valeurs des paramètre a(T)
! de l'équation cubique, et sa dérivée par rapport
! à la température ....(I)

call att(at,atd,T0,t00,t11,t22)

!Calcul des facteurs de l'équation cubique sous sa forme standard
!(v3+Av2+Bv+C=0) en fonction de T et P...(II)

call ABC(A,B,C,T0,Ps0,sigma,eps)

v0=bc !Valeurs initiales pour appliquer la méthode de
      ! Newton-Raphson afin de résoudre
      ! l'équation d'état ...(III)

call volume(v0,vls,vml,rol) ! Résolution de l'équation
                           ! d'état par la méthode de
                           ! la sécante ... (IV)

!Appel au sous programme qui calcul l'enthalpie et l'entropie...(V)

!Enthalpie et entropie du liquide saturé à T0=273.15 et Ps(T0)

!Dédution de h0 et de s0 à T0 et P0=1bar(100kPa)
!avec: h(T0,Ps(T0))=200kJ/kg et s(T0,Ps(T0))=1kJ/kg.K

call energie(T0,Ps0,vls,atd,sigma,eps,hres,sres)

h0=200.-hres

s0=1.-sres

!-----
!-----
!-----
      Tc=409.07
do 100 i=-90,Tc-273.15           !Boucle de calcul des tables de saturation

if(n==1.or.n==4)then
write(*,*)'entrer la temperature t en °C'

```

```
read(*,*) t
T=t+273.15

if ((T.gt.Tc))then      !Condition pour arrêter le calcul si
                        ! on est dans le domaine surcritique..(V)

write(*,*)'Domaine du fluide surcritique'
exit

endif

if(n==1)write(*,*)'Resultats: fichier = Tables de &
& saturation'
if(n==4)write(*,*)'Resultats: fichier = Tables de surchauffe'

goto 20

endif

if(n==2)then

!Introduction de la valeur de la température T

write(*,*)'entrer la temperature t en °C'
read(*,*) t

T=t+273.15 !Conversion en Kelvin

!Calcul de la tension de vapeur

call tension(T,Tc,Pc,Tb,Ps)

write(*,*)' Pression critique   : Pc=',Pc,' bar'
write(*,*)' Pression de saturation: Ps=',Ps,' bar'
write(*,*)' Entrer la pression P en bar avec:!', '0.00<P<Pc'

!Introduction de la valeur de la pression P

read(*,*)P

if ((P.ge.Pc).and.(T.ge.Tc))then

write(*,*)'Domaine du fluide surcritique'
exit
```

```

end if

!-----

if (abs(P-Ps).le.1e-4)then
cas
!1ière condition:
!si :P=Ps(T) alors c'est le
! d'un point de saturation
Write(*,*)'point de saturation; Resultats: fichier = &
& Tables saturation '

goto 30

else

!-----
if (p.gt.Ps)then
!2ième condition:
!si :P>Ps(T) alors
!c'est le cas d'un
!liquide sous refroidi

Write(*,*)'liquide sous pression;Resultats: fichier = &
& Table thermodynamique '

vi=bc !(III)

!-----
else
!3ième condition:
!si :P<Ps(T) alors
! c'est le cas
!d'une vapeur
surchauffée

Write(*,*)'vapeur surchauffee; : fichier = &
&Table thermodynamique '

vi=R*T/P !(III)
endif

call att(at,atd,T,t00,t11,t22)!(I)
call ABC(A,B,C,T,P,sigma,eps) !(II)
call volume(vi,v,vm,ro) !(IV)
call energie(T,P,v,atd,sigma,eps,hh,ss)!(V)

write(3,7) T-273.15,P,vm*1000.,ro,hh,ss

7 format(1x,'!',1x,f6.1,1x,'!',1x,f6.2,1x,'!',1x,f7.2,1x,'!',1x,f7.2,3x,&

```

```

&'!',1x,f9.2,'!',f6.2,4x,')
endif
endif
!
if(n==2)exit ! cette condition permet de quitter la boucle
! si on a choisi le calcul d'un seul point

