N° d'ordre :
N° de série :

UNIVERSITÉ KASDI MERBAH OUARGLA

Faculté des Sciences Appliquées

Département de Génie Mécanique

Mémoire

MASTER ACADÉMIQUE

Domaine : Sciences & Technologies
Filière : Génie Mécanique
Spécialité : Énergétique

Présenté par : SELMI Hocine & DAOUI Ishak

Thème

Simulation d'un cycle frigorifique à compression mécanique de vapeur fonctionnant avec le mélange zéotropique R410A

Soutenu publiquement
Le : **25/06/2018**
Devant le jury :

M. GUERMIT	**Taher**	**Maître Assistant A**	**Président**
M. GHERFI	**Abdelhafid**	**Maître Assistant A**	**Examinateur**
M. KHAMA	**Réda**	**Maître de Conférences A**	**Encadrant**

Année universitaire : 2017 / 2018

N° d'ordre :
N° de série :

UNIVERSITÉ KASDI MERBAH OUARGLA

Faculté des Sciences Appliquées

Département de Génie Mécanique

Mémoire

MASTER ACADÉMIQUE

Domaine : Sciences & Technologies
Filière : Génie Mécanique
Spécialité : Énergétique

Présenté par : SELMI Hocine & DAOUI Ishak

Thème

Simulation d'un cycle frigorifique à compression mécanique de vapeur fonctionnant avec le mélange zéotropique R410A

Soutenu publiquement
Le : **25/06/2018**
Devant le jury :

M. GUERMIT	**Taher**	**Maître Assistant A**	**Président**
M. GHERFI	**Abdelhafid**	**Maître Assistant A**	**Examinateur**
M. KHAMA	**Réda**	**Maître de Conférences A**	**Encadrant**

Année universitaire : 2017 / 2018

Dédicaces

En premier lieu, nous tenons à remercier notre Dieu,

pour le courage et la force qu'il nous a donnés

afin d'effectuer ce travail.

Nous dédions ce modeste travail à nos chers parents,

nous espérons que leurs rêves soient réalisés.

A nos frères et sœurs.

A nos familles

et tous ceux qui nous ont aidés de prés ou de loin

durant toute la période de recherche.

Hocine & Ishak

Remerciements

Nous remercions tout d'abord notre Dieu qui nous a donnés la force pour terminer ce modeste travail.

Nos plus sincères remerciements vont ensuite à notre encadrant le Docteur Réda KHAMA pour la qualité de son encadrement et pour ses encouragements qui ont été indispensables pour garder le moral dans les moments les plus compliqués, pour ses brillantes intuitions, ainsi pour l'optimisme qu'il a su nous transmettre,

nous le remercions vivement d'avoir accepté de nous aider à continuer cette recherche afin d'achever notre PFE.

Nous remercions également notre très cher enseignant Monsieur Ahmed Saber BOUNOUIA d'avoir proposé le thème de cette recherche et d'avoir entamer avec nous notre PFE ;

ainsi que tous les enseignants du département de Génie Mécanique de l'Université de Ouargla,

Nous remercions également les membres de jury d'avoir accepté le jugement de notre modeste contribution.

Ishak & Hocine

Résumé

Ce travail est une simulation d'un cycle à compression mécanique de vapeur en régime permanent d'une machine frigorifique fonctionnant au R410A comme substituant du R22.
Le R410A, qui est un mélange zéotropique, est testé au niveau de chaque constituant de la machine en utilisant un modèle mathématique adéquat présent dans la littérature.

Les résultats trouvés montrent que la pression de saturation, la masse volumique et l'enthalpie du fluide frigorigène utilisé augmentent avec la température de saturation. En outre, le coefficient de performance du cycle frigorifique augmente fortement avec l'augmentation de la température d'évaporation alors qu'une augmentation de la température de condensation ne fait que diminuer ce coefficient.

Sommaire

Dédicaces i
Remerciements ii
Résumé iii

Introduction générale 3

Chapitre 1 : Notions de base

1.1. Cycles thermodynamiques 4
1.2. Machines frigorifiques 6
1.3. Fluides frigorigènes 9

Chapitre 2 : Mise en équations

2.1. Machine et cycle considérés 14
2.2. Équations du fluide frigorigène 15
2.3. Équations du compresseur 17
2.4. Équations du détendeur 19
2.5. Équations de l'évaporateur et du condenseur 19

Chapitre 3 : Résultats et Discussion

3.1. La machine frigorifique
3.1.1. Au niveau du fluide frigorigène 26
3.1.2. An niveau du compresseur 30
3.1.3. Au niveau du détendeur 32
3.1.4. Au niveau de l'évaporateur et du condenseur 34
3.2. Le cycle global 39

Conclusion générale 43
Références 45

Introduction générale

Introduction générale

Le froid est devenu une forme d'énergie importante dans notre société. Utilisé dans un grand nombre de secteurs et sous de nombreuses formes (conservation de denrées périssables, climatisation, refroidissement de procèdes industriels et autres). [1]

Les systèmes frigorifiques à compression nécessitent en effet pour leur fonctionnement l'utilisation de fluides frigorigènes. Ce système utilisé largement pour les pompes à chaleur de petites et grandes puissances, les climatiseurs et les groupes de réfrigérations classiques. [2]

Le cycle à compression mécanique de vapeur comprend généralement trois éléments essentiels : les échangeurs aux sources froide et chaude (évaporateurs & condenseurs), le compresseur et le détendeur. [3]

Le but de ce travail est de faire une simulation d'un cycle à compression mécanique de vapeur en régime permanent, fonctionnant avec le R410A pour discuter après l'effet des différents paramètres sur les fonctions de la machine frigorifique elle-même.

Notre mémoire est divisé en trois chapitres :

Un premier chapitre consacré à quelques rappels et généralités concernant les notions générales des machines frigorifiques, des fluides frigorigènes et des cycles thermodynamiques.

