

Simulation des propriétés thermodynamiques du fluide R134a

Djamila Diaf et Ali Malek

Division Energie Solaire Photovoltaïque
Centre de Développement des Energies Renouvelables
B.P. 62, Route de l'Observatoire, Bouzaréah, Alger

(reçu le 10 Juin 2006 – accepté le 25 Mars 2007)

Résumé - Nous présentons, dans cet article, des relations simples de forme polynomiale pour déterminer les propriétés thermodynamiques du fluide frigorigène R134a par simulation sans avoir recours aux abaques. Les relations proposées ont été déterminées par des méthodes numériques et sont applicables dans l'intervalle de température de saturation de -40°C à 90°C pour l'état de saturation et pour une température réelle de $+120^{\circ}\text{C}$ dans le domaine de la phase surchauffée. Cette étude nous est indispensable pour connaître les performances du système frigorifique à compression d'un conservateur médical alimenté par énergie solaire photovoltaïque.

Abstract - We present in this article, the simple relations of polynomial form to determine the thermodynamic properties of the refrigerant fluid R134a by simulation without having recourse to the abacuses. The equations suggested were determined by numerical methods and are applicable in the interval of saturation temperature of -40°C to 90°C for the saturation state and a real temperature of $+120^{\circ}\text{C}$ for the field of the overheated phase. This study is necessary for us to know the performances of a refrigerating system with compression (medical conservator) supplied with photovoltaic solar energy.

Mots clés: Fluides frigorigènes - Réfrigération – Conservateur médical - Simulation.

1. INTRODUCTION

Pour la plupart des régions du monde, la mise à disposition de sources de froid est une base considérable de progrès. Le besoin du froid pour la conservation des fruits et légumes, et pour la conservation des produits pharmaceutiques, surtout des vaccins, est une nécessité de première importance.

Pour subvenir à la demande en production de froid, de nombreux systèmes frigorifiques ont été mis en pratique, selon divers cycles thermodynamiques. Parmi ces cycles, le cycle à compression de vapeur, le cycle à absorption et le cycle à adsorption sont les plus utilisés dans les systèmes de réfrigération et de la climatisation.

Les systèmes de réfrigération les plus utilisés sont des systèmes à compression de vapeur et fonctionnant avec des fluides frigorigènes, R12, R22, R502 etc. Ils nécessitent de l'énergie électrique pour leur fonctionnement. Dans les régions où l'énergie électrique est disponible, ce système de réfrigération est habituellement adéquat pour satisfaire la plupart des exigences en réfrigération. Cependant, plusieurs régions ne disposent pas de l'énergie électrique, principalement des villages ruraux et des sites isolés dans les pays en voie de développement.

La réfrigération dans ces régions, par conséquent, exige une solution alternative à ces systèmes de réfrigération. L'utilisation de l'énergie solaire comme source d'énergie électrique pour alimenter des systèmes frigorifiques est intéressante, puisqu'elle est inépuisable et est abondante dans les régions, où le besoin en froid est énorme.

Dans ce contexte, plusieurs systèmes ont été développés, particulièrement les systèmes frigorifiques photovoltaïques restent les plus appropriés.

Pour contribuer au développement de systèmes frigorifiques photovoltaïques performants, un nouveau type de réfrigérateur destiné à la conservation des vaccins a été proposé, étudié et

développé. Et c'est dans le but de simuler les performances de ce réfrigérateur solaire, qu'une étude des propriétés thermodynamiques du fluide frigorigène utilisé s'est avérée nécessaire [1].

Le fluide le plus utilisé dans la réfrigération à compression de vapeur était le R12. Or du fait de l'interdiction des fluides chlorofluorocarbones 'CFC', dû à leur 'ODP –Ozone Depletion Potential' et 'GWP –Global Warming Potential' élevés [2] et de la grande difficulté à trouver des substituts qui aient les mêmes propriétés thermodynamiques que les CFC, la plupart des industriels se sont convertis à utiliser ce fluide, qui est le R134a, dans les installations de moyenne et haute température (réfrigération domestique et industrielle).

Afin de simuler et de prédire les performances du réfrigérateur médical proposé fonctionnant à base du fluide frigorigène R134a, une étude synthétique sur les propriétés thermo physiques de ce fluide est indispensable.