T=i+273.15 ! Calcul des points de saturation

!Rmarque: c'est la première instruction qui va être
!executer après (Do 100 ...)si les conditions
!(n=1,2 ou 4) ne sont pas vérifiées c'est-à-dire n=3

! Calcul de la tension de vapeur
20 call tension(T,Tc,Pc,Tb,Ps)

! Résolution de l'équation cubique en fonction de V
! Calcul de a(T)=ac*alpha(Tr)
30 call att(at,atd,T,t00,t11,t22) ! (I)

! Calcul des facteurs de l'équation cubique sous sa
! forme standard  $v^3+Av^2+Bv+C=0$ 
call ABC(A,B,C,T,Ps,sigma,eps) ! (II)

! Volume spécifique du liquide saturé
v0=bc ! (III)
call volume(v0,vls,vmls,rol) ! (IV)

! Calcul du volume
! spécifique du
liquide ! saturé

call energie(T,Ps,vls,atd,sigma,eps,hls,sls)! (V)

! Calcul de:
h et s du ! liquide saturé

```

```

!      Volume spécifique de la vapeur saturée

v1=R*T/Ps                                !(III)

call volume(v1,vvs,vmvs,rov)              !(IV)

vapeur                                     !Clacul du volume
                                           !spécifique de la
                                           !saturée

call energie(T,Ps,vvs,atd,sigma,eps,hvs,svs)!(V)

h et s de la                               !Calcul de:
                                           !vapeur saturée

write(1,5)T-273.15,Ps,vmls*1e3,vmvs*1e3,rol*1e-3,rov,hls,&
& hvs,sls,svs
5
format(1x,'!',1x,f5.1,1x,'!',1x,f6.3,2x,'!',1x,f6.2,1x,'!',1x,f10.3,1x,'!',1x,f5.3,2x,'!',1x,f7.3,2x,&
& '!',1x,f7.3,2x,'!',1x,f7.3,2x,'!',1x,f5.3,2x,'!',1x,f5.3,2x, '!')

if(n==2)exit
if(n==1)exit !Condition qui permet de quitter la boucle principale
              !si on a choisi le calcul d'un seul point

! Boucle du calcul de la surchauffe avec Ps constante
! et T>Tsaturation
!


---


write(2,22)T-273.15,Ps
22 format(/,2x,'t=',f6.2,'°C',/,2x,'Ps=',f5.2,'bar',/)

do 200 Tsur=T,T+100,10
  if(T.ge.Tc)exit

  call att(at,atd,Tsur,t00,t11,t22) !(I)
  call ABC(A,B,C,Tsur,Ps,sigma,eps) !(II)

  vi=R*Tsur/Ps                            !(III)

  call volume(vi,vv,vmv,rov)              !(IV)

```

! Clacul du volume
! spécifique de la vapeur
! surchauffée

call energie(Tsur,Ps,vv,atd,sigma,eps,hv,sv) !(V)

et s de la

!Calcul de: h

surchauffée

!vapeur

write(2,6) Tsur-273.15,vmv*1000.,rov,hv,sv

6 format(1x,'!',1x,f6.1,1x,'!',1x,f9.2,1x,'!',f10.2,1x,&
&'!',2x,f8.2,1x,'!',f7.2,1x,'!')

200 continue

if(n==4)exit ! Quitter la boucle principale:le calcul correspond
! à un seul point de sturation

write(2,*)'_____'

100 continue

end subroutine cubic

! Sous programme pour le calcul de a(T):paramètre d'attraction
! a(T)=ac*alpha(Tr) et de sa dérivée da/dT

subroutine att(a,ad,T,t0,t1,t2)

common/parameter2/omega,Tc,ac
omega=0.191
Tc=409.07

x=t0+t1*omega+t2*omega**2.
a=ac*(1+(x)*(1.-sqrt(T/Tc)))**2.
ad=ac*(-(x+x**2.)/sqrt(Tc*T)+(x**2./Tc))