Un second chapitre, présentant la formulation mathématique utilisée pour simuler chaque composant du cycle de notre machine frigorifique choisie pour l'étude.

Les différents résultats obtenus par la simulation sont rassemblés et commentés dans le troisième chapitre.

En fin, nous avons terminé notre manuscrit par une conclusion générale.

Chapitre 1

Notions de base

1.1. Cycles thermodynamiques

Lorsqu'un système thermodynamique effectue un ensemble de transformations successives et revient à son état d'équilibre initial, il s'agit d'un cycle thermodynamique. [4]

1.1.1. Cycles théoriques de moteur à combustion interne

Parmi les cycles théoriques de moteur à combustion interne, il y a : [4]

- Beau de Rochas.
- Diésel pour les moteurs à allumage par compression.
- Cycle de Stirling.

1.1.2. Cycles de turbines à gaz

Le plus connu de ces cycles :

- Cycle de Brayton.

1.1.3. Cycles frigorifiques

Le calcul dune machine frigorifique s'effectue sur la base du tracé du cycle frigorifique de machine en question [5]. Les différentes évolutions du fluide frigorigène dans la machine frigorifique sont représentées sur le diagramme enthalpique, il s'agit du cycle frigorifique de la machine communément appelée cycle idéal [6].

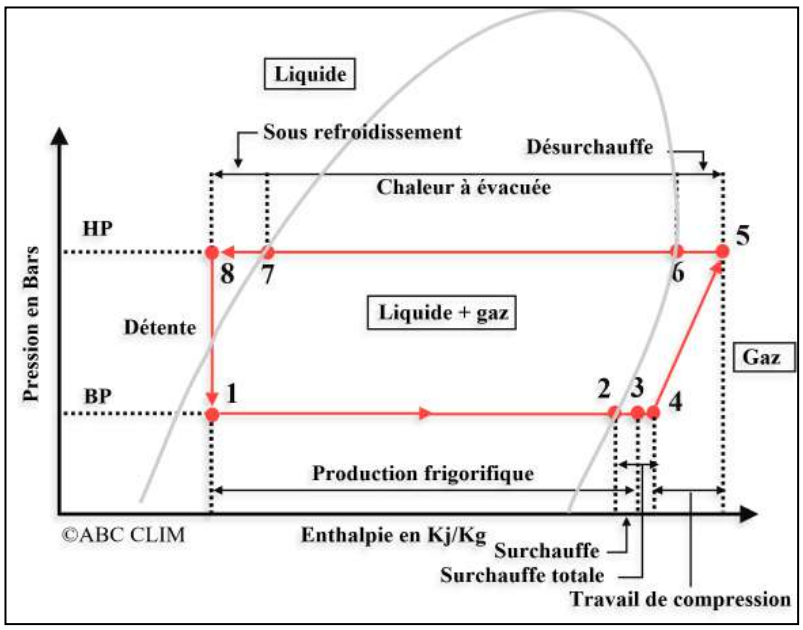

Figure 1.1 : Cycle frigorifique. [7]

Sur la figure 1.3, les évolutions du fluide frigorigène sont :

- 4 - 5 : Compression des vapeurs du fluide frigorigène (FF) qui passent d'un niveau de basse pression (BP) à un niveau de haute pression (HP).
- 5 - 6 : Désurchauffe des vapeurs du FF (HP).
- 6 - 7 : Condensation des vapeurs du FF (HP) qui deviennent (HP).
- 7 - 8 : Sous refroidissement du FF liquide (HP).
- 8 - 1 : Détente du FF liquide (HP)
- 1 - 2 : Evaporation du FF liquide (BP) qui devient des vapeurs (BP).
- 2 - 4 : Surchauffe des vapeurs (BP).

1.2. Machines frigorifiques

Une machines frigorifique est une machine thermodynamique destinée à assurer le froid d'un local ou d'un système à partir d'une source de chaleur externe dont la température est supérieure à celle du local ou du système à refroidir. [2] C'est donc un système de froid qui transfère des calories d'un milieu à haute niveau de température vers un milieu où la température doit être inférieur. [6]

L'écoulement naturel de la chaleur s'effectuant toujours d'un corps froid vers un corps chaud, on peut définir également la machine frigorifique comme un matériel permettant de réaliser l'écoulement de chaleur inverse du sens naturel, c'est–à–dire d'un milieu chaud vers un milieu froid. Une dépense d'énergie sera bien entendu inévitable pour réaliser ce transfert inverse. [6]

L'énergie nécessaire pour assurer le transfert doit être inférieure à l'énergie calorifique utile pour que le système ait un quelconque intérêt. [5]

1.2.1. Constituants

- **Compresseur :** Il aspire le gaz vapeur provenant de l'évaporateur (bas niveau de température et de pression) et les comprime jusqu'à un plus haut niveau de température et de pression. La compression est isentropique et se fait en phase gazeuse. [8]

- **Détendeur :** Le liquide sous refroidi est vaporisé partiellement par abaissement brusque de la pression au passage de l'orifice calibrée du détendeur. [9]

A la sortie du condenseur, le détendeur va alimenter l'évaporateur en liquide basse pression. A la sortie du détendeur, on a un mélange liquide-vapeur (X est environ = 20% vapeur)

Selon [3], le débit du fluide frigorigène pour les tubes capillaire est fonction du diamètre intérieur, de la longueur et de la différence de pression entre le condenseur et l'évaporateur.

- **Condenseur** : C'est la partie chaude de la machine frigorifique, il évacue la chaleur contenue dans le fluide afin de le liquéfier. Donc pour liquéfier le fluide en question, échanger de la chaleur avec de l'air ou de l'eau. [9]

  - AB : Désurchauffe (évacuation par chaleur sensible) il refroidit la vapeur surchauffée.
  - BC : Condensation (évacuation par chaleur latente) à pression et température constantes.
  - CD : Sous refroidissement (évacuation par chaleur sensible).