Dans la pratique, les propriétés thermodynamiques et physico-chimiques des fluides se présentent sous forme d'abaques ou de tableaux, où sont donnés l'ensemble des paramètres indicatifs, comme la pression P , la température T , le volume spécifique v , l'enthalpie H et l'entropie S . L'expérience montre que l'utilisation de ces tableaux est très peu pratique. Pour rendre exploitables ces données, il est proposé dans cet article, de les approcher par des formes polynomiales simples établies par le biais de méthodes numériques.

Les états étudiés de ce fluide frigorigène sont les suivants: état du fluide sous forme liquide saturé et vapeur saturée, état du fluide sous forme de vapeur surchauffée.

Dans les états saturés, les grandeurs physico-chimiques sont exprimées en fonction de la température de saturation T_s . Par contre, pour les états hors saturation (vapeurs surchauffées, par exemple), les grandeurs s'expriment en fonction de la température de saturation T_s et la température réelle T .

L'intervalle étudié et reproduit par des équations polynomiales est représenté sur le diagramme enthalpique de Mollier (Fig. 1) par les deux droites isobares correspondantes respectivement à $T_s = -40^\circ\text{C}$ et $T_s = 90^\circ\text{C}$ et par les deux courbes correspondantes respectivement à la courbe de saturation à l'état liquide et la courbe de la vapeur surchauffée à 120°C .

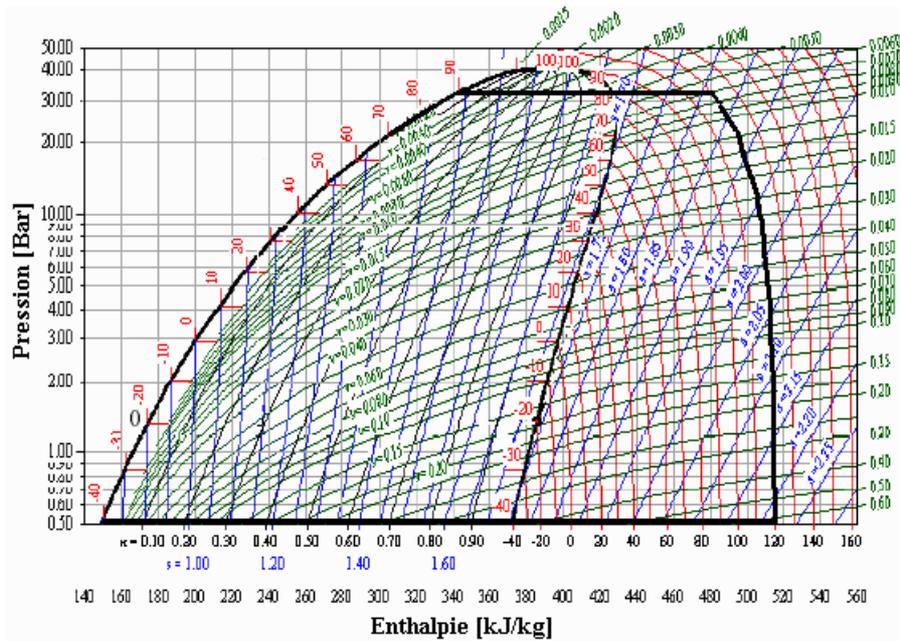


Fig. 1: Diagramme de Mollier du fluide frigorigène R134a

2. PROPRIETES GENERALES DU FLUIDE FRIGORIGENE R134a

Le fluide frigorigène R134a est un hydrofluorocarbure 'HFC' de la famille de l'éthane. Il a pour formule organique $\text{CH}_2\text{F}-\text{CF}_3$. Ses principales propriétés sont résumées dans le tableau suivant:

Tableau 1: Caractéristiques physiques du R134a [3]

Propriétés	Valeur
Température d'ébullition	- 26.07 °C
Température de fusion	- 103.3 °C
Température critique	+ 101.06 °C
Pression critique	40.59 Bar abs.
Masse molaire	0.102 kg/mol
Enthalpie de vaporisation à $T_s = -10^\circ\text{C}$	206 kJ/kg.K
Masse volumique du liquide à $T_s = -10^\circ\text{C}$	1328 kg/m ³
Masse volumique de la vapeur à $T_s = -10^\circ\text{C}$	10.04 kg/m ³

3. SIMULATION DES PROPRIETES THERMODYNAMIQUES DU FLUIDE R134a A L'EQUILIBRE LIQUIDE - VAPEUR

Les principales propriétés thermodynamiques du fluide frigorigène R134a, représentées par des équations polynomiales à l'état de saturation sont: la pression de saturation ou la tension de vapeur P, l'enthalpie H des phases liquide et vapeur, le volume massique V et la masse volumique ρ des deux phases, l'entropie S des phases liquide et vapeur.