```

end subroutine att

!-----
!-----
!      Sous programme pour le calcul des facteurs de l'équation cubique
! sous sa forme standard  $v^3+Av^2+Bv+C=0$ 

subroutine ABC(A,B,C,T,P,sigma,eps)

common /parameter5/bc,at

R=8.314*1e-5
x11=eps+sigma
x22=eps*sigma
x33=R*T/(P*bc)
A=(x11-1.-x33)*bc
B=(x22-(1.+x33)*x11+(at/(P*bc**2.)))*bc**2.
C=-(1.+x33)*x22*bc**3.-(at*bc/P)

end subroutine ABC

!-----
!-----

subroutine tension(T,Tc,Pc,Tb,P)
Tc=409.07
Pc=36.845447
Tb=261.35
Tr=T/Tc
Tbr=Tb/Tc
e=(1-(1./(Tbr)-(0.7816)*log(Tbr)))
A=(log(pc)+(2.67)*log(Tbr)+(27./64.)*(1./(Pc*(Tbr)**2)-1.))/e
B=(0.7816)*A+2.67
c=A*(1./(Tr)-1.)+B*log(Tr)-(27./64.)
D=27./(64.*Tr**2)
Pr0=1e-6
10 f=log(Pr0)-D*Pr0-C
df=1./Pr0-D
Pr=Pr0-(f/df)
if(abs(Pr-Pr0).lt.1e-6)then
P=Pr*Pc
else
Pr0=Pr
goto 10
endif
end subroutine

!-----

```

```
!-----
! Sous programme pour le calcul des racines :utilise la méthode
! numérique de Newton-Raphson
```

```
subroutine volume(v0,v,vm,ro)
```

```
common/parameter1/M
common/parameter3/A,B,C
```

```
real M
```

```
1000 F=v0**3.+A*v0**2.+B*v0+C
      Fd=3*v0**2.+2*A*v0+B
```

```
v=v0-(F/Fd)
```

```
if(abs(v-v0).le.1e-6)then
ro=M/v
vm=v/M
else
```

```
v0=v
goto 1000
```

```
endif
```

```
end subroutine volume
```

```
!-----
!-----
```

```
!Sous programme pour calculer l'enthalpie et l'entropie à partir
!des équations cubiques et avec l'utilisation des formules classiques
!de la variation des fonctions thermodynamiques avec la température
! et la pression.
```

```
subroutine energie(T,P,v,ad,sigma,eps,h,s)
```

```
common/parameter1/M
common/parameter4/Pb,a0,a1,a2,a3,a4
common/parameter5/bc,at
common/parameter6/h0,s0
```