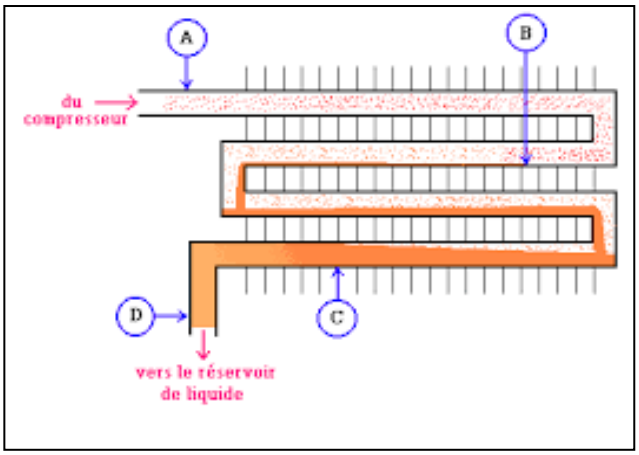

Figure 1.2 : Schéma d'un condenseur. [10]

Dans le condenseur, les vapeurs à haute pression surchauffées vont se refroidir jusqu'à la température de vaporisation à la pression. Ensuite, elles vont totalement se liquéfier en libérant de la chaleur latente à l'extérieur. Le liquide va être sous-refroidi. [6]

- **Évaporateur :** c'est la partie froide de la machine, il permet de refroidir le local en y prélevant de la chaleur et le fluide frigorigène s'y évapore. [9]

Il va prélever la chaleur latente de vaporisation au milieu et le refroidir.

  - 4 - 3 : Désurchauffe (évacuation par chaleur sensible) il refroidit la vapeur surchauffée
  - 3 - 2 : Condensation (évacuation par chaleur latente) à pression et température constantes.
  - 2 - 1 : Sous refroidissement (évacuation par chaleur sensible).

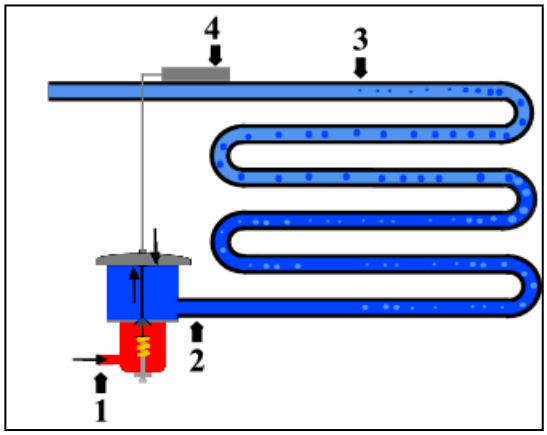

Figure 1.3 : Schéma d'un évaporateur. [11]

1.2.2. Principe de la machine [12]

Le système frigorifique à compression de vapeur le plus courant fonctionne grâce à un frigorigène situé dans un circuit fermé comprenant un compresseur, un condenseur, un organe de détente, un évaporateur et des tuyauteries de raccordement (Figure 1.3.5). La vapeur du frigorigène comprimée à haute pression est condensée à haute température dans le condenseur par transfert de chaleur vers le milieu environnant. La pression du frigorigène à l'état liquide est réduite dans le détendeur. A basse pression et basse température, le fluide se vaporise, ce qui permet d'extraire la chaleur. Pour compléter le cycle, à la sortie de l'évaporateur, la vapeur du frigorigène à basse pression est comprimée et portée à haute pression par le compresseur. [2]

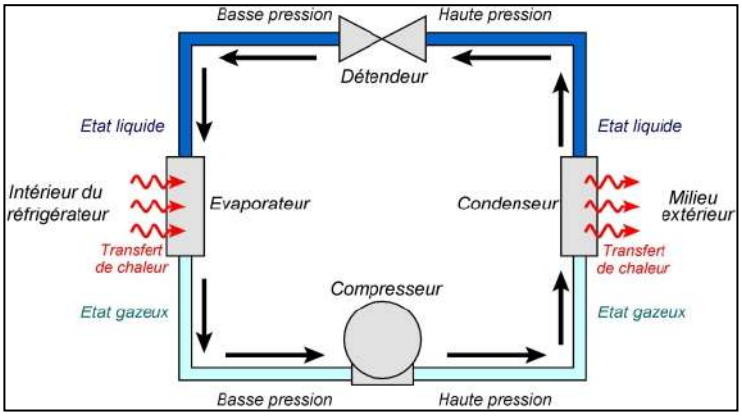

Figure 1.4 : Schéma d'une machine frigorifique à compression de vapeur simple. [13]

1.3. Fluides frigorigènes

Les fluides frigorigènes sont des substances ou des mélanges de substances utilisés dans les circuits frigorifiques (Chambres froides, Réfrigérateurs, Pompes à chaleurs (PAC)). Ces fluides ont la particularité d'avoir sous la pression atmosphérique, une température d'évaporation très faible. Cette propriété thermodynamique permet de produire du froid. [14]

1.3.1. Classification

Les fluides frigorigènes obéissent à une classification qui permet une désignation précise de chaque fluide. Cette classification est effectuée sur la base de critères différents suivant la famille ou la sous famille de fluides considérés. [14]

Les fluides frigorigènes sont divisés en deux grandes familles que sont :

a) Composés inorganiques [6]

Les fluides de cette famille sont ceux de la série 700.

Le fluide le plus utilisé de cette famille est l'ammoniac (NH_3) et il est désigné par R717

R : désigne Réfrigérant (fluide frigorigène)

Le 7 : des centaines désigne la série 700

Le 17 : représentant les deux derniers chiffres désigne la masse molaire du corps (14 pour l'azote et 3 pour l'hydrogène).

b) Composés organiques

Les composés organiques sont des dérivés du méthane (CH4) et de l'éthane (C2H6).