Les équations de ces grandeurs, données ci-après, et décrivant au mieux les points expérimentaux [3], ont été développées grâce à des méthodes numériques.

- Pression de saturation [bar]

$$P = p_1 T_s^4 + p_2 T_s^3 + p_3 T_s^2 + p_4 T_s + p_5 \quad (1)$$

$$p_1 = 2.12766 \cdot 10^{-8}; p_2 = 8.9522 \cdot 10^{-8}; p_3 = 0.00147189; p_4 = 0.106194; p_5 = 2.93554$$

- Enthalpie de la phase liquide [kJ/kg]

$$H_{\text{liq}} = h_{11} T_s^4 + h_{12} T_s^3 + h_{13} T_s^2 + h_{14} T_s + h_{15} \quad (2)$$

$$h_{11} = 1.43312 \cdot 10^{-7}; h_{12} = -1.86962 \cdot 10^{-6}; h_{13} = 1.9844 \cdot 10^{-3}; h_{14} = 1.30623; h_{15} = 200.041$$

- Enthalpie de la phase vapeur [kJ/kg]

$$H_{\text{vap}} = h_{v1} T_s^3 + h_{v2} T_s^2 + h_{v3} T_s + h_{v4} \quad (3)$$

$$h_{v1} = -1.70029 \cdot 10^{-5}; h_{v2} = -0.844368 \cdot 10^{-3}; h_{v3} = 0.588189; h_{v4} = 396.476$$

- Masse volumique de la phase liquide [kg/l]

$$\rho_{\text{liq}} = \rho_{11} T_s^4 + \rho_{12} T_s^3 + \rho_{13} T_s^2 + \rho_{14} T_s + \rho_{15} \quad (4)$$

$$\rho_{11} = -1.12536 \cdot 10^{-9}; \rho_{12} = -2.5417 \cdot 10^{-8}; \rho_{13} = -7 \cdot 10^{-6}; \rho_{14} = -3.28683 \cdot 10^{-3}; \rho_{15} = 1.296547$$

- Masse volumique de la phase vapeur [kg/m³]

$$\rho_{\text{vap}} = \rho_{v1} T_s^4 + \rho_{v2} T_s^3 + \rho_{v3} T_s^2 + \rho_{v4} T_s + \rho_{v5} \quad (5)$$

$$\rho_{v1} = 1.0439 \cdot 10^{-6}; \rho_{v2} = 3.4835 \cdot 10^{-5}; \rho_{v3} = 5.66156 \cdot 10^{-3}; \rho_{v4} = 0.526964; \rho_{v5} = 14.9159$$

- Volume massique de la phase liquide [l/kg]

$$V_{\text{liq}} = v_{11} T_s^4 + v_{12} T_s^3 + v_{13} T_s^2 + v_{14} T_s + v_{15} \quad (6)$$

$$v_{11} = 2.14945 \cdot 10^{-9}; v_{12} = 2.3399 \cdot 10^{-8}; v_{13} = 6.98645 \cdot 10^{-6}; v_{14} = 1.99174 \cdot 10^{-3}; v_{15} = 0.772442$$

- Volume massique de la phase vapeur [l/kg]

$$V_{\text{vap}} = v_{v1} T_s^5 + v_{v2} T_s^4 + v_{v3} T_s^3 + v_{v4} T_s^2 + v_{v5} T_s + v_{v6} \quad (7)$$

$$v_{v1} = -7.40927 \cdot 10^{-8}; v_{v2} = 1.41186 \cdot 10^{-5}; v_{v3} = -1.05562 \cdot 10^{-3}; v_{v4} = 5.08282 \cdot 10^{-2}; v_{v5} = -2.28546;$$

$$v_{v6} = 68.3095$$

- Entropie de la phase liquide [kJ/kg.K]

$$S_{\text{liq}} = s_{11} T_s^3 + s_{12} T_s^2 + s_{13} T_s + s_{14} \quad (8)$$

$$s_{11} = 2.58087 \cdot 10^{-8}; s_{12} = -1.31995 \cdot 10^{-6}; s_{13} = 4.71104 \cdot 10^{-3}; s_{14} = 1$$