```
real M,q
```

```
R=8.314*1e-5
```

```
!Calcul de la variation de l'enthalpie du gaz parfait
!de T0 à T donnée
```

$$T0=273.15$$

$$cp0=a0*T0+(a1*T0**2.)/2.+(a2*T0**3.)/3.+(a3*T0**4.)/4.+(a4*T0**5.)/5.$$

$$cpi=a0*T+(a1*T**2.)/2.+(a2*T**3.)/3.+(a3*T**4.)/4.+(a4*T**5.)/5.$$

$$cpT=cpi-cp0$$

!-----

! Calcul de l'enthalpie résiduelle

$$beta=bc*P/(R*T)$$

$$q=at/(bc*R*T)$$

$$dq=(ad-(at/T))/(bc*R*T)$$

$$z=(P*v)/(R*T)$$

$$hres=z-1.+(T*dq/(sigma-eps))*log((z+sigma*beta)/(z+eps*beta))$$

$$hres=(hres*R*T*1e5)$$

! Calcul de la valeur de h

$$deltah=(cpT+hres)/M$$

$$h=(deltah*1e-3)+h0$$

!Calcul de la variation de l'entropie du gaz parfait

!de T0 à T et de P0 à P, données

$$cps0=a0*log(T0)+(a1*T0)+(a2*T0**2.)/2.+(a3*T0**3.)/3.+(a4*T0**4.)/4.$$

$$cpsi=a0*log(T)+(a1*T)+(a2*T**2.)/2.+(a3*T**3.)/3.+(a4*T**4.)/4.$$

$$cpsT=cpsi-cps0$$

$$cpsT=cpsT-(R*log(P/Pb))*1e5$$

! Entropie résiduelle

$$sres=log(z-beta)+((T*dq+q)/(sigma-eps))*log((z+sigma*beta)/(z+eps* &$$

&beta))

$$sres=sres*R*1e5$$

!Calcul de la valeur de s

$$deltas=(cpsT+sres)/M$$

$$s=(deltas*1e-3)+s0$$

return

end subroutine energie

end module cubique

Bibliographie

- [1] : **Daniel Côme, Roger Ulrich, Hermann**, « la chaîne du froid », édition des sciences et des arts, 1995, pages 37, 38, 39,40.
- [2] : **Maxime Duminil**, « théorie des machine frigorifique», Doc B 9730-5, technique de l'ingénieur, traité génie énergétique, pages 4,5
- [3] : **Rubén José Dorietes Rodreguez**, thèse de doctorat, «Performances théorique et expérimentales d'une machine frigorifique à éjecto-compression, influence de fluide de travail analyses énergétique et exégétique», 1992. Pages 40
- [4]: **Wimolsini Pridaswas, per Lundqvist**, «a year-round dynamic simulation of a solar driven ejector refrigeration system with iso-butane as a refrigerant», international journal of refrigeration 2006, pages 5, 6
- [5]: **maxime Duminil**, « machine thermofrigorifique, système à éjection et à absorption », Doc BE 9 735, technique de l'ingénieur, traité génie énergétique, pages 2,3
- [6]: **Fevze, Zeren .R.E.Holms, P.E.Jenkins**, «Design of a Freon jet pump for use in solar cooling system», Mechanical engineering department, Texas university, winter annual meeting, San Francisco, California, December 10-15,1978
- [7] : **Iatra boumaraf, André Lallemand**, « modélisation d'une machine de climatisation tritherme à éjecto-compresseur utilisant un mélange binaire de fluides frigorigènes »
- [8] : **W.Maake, H.J.Eckert, Jean Louis Cauchepin**, « le pohlmann manuel technique de froid », Tome I, édition PYC, 1993, pages
- [9] : **Christophe Coquelet**, thèse de doctorat, «études des fluides frigorigènes. Mesures et modélisations»2003, pages 23.
- [10]: **P.J.Rapin, P.Jaccard**, “ installation frigorifique”, édition PYC, 1996, Tome I, pages 275,276.
- [11]: **C.Clodic, Y.S.Chang.A.M.Pougin**, 'évaluation des fluides frigorigènes à faible GWP pour le froid domestique et commercial, les transports réfrigérants et la climatisation automobile' Mai 1999.
- [12]: products@can.dupont.com
- [13]: **Chems Eddine Chitour**, «Raffinage Thermodynamique des fluides réels», édition OPU 1998, Tome II, pages 161.

- [14] : **Jean-Claude charpentier, Georges Piar**, «Entropie spécial équation d'état des fluides » la revue internationale de science et techniques nouvelles en énergétique, génie chimique, génie biologique 1992 pages 55, 56,57.
- [15] :**J.Vidal**, «Thermodynamique», édition TECHNIP, 1997, pages114, 115, 116,117.
- [16]**George Heyen**, « thermodynamiques chimiques appliquée » Doc. CHIM 009-0.
- [17] :**Jean-Pierre Corriou**, « thermodynamiques chimiques, diagramme thermodynamiques » Doc. J1026 technique de l'ingénieur traité de procédés pages 3, 5,7etc...
- [18]:**CE304**, spring, lecture 12«Thermodynamic properties of fluids, part2: residual properties and how to get them».
- [19]: **Scott Kirkby**, ' lecture 2' August 2001.