Ils se divisent en trois sous familles : [6]

1- Corps purs

2- Mélanges

3- Hydrocarbures

Corps purs

Les corps purs se regroupent en trois sous groupes suivant leur composition chimique : [14]

- Les CFC (chlorofluorocarbone)
- Les HCFC (hydro chlorofluorocarbone)
- Les HFC (hydrofluorocarbure)
- BrFC : Bromoflurocarbone.

La caractéristique principale d'un corps pur est qu'il se condense et s'évapore à température et pression constante. [14]

Mélanges

D'après [14], les mélanges de corps purs se regroupent en deux sous groupes :

a) Azéotropiques qui se comportent comme des corps purs : sont les fluides frigorigènes de la série 500. [9]

b) Zéotropiques qui ne sont pas des corps purs : sont les fluides frigorigènes de la série 400. [9]

Hydrocarbures

Les fluides frigorigènes du type hydrocarbure proviennent essentiellement du raffinage du pétrole mais également du dégazolinage (récupération des hydrocarbures liquides) du gaz naturel**.** [14]

1.3.2. Caractéristiques physiques

D'après [16], les plus importants des caractéristiques physiques des fluides frigorigènes sont :

- ✓ Chaleur latente de vaporisation très élevée.
- ✓ Point d'ébullition, sous la pression atmosphérique, suffisamment bas.
- ✓ Pas d'action sur les métaux composant le circuit (ainsi, par exemple l'ammoniac attaque le cuivre).
- ✓ Non inflammable et non explosif en mélange avec l'air.
- ✓ Sans effet sur la santé du personnel.
- ✓ Sans action sur les denrées à conserver.
- ✓ Sans odeur.
- ✓ Pas d'action sur la couche d'ozone.

1.3.3. Critères et choix

Le choix d'un fluide frigorigène repose sur les critères suivants : [6]

- ✓ Les conditions d'utilisation du fluide frigorigène.
- ✓ Le critère économique et la disponibilité du fluide frigorigène.
- ✓ Le critère de réglementation (nomes, recommandations, impacts environnementaux).

Chapitre 2

Mise en équations

2.1. Machine et cycle considérés

La machine frigorifique à compression est une machine thermodynamique qui permet, grâce à un apport de travail, de prélever des calories à une source d'énergie disponible appelée source froide pour les transmettre à plus haute température à un milieu plus chaud appelé source chaude. [6]

La machine étudiée est schématisée dans la figure 2.1 et son cycle global associé est montré dans la figure 2.2. Le système comprend les éléments principaux du réfrigérateur, à savoir : un compresseur, un évaporateur, un condenseur et un détendeur. En s'inspirant de [3], le régime supposé dans notre étude est stationnaire permanent.

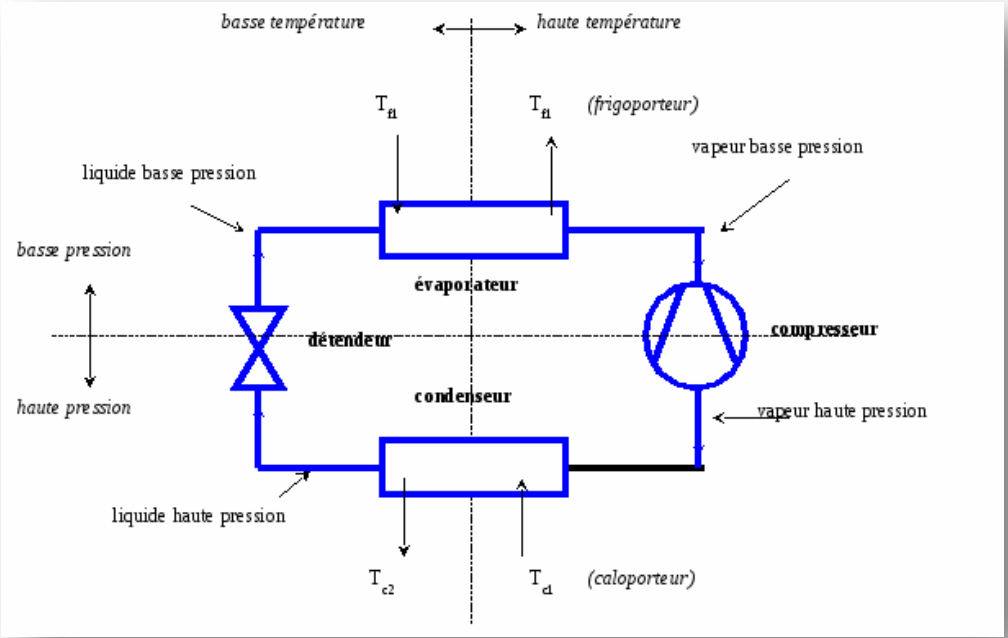

Figure 2.1 : Schéma de la machine frigorifique simulée. [15]

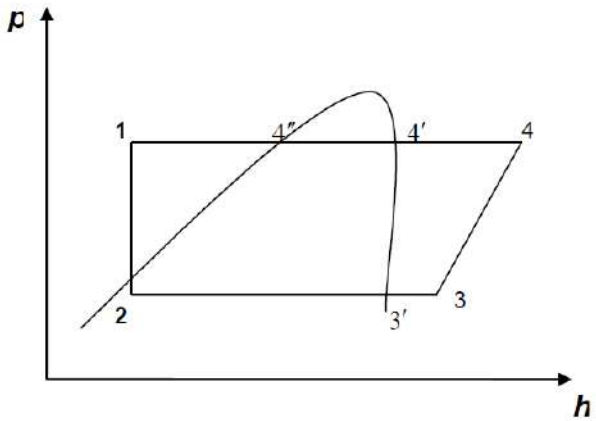

Figure 2.2 : Diagramme (p-h) du cycle associé à la machine étudiée. [2]

Où :