- Entropie de la phase vapeur [kJ/kg.K]

$$S_{\text{vap}} = s_{v1} T_s^3 + s_{v2} T_s^2 + s_{v3} T_s + s_{v4} \quad (9)$$

$$s_{v1} = -7.17036 \cdot 10^{-8}; s_{v2} = 7.23032 \cdot 10^{-6}; s_{v3} = -5.36793 \cdot 10^{-4}; s_{v4} = 1.71932$$

4. SIMULATION DES PROPRIETES THERMODYNAMIQUES DE LA VAPEUR SURCHAUFFEE DU R134a

Les deux grandeurs thermodynamiques du fluide R134a, du domaine de la phase vapeur surchauffée, qui nous intéressent dans cette étude sont l'enthalpie et le volume spécifique.

4.1 Détermination de la relation de l'enthalpie de la phase vapeur surchauffée

La forme polynomiale proposée, relative à l'enthalpie de la vapeur surchauffée du fluide frigorigène R134a, est la suivante:

$$H = AT^2 + BT + C \quad (10)$$

L'intervalle d'étude est compris entre -40 et +90 °C pour la température de saturation et la température réelle maximale utilisée est de 120 °C.

Sur le tableau 2, sont présentées les constantes calculées A, B et C de l'expression (10) de l'enthalpie de la phase vapeur surchauffée. Ces coefficients sont aussi fonction de la température de saturation T_s .

Tableau 2: Coefficients de l'expression de l'enthalpie de la phase vapeur surchauffée

T_s (°C)	Pv (Bar)	A	B	C
-40	0.521	0.00084872	0.821593	403.887
-30	0.852	0.00079678	0.833264	402.918
-20	1.335	0.00072816	0.849649	401.497
-10	2.012	0.00063839	0.872131	399.489
0	2.933	0.00052241	0.902526	396.699
+10	4.151	0.00036886	0.943631	392.898
+20	5.722	0.00016687	0.999072	387.755
+30	7.707	-0.00010680	1.07481	380.804
+40	10.17	-0.00048777	1.18075	371.287
+50	13.18	-0.00105325	1.33639	357.850
+60	16.813	-0.00178298	1.55111	339.083
+70	21.156	-0.00141492	1.58392	325.349
+80	26.312	-0.00213763	1.86366	295.681
+90	32.417	-0.00398695	2.4881	238.528

La variation des constantes A, B et C de l'expression (10) en fonction de la température de saturation T_s est donnée dans les relations (11-13) suivantes:

Variation de A en fonction de T_s

$$A = A_1 T_s^3 + A_2 T_s^2 + A_3 T_s + A_4 \quad (11)$$

$A_1 = -2.25 \cdot 10^{-9}$; $A_2 = -1.49 \cdot 10^{-7}$; $A_3 = -1.3 \cdot 10^{-5}$; $A_4 = 0.477 \cdot 10^{-3}$

Variation de B en fonction de T_s

$$B = B_1 T_s^3 + B_2 T_s^2 + B_3 T_s + B_4 \quad (12)$$

$B_1 = 1.3 \cdot 10^{-6}$; $B_2 = 3.5 \cdot 10^{-5}$; $B_3 = 2.44 \cdot 10^{-3}$; $B_4 = 0.917412$

Variation de C en fonction de T_s

$$C = C_1 T_s^3 + C_2 T_s^2 + C_3 T_s + C_4 \quad (13)$$

$C_1 = -0.000147$; $C_2 = -0.003073$; $C_3 = -0.17755$; $C_4 = 395.399$

4.2 Détermination de l'équation du volume spécifique de la phase vapeur surchauffée

Pour la variation du volume spécifique en fonction de la température réelle, la forme polynomiale suivante est proposée :

$$V = \frac{1}{\rho} = DT^3 + ET^2 + FT + G \quad (14)$$

Les coefficients D, E, F et G calculés de l'expression (14) du volume spécifique pour la phase vapeur surchauffée sont présentés dans le tableau 3. Ces coefficients sont également fonction de la température de saturation T_s .