- [20]: **Mc Linden, Mark O, Eric.W.Lemmon and Rechar.T.Jacobsen** ,«thermodynamics for the alternative refrigerant».
- [21]: **José, O.Valederrama Luis, E.Marombio and Alexis** «Mixing rules of cubic equation of state applied to refrigerant mixtures» journal of phase equilibria Vol.23.N06.2002.
- [22]: **M.Barolo, A.Bertucco, G.Salabrin**, « a method for prediction of vapour-liquid equilibria of refrigerant mixure at low and moderate pressure» 1995.
- [23]: **Marcel Frelin** «caractéristiques des fluides» technique de l'ingénieur Doc. BM215, traité génie mécanique pages 11,12.
- [24] : **Chang and Allan H. Harvey**, «selection of equation of state models for process simulator». Work book meeting 1994.
- [25]: **Renault Gicquel**, «diagramme thermodynamique», technique de l'ingénieur, traité génie énergétique Doc.BE 8043.
- [26] : **Chems eddine Chitoure**«raffinage, les propriétés thermiques». Tome III .OPU pages 41, 42, 43, 126,127... etc.
- [27]:**M.M.Abbott, H.C. Van Ness**, 'Theory and problems of Thermodynamics', Schaum's Outline Series 1972, pages 98, 99,100, 110... etc.
- [28]: **Technical information, T-407C-Eng**, Suva refrigerants, thermodynamic properties of Suva 407C, Du Pont Fluorochemicals, H-56606-2
- [29]: **Technical information, T-410A-Eng**, Suva refrigerants, thermodynamic properties of Suva 410A, Du Pont Fluorochemicals, H-56606-1

Nomenclature :

1-Notations latines :

symbole	Désignation	Unité
A	Coefficient de l'équation de Van Der Waals	Sans
a	Paramètre d'énergie	$\text{m}^6\text{bar mole}^{-1}$
b	covolume	$\text{m}^3\text{mole}^{-1}$
B	Coefficient de l'équation de Van Der Waals	Sans
B ₁ , B ₂	Coefficient de l'équation de Viriel	Sans
C	Constante (règle de mélange de Huron Vidal)	Sans
cop _f	Coefficient de performance frigorifique	sans
cop _{pac}	Coefficient de performance calorifique	Sans
g	Enthalpie libre	kJ
h	Enthalpie massique	kJ/kg
h _{rés}	Enthalpie massique résiduelle	kJ/kg
\dot{m}_f	Débit massique dans la boucle frigorifique	kg/s
\dot{m}_M	Débit massique dans la boucle motrice	kg/s
p	Pression	Bar
p _c	Pression critique	Bar
p _r	Pression réduite	Bar
q _E	Quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur	kJ
q _c	Quantité de chaleur dégagée par le condenseur	kJ
Q _E	Puissance thermique à l'évaporateur	W
Q _m	Puissance thermique au bouilleur	W

R	Constante universelle des gaz parfait	Bar m ³ mole ⁻¹ K ⁻¹
S	Entropie	kJ/K
s	Entropie massique	kJ/kg.K
S _{rés}	Entropie résiduelle massique	kJ/kg.K
T _m	Température de la source de chaleur motrice	K
T _c	Température de condensation	K
T _c	Température critique	K
T _r	Température réduite	K
T _f	Température d'évaporation	K
U	Le taux d'entraînement	Sans
u	Energie libre	kJ
u ^E	Energie libre d'excès	kJ
v	Volume massique	dm ³ /Kg
V	volume	m ³
W _p	Puissance mécanique de la pompe	W
Z	Facteur de compressibilité	sans
Z _c	Facteur de compressibilité	sans

2-Notation grecques :

Symboles	désignations	unités
τ	Taux de compression	sans
ξ	Rapport de moteur de l'éjecteur	sans
α	Terme correctif des équations cubiques	sans
ρ	Masse volumique	Kg/m ³
σ	Constante des équations cubiques	sans
ε	Constante des équations cubiques	sans

3-Indices :

indices	Désignations
att	Attraction
b	Ebullition
B	bouilleur
c	critique
c	condenseur
E	évaporateur
int	Interne
Q	Indique que le système reçoit de la chaleur
r	réduite
rés	Résiduelle
rep	répulsion
w	Indique que le système reçoit du travail

Introduction générale

A la suite de la crise pétrolière et la découverte du trou de la couche d'ozone et les gaz à effet de serre qui sont à l'origine des rejets des déchets des usines comme les processus industriels, l'industrie de froid, l'industrie chimique et alimentaire.