Détente	1 - 2
Évaporation	2 - 3’
Surchauffe	3’ - 3
Compression	3 - 4
Désurchauffe	4 - 4’
Condensation	4’ - 4’’
Sous-refroidissement	4’’ - 1

2.2. Équations du fluide frigorigène

Dans cette étude on a utilisé le R410A comme fluide frigorigène. Il s’agit d’un fluide frigorifique remplaçant le R22 selon le protocole de Montréal pour des applications de froid positif comme la climatisation ou les sécheurs d'air comprimé. [22]

Il est composé à 50 % de R32 et à 50 % de R125. Il ne contribue pas à la destruction de la couche d'ozone stratosphérique. [18]

2.2.1. Pression de vapeur

La connaissance de l’expression générale permettant de relier la pression à la température le long de la courbe de saturation est très importante. Pour notre étude, trois corrélations différentes sont adoptées, en fonction du fluide considéré. [6] Pour le R410A qui est un mélange zéotrope, l’expression reliant la pression de saturation à la température est donnée par la l’équation suivante : [19]

$$\log_n (P_{sat}/P_c) = 1/Tr\ (A + BX + CX^2 + DX^3 + EX^4 + FX^5) \qquad (2.1)$$

Avec : $X = (1 - T_r) - X_o$ et $T_r = T/T_c$

Le tableau (2.1) donne les coefficients de l’équation (2.1) nécessaires pour notre fluide considéré :

Tableau .2.1 : Coefficients de l’équation du R410A. [16]

A	-1.4376
B	-6.8715
C	$-5.3623.10^{-1}$
D	-3.82642
E	-4.06875
F	-1.2333
X_0	$2.086902.10^{-1}$

2.2.2. Masse volumique

L'expression de la masse volumique est l'extension de la corrélation de Yen et Wood : [26]

Pour les mélanges R410A, l'équation de la masse volumique est donnée par la relation suivante : [15]

$$\rho_l = \rho c + \sum_{i=1}^{4} Bi(1 - T_r)^{i/3} \qquad (2.2)$$

Où : $T_r = T/T_c$

ρ_c : représente la masse volumique critique.

ρ_l : représente la masse volumique liquide.

Les coefficients A et les B_i et ρ_c sont donnés par le tableau 2.2. :

Tableau 2.2 : Coefficients A, B_i et ρ_c pour le fluide. [16]

A	1.0
B_1	1.984734
B_2	$-1.767593.10^{-1}$
B_3	1.819972
B_4	$-7.171684.10^{-1}$
ρ_c (kg/m^3)	488.90

2.2.3. Enthalpie

Pour le R410A, l'expression de l'enthalpie massique saturant est donnée par l'équation suivante : [19]

$$H_{liq} = A + BX + CX^2 + DX^3 + Ex^4 \qquad (2.3)$$

où :

$X = (1- (T/Tc))^{(1/3)}$ [19]

Le tableau (2.3) donne les coefficients de l'équation (2.3) pour le mélange :

Tableau .2.3 : Coefficients de l'équation du R410A. [16]

A	375.71426
B	-280.52509
C	577.11261
D	-1430.1314
E	685.7202

2.3. Équations du compresseur

Il s'agit d'un compresseur volumétrique à piston. Il est essentiellement utilisé pour les climatiseurs individuels et les petits refroidisseurs de liquide.

Les caractéristiques du compresseur sont une série de courbes paramétrées en température de condensation et d'évaporation du R410A. Ces caractéristiques sont fournies par le constructeur du compresseur et elles expriment la puissance calorifique du condenseur ainsi que la puissance électrique absorbée par le compresseur en fonction de la température d'évaporation et de condensation de R410A. Pour chaque valeur de température de condensation et d'évaporation correspond une courbe. [3]

2.3.1. Puissance et débit massique

Le compresseur choisi pour notre recherche est de type alternatif à piston.

Le modèle de compresseur est obtenu par l'ajustement des courbes des données du fabricant [17] selon [18] pour tirer les deux équations : (2.4) pour le débit massique du fluide frigorigène et (2.5) pour la puissance fournie au compresseur, on utilise : [2]

$\dot{m}_{comp}=1/3600[130.12950-1.31674T_C+0.00696T_C^2+(9.90989-0.23284TC-0.00194T_C^2)Te+(0.43826 -0.01524T_c+0.00015T_C^2)Te^2]$ [2] (2.4)

$p_{comp}=(1/1000)[389.81950+9.84761\ Tc+0.06207\ T_C^2+(18.09224-0.63628Tc-0.00332T_c^2)T_e+(1.37331-0.06466Tc+0.00068T_c^2)T_e^2$ [2] (2.5)

2.3.2. Travail fourni [3]

$$W_{34} = \left(\frac{\eta_m \eta_f P_{comp}}{\dot{m}_{comp}}\right) \quad (2.6)$$

2.3.3. Échange d'enthalpie lors de la compression [9]

$$\Delta H_{34} = \frac{c}{c-1} P_3 V_3 \left(\left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{C}{C-1}} - 1\right) \quad (2.7)$$

Où :

$\boldsymbol{p_3}$ et $\boldsymbol{p_4}$ *:* les pressions d'aspiration et de refoulement respectivement.

$\boldsymbol{V_3}$ *:* Le volume massique de la vapeur à l'aspiration.

c : coefficient d'ajustement.