Tableau 3: Coefficients calculés de l'équation du volume spécifique de la vapeur surchauffée

T_s (°C)	Pv (Bar)	D	E	F	G
-40	0.521	0	$-3.69437 \cdot 10^{-7}$	0.00164474	0.420233
-30	0.852	$2.24843 \cdot 10^{-9}$	$-6.48696 \cdot 10^{-7}$	0.00103962	0.254432
-20	1.335	$1.88925 \cdot 10^{-9}$	$-5.99542 \cdot 10^{-7}$	0.00069337	0.15981
-10	2.012	$1.81159 \cdot 10^{-9}$	$-5.94648 \cdot 10^{-7}$	0.000489749	0.103706
0	2.933	$1.90983 \cdot 10^{-9}$	$-6.18908 \cdot 10^{-7}$	0.000364568	0.0687191
+10	4.151	$1.71887 \cdot 10^{-9}$	$-6.04293 \cdot 10^{-7}$	0.000286045	0.0462147
+20	5.722	$1.68273 \cdot 10^{-9}$	$-6.06575 \cdot 10^{-7}$	0.000234871	0.0312576
+30	7.707	$1.7575 \cdot 10^{-9}$	$-6.67 \cdot 10^{-7}$	0.000207923	0.0207409
+40	10.17	$2.47677 \cdot 10^{-9}$	$-8.92155 \cdot 10^{-7}$	0.000206107	0.0128494
+50	13.18	$2.49708 \cdot 10^{-9}$	$-9.59317 \cdot 10^{-7}$	0.00020316	0.00692612
+60	16.813	$4.662 \cdot 10^{-9}$	$-1.62637 \cdot 10^{-6}$	0.000260283	0.000647457
+70	21.156	$9.79022 \cdot 10^{-9}$	$-3.31236 \cdot 10^{-6}$	0.000435921	-0.00901819

La variation de ces coefficients avec T_s est présentée par les expressions suivantes (15-18).

Variation de D en fonction de T_s

$$D = D_1 T_s^7 + D_2 T_s^6 + D_3 T_s^5 + D_4 T_s^4 + D_5 T_s^3 + D_6 T_s^2 + D_7 T_s + D_8 \quad (15)$$

$D_1 = 7.35046 \cdot 10^{-21}$; $D_2 = -8.01992 \cdot 10^{-19}$; $D_3 = 1.63598 \cdot 10^{-17}$; $D_4 = 1.02313 \cdot 10^{-15}$;
 $D_5 = -2.99745 \cdot 10^{-14}$; $D_6 = -2.20572 \cdot 10^{-14}$; $D_7 = 2.59011 \cdot 10^{-12}$; $D_8 = 1.77957 \cdot 10^{-9}$

Variation de E en fonction de T_s

$$E = E_1 T_s^6 + E_2 T_s^5 + E_3 T_s^4 + E_4 T_s^3 + E_5 T_s^2 + E_6 T_s + E_7 \quad (16)$$

$$E_1 = -3.5515 \cdot 10^{-17}; E_2 = -1.01016 \cdot 10^{-15}; E_3 = 2.16742 \cdot 10^{-13}; E_4 = -2.46083 \cdot 10^{-12};$$

$$E_5 = -2.67134 \cdot 10^{-10}; E_6 = -1.24046 \cdot 10^{-9}; E_7 = -5.71967 \cdot 10^{-7}$$

Variation de F en fonction de T_s

$$F = F_1 T_s^4 + F_2 T_s^3 + F_3 T_s^2 + F_4 T_s + F_5 \quad (17)$$

$$F_1 = 5.96895 \cdot 10^{-11}; F_2 = -5.76126 \cdot 10^{-9}; F_3 = 2.52697 \cdot 10^{-7}; F_4 = -8.84529 \cdot 10^{-6}; F_5 = 3.58414 \cdot 10^{-4}$$

Variation du coefficient G en fonction de T_s

$$G = G_1 T_s^4 + G_2 T_s^3 + G_3 T_s^2 + G_4 T_s + G_5 \quad (18)$$

$$G_1 = 1.05921 \cdot 10^{-8}; G_2 = -1.52981 \cdot 10^{-6}; G_3 = 7.747 \cdot 10^{-5}; G_4 = -2.5723 \cdot 10^{-3}; G_5 = 0.0645791$$

5. COMPARAISON DES RESULTATS ENTRE LES VALEURS EXPERIMENTALES ET CELLES CALCULEES PAR LES MODELES

Sur les figures 2-4, on constate que les relations établies représentent correctement les propriétés thermodynamiques du fluide frigorigène R134a sur la courbe de saturation dans l'intervalle de température compris entre -40 à $+90^\circ\text{C}$. Il en est de même, pour les relations représentant l'enthalpie et l'entropie de la vapeur surchauffée du fluide R134a (Fig. 5, 6).