Les chercheurs sont sensés trouver des nouveaux moyens pour éviter la pollution de l'environnement, sachant que des fluides frigorigènes utilisés en grande échelle sont tombés sous le coup des protocoles internationaux ; tels celui de Montréal et de Kyoto qui interdisent l'utilisation des fluides frigorigènes, des familles CFC et HCFC ; la substitution des nouveaux mélanges est conseillée dans les équipements frigorifiques et de la climatisation, d'où l'importance de la valorisation des calories à bas niveau thermique, qu'elle soit d'origine solaire ou rejet thermique ou bien de la géothermie avec l'utilisation des réfrigérants non polluant de l'environnement.

De ce fait, notre travail est fondé sur l'étude des réfrigérants qui sont moins nocifs à l'environnement, l'élaboration d'un outil de calcul des propriétés thermodynamiques (enthalpie et l'entropie) et finalement l'appréciation de la machine tritherme et dans notre cas la machine à éjection.

Ce travail traite quatre chapitres :

- Ø Le premier chapitre est une analyse bibliographique qui traite deux parties :
- Ø la première partie concerne l'étude bibliographique sur les systèmes consommant de l'énergie calorifique ;

- Ø la seconde cerne l'étude sur les propriétés des fluides frigorigènes, leurs classifications et finalement les règles de leurs sélections anciennes et nouvelles ;
- Ø Le deuxième traite les équations d'états cubiques et leurs règles de mélanges appropriées ;
- Ø Le troisième est réservé aux calculs des propriétés thermodynamiques des fluides purs et en mélanges par l'utilisation d'une équation d'état cubique (RKS) ;
- Ø Le quatrième comporte les résultats et la discussion de ces derniers pour chaque fluide étudié.

Sommaire

Introduction générale.	III
Chapitre I : Etude bibliographique.	1
I-1/ système consommant de l'énergie calorifique.	1
I-1-1/système tritherme de 1 ^{ère} cas.	3
I-1-2/système tritherme de 2 ^{ème} cas.	3
I-2/ système frigorifique à éjection.	5
I-2-1/les avantages des machines thermofrigorifiques à éjection	6
I-2-2/ appréciation d'une machine thermofrigorifique à éjection	6
I-2-3/ amélioration de la machine	7
I-3/les fluides frigorigènes.	8
I-3-1/ introduction générale.	8
I-3-2/définition des fluides frigorigènes	9
I-3-3/ les famille des fluides frigorigènes.	9
I-3-4/nomenclature.	10
I-3-5/choix des fluides frigorigènes.	12
Chapitre II : Etude des équations cubiques.	14
II-1/ introduction.	14
II-2/ les équation d'état.	15
II-2-1/équation d'état du gaz parfait et facteur de compressibilité.	15
II-3/équation d'état cubique (type Van Der Waals).	16
II-3-1/ équation d'état de Van Der Walls.	17
II-3-2/ équation d'état de Redlich-Kwong.	20
II-3-3/équation d'état de Soave-Redlich-Kwong.	20
II-3-4/ équation d'état de Peng-Robinson.	21
II-3-5/ équation d'état de Adachi-Lu-Sugie.	22
II-3-6/équation d'état de peng-Robinson-Stryjek-vera.	23
II-3-7/ équation d'état de Jan-Tsai.	24
II-3-8/équation d'état de Soave-Redlich-Kwong et peng-Robinson généralisées.	25
II-4/ règle de mélange appliquées aux équations d'état cubique.	26

II-4-1/règle de mélange conventionnelle.	26
II-4-2/règle de mélange de panagiotopoulos-Reid.	26
II-4-3/règle de mélange de Huron-Vidal.	27
II-5/conclusion.	28
Chapitre III : calcul des propriétés des fluides à l'aide de l'équation RKS.	29
III-1/ introduction.	29
III-1/méthode d'estimation de la tension de vapeur.	29
III-2/calcul des propriétés thermodynamiques.	33
III-3/calcul des propriétés à partir des propriétés résiduelles.	35
III-4/ calcul des propriétés résiduelles à partir d'une équation d'état cubique.	39
III-5/ Algorithme de calcul des propriétés thermodynamiques	40
III-6/Algorithme de calcul du coefficient de performance	41
Chapitre IV : résultats et discussions.	50
IV-1/ introduction	50
IV-2/ le fluide frigorigène R600a.	51
IV-2-1/propriétés thermodynamique.	51
IV-3/fluide frigorigène R410A	56
IV-3-1/propriétés thermodynamique.	56
IV-4/ le fluide frigorigène R407C	61
IV-5/ appréciation de la machine.	65
IV-6/ conclusion générale	75
Conclusion générale	X
Annexe A : Effet des fluides frigorigènes sur l'environnement.	XII
Annexe B : propriétés physiques des fluides et paramètres des équations cubiques	XIX
Annexe C : paramètres utilisés dans la modélisation des propriétés thermodynamiques	XXI