2.4. Équations du détendeur

Un détendeur de type capillaire cylindrique est considéré pour notre recherche. Une corrélation de Li Yang et al [19] a été utilisée pour la mise en équations du détendeur. Dans cette formule, le théorème de Buckingham est appliqué aux facteurs physiques et aux propriétés des fluides qui affectent l'écoulement dans le tube capillaire en produisant des nombres adimensionnels pour les tubes capillaires enroulés. [2]

La solution analytique approximative se résume dans la solution de l'équation suivante [20] :

$$\dot{m} = \frac{\pi D^2}{4}\left\{\frac{2}{C_1}\left(\frac{D^{1+C_2}}{L}\right)\left(\frac{P_r}{v_r \mu_{in}^{c_2}}\right)\left[\frac{P_{in}}{P_r} - 1 + \frac{1+\beta(\ln\beta - 1}{1-\beta^2}\right]\right\}^{\frac{1}{2-c_2}} \quad (2.8)$$

$\dot{\mathbf{m}}$: Débit massique

D et **L** : Diamètre intérieur et Longueur

P, v et $\boldsymbol{\mu}$: Pression, Volume massique et Viscosité dynamique.

$\mathbf{C_1}$ et $\mathbf{C_2}$: sont des coefficients expérimentaux déterminés pour évaluer le facteur de frottement

$$\beta = \frac{\left(1.63\times10^5/P_f^{0.72}\right)P_f}{P_r+\left(1.63\times10^5/P_f^{0.72}\right)(P_f-P_r)} \quad [2] \quad (2.9)$$

Où :

f : point de croisement entre la ligne de processus isenthalpique et la courbe de liquide saturé dans le diagramme. [19]

2.5. Équations de l'évaporateur et du condenseur

Nous avons choisi ici des échangeurs coaxiaux dont les tubes intérieurs sont lisses ou rugueux. [21] Dans notre cas on a considéré la méthode de la différence moyenne logarithmique qui est destinée au dimensionnement d'un appareil qui n'existe pas encre, cela en connaissant les quatre températures des fluides (entrée et sortie de l'échangeur), c'est-à-dire on recherche la géométrie (conception) de l'échangeur [23].

L'échange thermique entre le fluide frigorigène et l'eau est donné par deux équations:[5]

$$P = = m_{eau} Cp_{eau}\, \Delta T = m_{ff}\, \Delta h \quad (2.10)$$

$$P = US\Delta T_{Log} \quad (2.11)$$

Où :

P : Puissance échangée. (W)

$\dot{m}_{eau}$: Débit massique d'eau. (kg/s)

$\dot{m}_{ff}$: Débit massique du fluide. . (kg/s)

C_{peau} : Chaleur spécifique de l'eau. (kJ/kg.K)

ΔT : Écart des températures d'eau à l'entrée et à la sortie d'échangeur. (°C)

S : Surface d'échange. ($m^{2)}$

ΔT_{Log} : Écart logarithmique des températures. (°C)

Δh : Écart enthalpique.

U : Coefficient d'échange moyen qui est calculé par la relation. (W/m^2c) [24]

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f} \tag{2.12}$$

e : Épaisseur du tube. (m)

λ : Conductivité thermique de tube. (W/m.°C)

$h_c \; et \; h_f$: Coefficients de convection. (W/m^2.°C)

Selon [25], un découpage des échangeurs en plusieurs zones a été considéré. Zone d'évaporation et zone de surchauffe au niveau de l'évaporateur et zone de désurchauffe, zone de condensation et zone de sous-refroidissement pour le condenseur.

Pour le coefficient d'échange coté eau, un échange sous forme d'une convection forcée est supposé : [22]

$$Nu = f(\mathrm{Re}, \mathrm{Pr}) \tag{2.13}$$

Et par suite :

$$\frac{hD_h}{\lambda} = f\left(\frac{VD_h}{\nu}, \frac{\mu C_p}{\lambda}\right) \tag{2.14}$$

D_h: Diamétre hydraulique (m)

v : Vitesse d'écoulement (m/s)

ν: Viscosité cinématique (m^2/s)

μ : Viscosité dynamique (kg/m s)

C_p : Chaleur massique à pression constante (kJ/kg.K)

D'après [3], la corrélation de Colburn [23] pour un écoulement turbulent avec une convection interne forcée est utilisée :

$$Nu = 0.023\mathrm{Re}^{0.8}\,\mathrm{Pr}^{(1/3)} \tag{2.15}$$

Et les conditions d'application considérées sont : [23]

- $\frac{L}{D} > 60$
- $10^2 < R_e < 1.2 < 10^5$
- $0.7 < P_r < 120$

Le fluide frigorigène arrive à l'entrée de l'évaporateur, avec un certain titre de vapeur X .puis il se vaporise et enfin subit une surchauffe de plusieurs degrés. La vapeur se trouve à la sortie de l'évaporateur à une température $T_{aspiration} = T_3$ et à une pression P_3. L'évaporateur travaille comme un échangeur à contre-courant. [2]

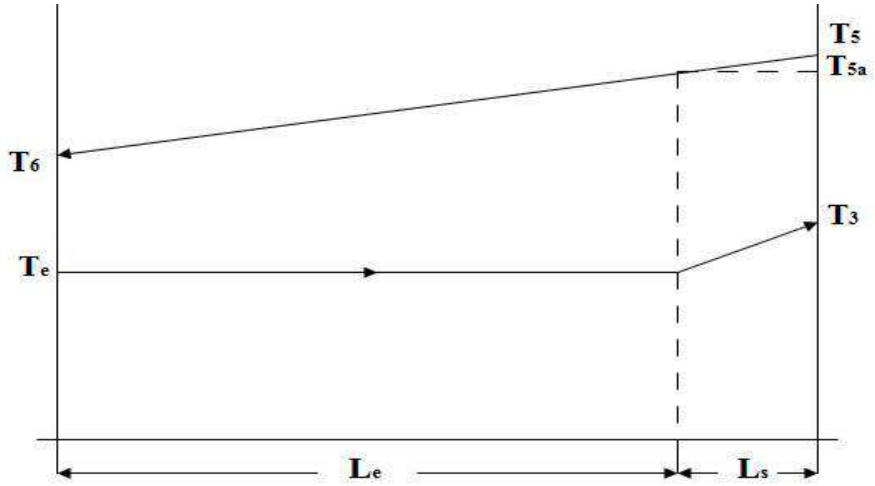

Figure 2.3 : Diagramme (Température-Longueur) d'évaporation. [6]

Où : [2]

T5 : $T_{entrée\ d'eau}$

T6 : $T_{sortie\ d'eau}$

L_e : Longueur de l'évaporation

L_s : Longueur de surchauffe

- ***Évaporation***

Selon [5], l'équation est transformée comme suit :

$$P_{évap} = m_{eau} Cp_{eau}\, \Delta T = m_{ff}\,(1 - x) L_{(Te)} \tag{2.16}$$

$$P_{évap} = U_{évap} S_{évap} \Delta T_{Log} \tag{2.17}$$

Où :

$L_{(Te)}$: Chaleur latente.