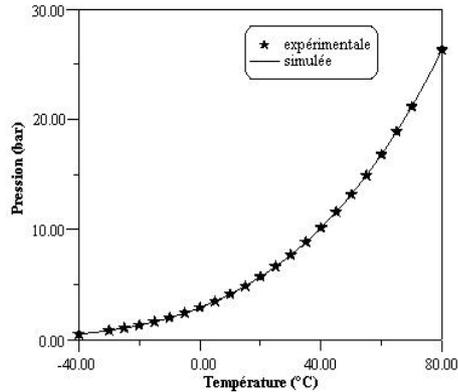


Fig. 2: Courbe de la pression de saturation du fluide R134a en fonction T_s

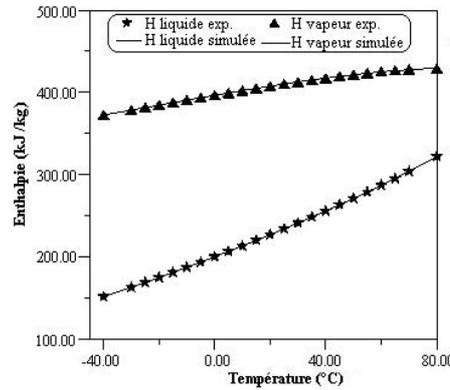


Fig. 3: Courbe de l'enthalpie du fluide R134a en fonction de T_s

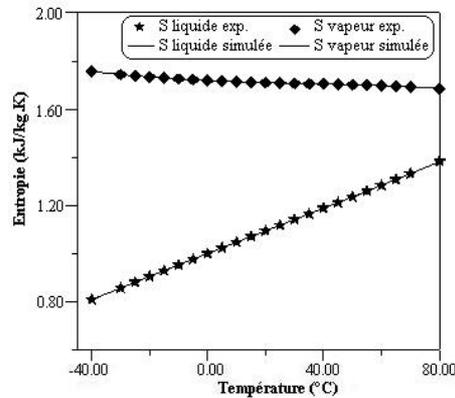


Fig. 4: Courbe de l'entropie du R134a en fonction de la température de saturation T_s

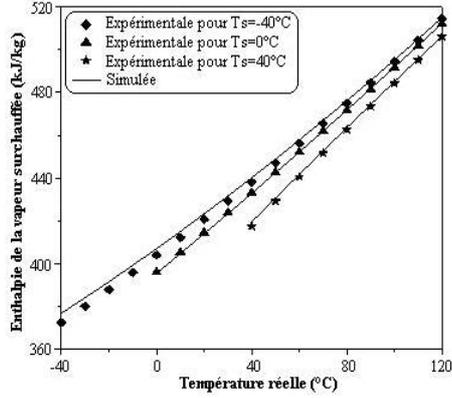


Fig. 5: Enthalpie de la vapeur surchauffée pour $T_s = -40^\circ\text{C}$, 0°C et 40°C

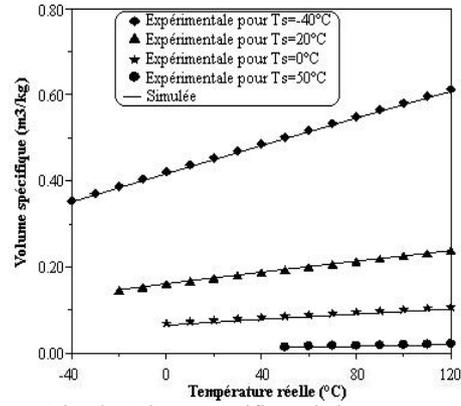


Fig. 6: Volume spécifique de la vapeur surchauffée pour différentes températures T_s