Annexe D : table des résultats	XXIV
Bibliographie	XXXIV
Résumé	XXXVI

Remerciement

Je remercie tout d'abord mon dieu qui m'a donné la santé et la volonté pour terminer ce travail.

Je remercie vivement mon encadreur Monsieur Yacine Khetib, Maître de Conférence à l'Université de Constantine, pour avoir dirigé ce travail, pour ses conseils et ses encouragements qui m'ont énormément aidé à mener ce travail.

Je tiens à exprimer ma respectueuse gratitude à Monsieur Abdenacer Kaabi, Professeur à l'Université de Constantine, qui m'a fait l'honneur de présider le jury de soutenance.

Mes vifs remerciements s'adressent aussi, à monsieur Azzedine Belhamri, Professeur à l'Université de Constantine, et monsieur Rabah Gomri, Maître de Conférence à l'Université de Constantine, qui ont bien voulu consacrer une partie de leur temps pour rapporter sur ce modeste travail, et participer à son jugement.

Je remercie vivement, monsieur Mohamed el Salah Rouabah, Maître de Conférence à l'Université de Constantine, pour son aide précieuse et sa gentillesse.

Conclusion générale

Cette étude a pour objectif, de mieux comprendre les mélanges des fluides frigorigènes, les plus utilisés actuellement dans le domaine de froid, et leurs utilisations dans les machines trithermes à éjection de vapeur.

L'étude bibliographique, nous a permis de comprendre les différents types des systèmes consommant de l'énergie calorifique, ainsi que leurs coefficients de performance théorique et idéale. On a passé en revue les systèmes frigorifiques à éjection de vapeur par la description de la machine (les différents composants, le schéma fluidique). L'analyse des travaux effectués sur cette machine, nous a permis de noter que l'appréciation de la machine peut être toujours donnée sous la forme d'une relation entre des paramètres adimensionnels qui sont : le taux d'entraînement, les rapport des pressions (ζ le rapport moteur et τ le taux de compression). On a choisi une équation semi empirique simple $U = f(\tau, \xi)$ permettant de calculer facilement les performances de l'éjecteur.

L'étude des fluides frigorigènes nous a aidé énormément à la sélection des fluides de travail appropriés et qui répondent aux règles de l'art et bien sur à la règle la plus importante qui est le critère de l'environnement. Nous avons choisis ainsi les hydrocarbures purs, représentés par l'isobutane qui présente un effet sur l'environnement négligeable, les mélanges des fluides purs le R410A et le R407C qui sont actuellement les plus utilisés dans le domaine de froid.

L'étude des équations d'état cubiques nous a permis de cerner un domaine très vaste et très important pour le calcul des propriétés thermodynamiques. Dans cette étude, on a suivi l'évolution chronologique des équations d'état à partir de l'équation la plus simple (des gaz parfait, et la loi des états correspondante pour mieux représenter le comportement des fluides réels)), l'équation de Van Der Waals et jusqu'aux modifications apportées à cette dernière pour le prédictions des propriétés thermodynamiques. D'après cette étude on a conclu que l'équation d'état cubique de Soave Redlich et Kwong donne de mauvais résultats à l'état du liquide saturé. On a exposé dans cette étude les règles de mélange appropriées aux équations d'état cubiques.

Le calcul des propriétés thermodynamiques à l'aide du modèle RKS exige la connaissance de certains paramètres très importants tels que : la tension de vapeur, les grandeurs critiques et les propriétés résiduelles. Dans ce chapitre on a exposé les différentes équations de tension de vapeur quelles soient théoriques ou empiriques. Le calcul des grandeurs critiques pour le cas des mélanges (règle de Kay) et les différentes relations donnant les propriétés résiduelles en fonction des grandeurs d'état.