X : Titre de vapeur à l'entrée de l'évaporateur.

ΔT_{Log} : Écart logarithmique pour l'évaporation qui est égale (Figure 2.5) [13] à :

$$\Delta T_{Log/évaporation} = \frac{(T_{5a} - T_e) - (T_6 - T_e)}{Log\left(\frac{T_{5a} - T_e}{T_6 - T_e}\right)} = \frac{T_{5a} - T_e}{Log\left(\frac{T_{5a} - T_e}{T_6 - T_e}\right)} \tag{2.18}$$

- ***Surchauffe***

Compte tenu du fait que la surchauffe en sortie d'évaporateur est constante et fixée à une certaine température, on peut facilement calculer les valeurs thermodynamiques du fluide frigorigène et la puissance fournie par l'eau, en utilisant les équations (2.9). L'écart logarithmique des températures, est donné par la relation (Figure 2.5) : [15]

$$\Delta T_{Log/surchauffe} = \frac{(T_5 - T_3) - (T_{5a} - T_e)}{Log\left(\frac{T_5 - T_3}{T_{5a} - T_e}\right)} \quad (2.19)$$

- **Condenseur**

La vapeur arrive au condenseur à une température $T_{refoulement} = T_4$ et à une pression égale à la pression de condensation. Elle est désurchauffée, puis condensée à la température de condensation T_c, puis le liquide subit un sous-refroidissement jusqu'à la température T_1. Le condenseur travaille comme un échangeur à Co-courant. [17]

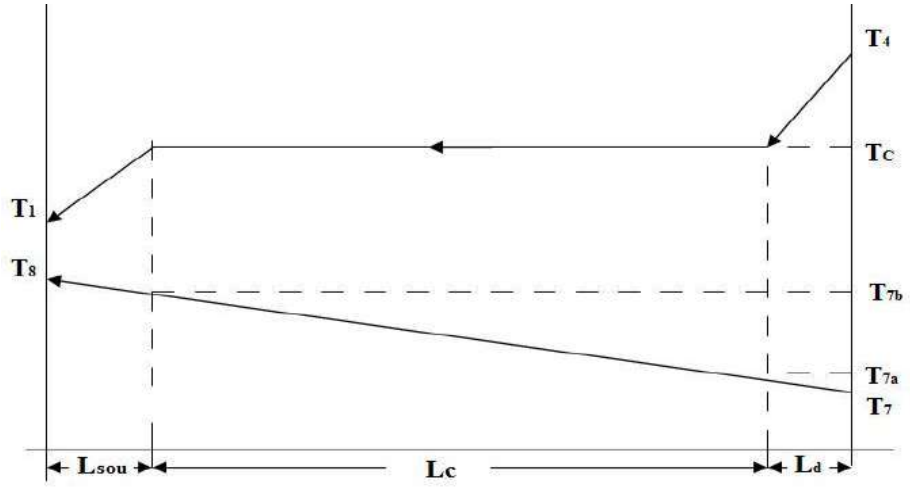

Figure 2.4 : Diagramme (T-longueur) de condensation. [3]

Où :

T_7 : Température d'entrée d'eau

T_8: Température de sortie d'eau

L_{sou}: Longueur de sous-refroidissement

L_c : Longueur de condensation

L_d: Longueur de désurchauffe

- **Désurchauffe et sous-refroidissement**

Dans les deux cas, désurchauffe et sous-refroidissement, le fluide se trouve à une phase (vapeur ou liquide) ; donc nous avons utilisé la corrélation de Colburn pour fluide à une seule phase, comme nous l'avons fait pour la surchauffe [3]. L'écart logarithmique de température est donné par les relations : [2]

$$\Delta T_{Log/suos-refroidissement} = \frac{(T_c - T_{7b}) - (T_1 - T_8)}{Log\left(\frac{T_c - T_{7b}}{T_1 - T_1}\right)} \quad (2.20)$$

- **Condensation**

L'équation devient : [15]

$$P_{cond} = m_{eau} Cp_{eau} \Delta T = m_{ff} L_{(Tc)} \quad (2.21)$$

$$P_{cond} = U_{cond} S_{cond} \Delta T_{Log} \quad (2.22)$$

ΔT_{Log} : Écart logarithmique pour l'évaporation (Figure 2.7). [3]

En outre, le coefficient de performance réel de la machine calculé avec la relation : [22]

$$COP = P_{evap} / P_{comp} \quad (3.1)$$

Selon [25], l'évaporateur et le condenseur de type coaxial peuvent être considérés :

- Diamètre interne du tube interne = 5 mm.
- Diamètre interne du tube externe = 10 mm.
- Epaisseur du tube interne = 1 mm.
- Conductivité du tube interne : 400 W/ (m.K).

Avec leurs paramètres de fonctionnement, toujours en se référant à [25] :

- Condensation = 45°C.
- Évaporation = 0°C.
- Surchauffe = 5°C.
- Sous-refroidissement = 5°C.
- Débit d'eau dans l'évaporateur = Débit d'eau dans le condenseur = 1m^3/h.
- $R_{encrassement}$ (coté eau) = 0.0005 m^2°C/W.