Pour une comparaison des résultats obtenus par le biais des expressions précédentes des principales grandeurs thermodynamiques du fluide frigorigène R134a et les résultats expérimentaux obtenus par le logiciel 'SOLKANE' [3], nous déterminons, par calcul, les erreurs relatives 'ER', ainsi que les écarts types moyens 'ETM' pour chacune des expressions polynomiales. La formulation des 'ER' et des 'ETM' est représentée par les relations suivantes:

$$ER = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left(\frac{Y_i^C - Y_i^{\text{Exp}}}{Y_i^{\text{Exp}}} \right) \times 100 \quad (19)$$

$$ETM = \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left(\frac{Y_i^C - Y_i^{\text{Exp}}}{Y_i^{\text{Exp}}} \right)^2 \right]^{1/2} \times 100 \quad (20)$$

où Y_i^C et Y_i^{Exp} sont respectivement les valeurs calculées à l'aide des équations et les valeurs expérimentales, N étant le nombre de points des valeurs expérimentales.

Les résultats obtenus sont résumés dans le tableau suivant:

Tableau 4: Comparaison entre valeurs expérimentales et valeurs calculées par les modèles établis à l'état de saturation

Grandeurs thermodynamiques	Erreur Relative (%)	Ecart Type (%)
Pression de saturation P	0.09	0.157
Enthalpie phase liquide H_l	0.02	0.023
Enthalpie phase vapeur H_v	0.04	0.04
Masse volumique phase liquide ρ_l	0.011	0.20
Masse volumique phase vapeur ρ_v	2.40	4.40
Volume massique phase liquide V_l	0.087	0.01
Volume massique phase vapeur V_v	2.70	4.18
Entropie phase liquide S_l	0.035	0.043
Entropie phase vapeur S_v	0.02	0.025

Les résultats obtenus par les expressions proposées précédemment, en comparaison avec les résultats expérimentaux sont satisfaisants et ont montré une très bonne approche avec une erreur relative maximale de 2.7 % pour le modèle de calcul du volume massique de la vapeur.

Tandis que pour le cas de la vapeur surchauffée du R134a, on remarque d'après le tableau 5 que l'erreur maximale obtenue, lors du calcul de l'enthalpie, n'est que de 0.5 %, ce qui confère au modèle établi une bonne fiabilité dans l'intervalle de température étudié (-40 à 80°C).

Tableau 5: Erreurs relatives à l'enthalpie et du volume spécifique de la vapeur surchauffée

T_s	Erreur Relative	Erreur Relative
	H (%)	V (%)
- 40	0.52	0.82
- 30	0.16	2.74
- 20	0.38	0.57
- 10	0.074	0.97
0	0.14	4.86
+ 10	0.058	0.96
+ 20	0.21	6.67
+ 30	0.27	11.8
+ 40	0.22	5.70
+ 50	0.086	14.14
+ 60	0.10	30.21
+ 70	0.25	25

Par contre, pour le modèle du volume spécifique, on constate que plus la température de saturation T_s augmente et s'approche du point critique, plus l'erreur relative 'ER' devient importante. Néanmoins, on peut dire que le modèle établi peut être utilisé dans l'intervalle de température de saturation de -40 à 40 avec une erreur relative maximale de 11.7 % à $T_s = 40^\circ\text{C}$, domaine utilisé surtout pour les applications du froid où généralement le volume spécifique est déterminé à l'entrée de la compression, donc à des températures basses.

6. CONCLUSION

Les expressions établies dans cet article, vérifient correctement les fonctions thermodynamiques fondamentales avec une bonne précision, puisque les erreurs relatives et les écarts types sont respectivement de 2.7 % et 4.4 % pour l'état de saturation et de 0.5 % et 11 % pour le cas de la vapeur surchauffée. Ces équations peuvent être facilement introduites dans les programmes de calcul pour la génération des diagrammes et des cycles thermodynamiques, indispensables dans le cadre de la prédiction des performances d'un réfrigérateur médical, telle est notre but.

REFERENCES

- [1] D. Diaf, '*Etude de Simulation d'un Conservateur Médical Solaire*', Mémoire de Magister, Université M'Hamed Bouguerra, Boumersès, Novembre 2003.
- [2] Montréal Protocol 1991. '*Report of the Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps Technical Options Committee*', Décembre 1991, PNUE.
- [3] Logiciel Solkane, '*Solvay Fluor und Derivate GMBH*', Technical service refrigerants, Germany.
- [4] J. Raznjevic, '*Handbook of Thermodynamic Tables and Charts*', McGraw Hill, 1982.
- [5] Logiciel REFPROP, '*Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixture*', Version 6.01, NIST.