Le calcul des propriétés thermodynamiques nécessite la connaissance des propriétés à l'état de gaz parfait et des propriétés résiduelles. L'addition de ses deux propriétés nous donne la propriété réelle. On a élaboré un outil de calcul en langage FORTRAN pour le calcul de ce type de propriétés thermodynamiques.

Enfin, à l'aide du programme élaboré, nous avons calculé, pour chaque fluide sélectionné, les propriétés volumétriques et thermodynamiques aux états de saturation, en utilisant notre modèle (équation de Soave Redlich Kwong). Le but étant de trouver les propriétés thermodynamiques de chaque fluide et de les comparer avec les résultats obtenus à ceux issus du logiciel Cool Pack. Pour les états de saturation, nous avons effectué une comparaison à partir des diagrammes d'état (p, v) , $(\ln p, h)$ et (T, s) .

Enfin, nous avons résumé les résultats obtenus, pour les fluides sélectionnés, dans deux tableaux (qui correspondent respectivement à l'état de la vapeur surchauffée et au fluide sous refroidi), les résultats des calculs et les comparaisons effectués, en utilisant le logiciel Cool Pack comme référence, nous ont permis d'aboutir aux conclusions suivantes :

- l'équation d'état RKS, dans le cas du fluide R600a pour le calcul du volume, peut donner satisfaction pour le domaine de la vapeur et, pas pour celui du liquide ;
- l'équation RKS peut donner des résultats satisfaisants sur seulement une plage de pression ou de température mais pas sur tout le domaine ;
- dans certains cas, il est plus commode de recourir à certaines méthodes qui reposent sur des relations empiriques, comme le cas pour le calcul du volume du liquide sous refroidi (Aalto-Keskinen).
- Pour un même fluide, les performances augmentent plus vite avec l'augmentation de la température de la source froide qu'avec celle de la source chaude ;
- l'amélioration de COP du système est importante, avec l'introduction des deux récupérateurs (65 % pour R600a, 54% pour R410A et 34% pour le R407C) notamment pour l'isobutane.

- Pour le bon fonctionnement de la machine, il est préférable de choisir une température de condenseur inférieur ou égale à la température du condenseur critique ;
- Le coefficient de performance dépend essentiellement :
- du taux d'entraînement, le rapport des enthalpies et par conséquent de la nature de fluide.

Cette étude peut-être suivie, en s'appuyant sur les points suivants :

- Simulation des équilibres liquide-vapeur ;
- Application de nouveaux mélanges des fluides frigorigènes, en proposant les mélanges des hydrocarbures ;
- Etude de la machine tritherme à éjection à double effet ;
- Faire une étude expérimentale sur l'éjecteur pour valider les résultats obtenus dans notre travail.

Résumé

Cette thèse traite l'étude des propriétés volumétrique et thermodynamique de certains fluides frigorigènes, utilisés actuellement dans le domaine du froid et de climatisation : ces fluides sont : R600a, R407C et R410A. ainsi que le calcul du taux d'entraînement et coefficient de performance (COP) de la machine à éjection.

Le programme écrit en langage FORTRAN, nous permis de comparer les propriétés de ces fluides issues de l'équation de Soave-Redlich-Kwong à celle obtenues à partir du logiciel Cool Pack.

Mots clés

Réfrigérant, propriétés thermodynamiques, propriétés volumétriques, Soave-Redlich-Kwong, Cool Pack, COP, machine à éjection, taux d'entraînement.

Abstract

This thesis treats thermodynamic and volumetric properties of some refrigerants among the most used now in refrigeration and air conditioning, these refrigerants are: R600a, R407C and R410A. In addition, we have calculated the coefficient of performance and the entrainment ratio for the vapor ejector system.

The program writing in FORTRAN language allowed us to compare properties of these refrigerants obtained from. The soave-Redlich-Kwong equation of state method with those obtained from Cool Pack software.

Key words

Refrigerant, thermodynamic properties, volumetric properties, Soave-Redlich-kwong, Cool Pack, coefficient of performance, entrainment ratio and vapor ejector system.