Chapitre 3

Résultats et Discussion

3.1. La machine frigorifique

3.1.1. Au niveau du fluide frigorigène

Les figures 3.1, 3.2 et 3.3 représentent respectivement la différence entre les valeurs (réelles et calculées) de la pression de saturation, la masse volumique, et l'enthalpie suivant la température de saturation. On voie bien sur les graphes que l'erreur relative entre les valeurs réelles et calculées est inférieure à 3%.

D'autre part, les trois paramètres augmentent au fur et à mesure avec la l'augmentation de la température de saturation. Alors le modèle utilisé nous donne des résultats de calculs optimaux et qui sont en bon accord avec les résultats de [2]

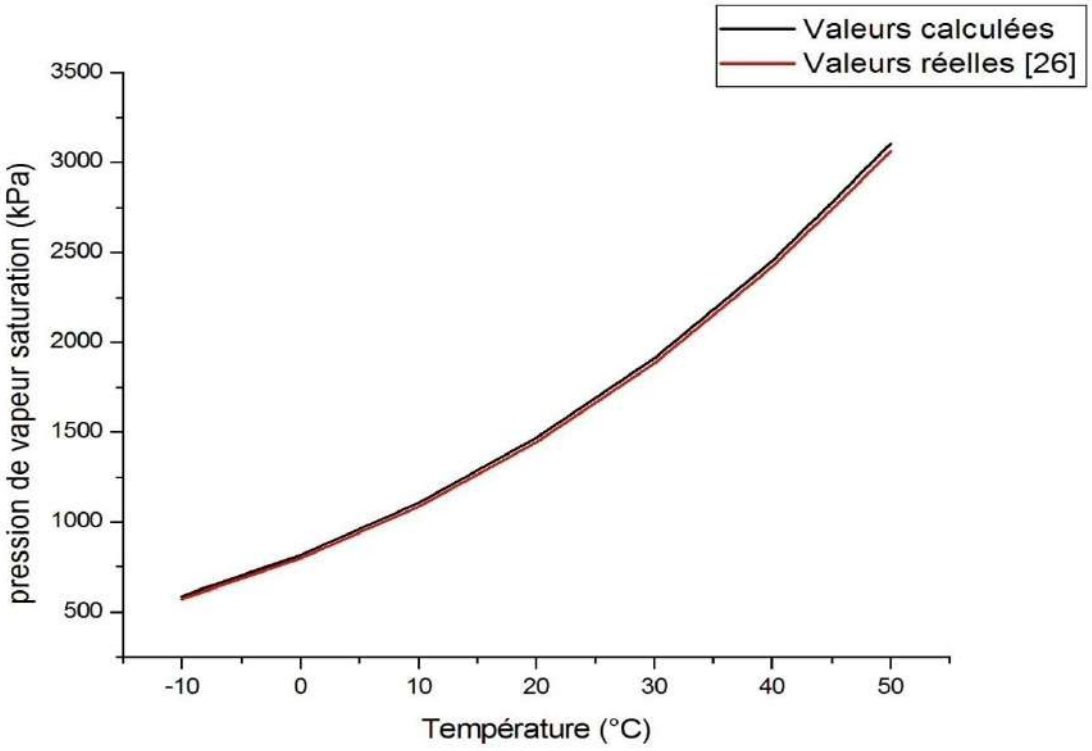

Figure 3.1 : Évolution de la pression de saturation.

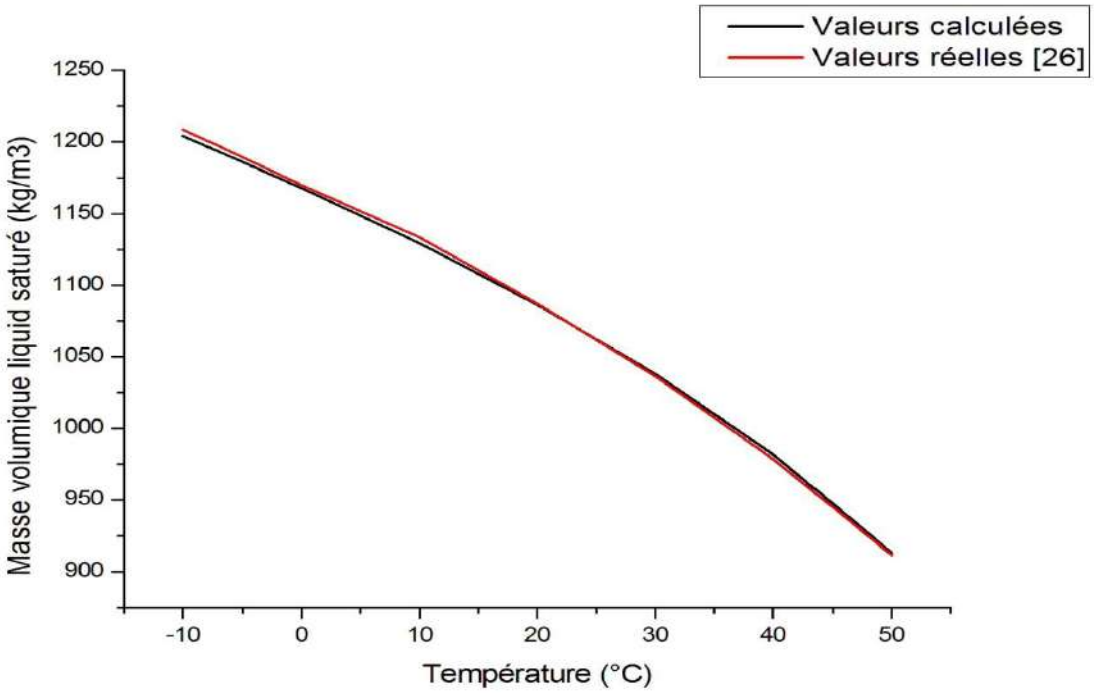

Figure 3.2 : Évolution de la masse volumique du liquide saturée.

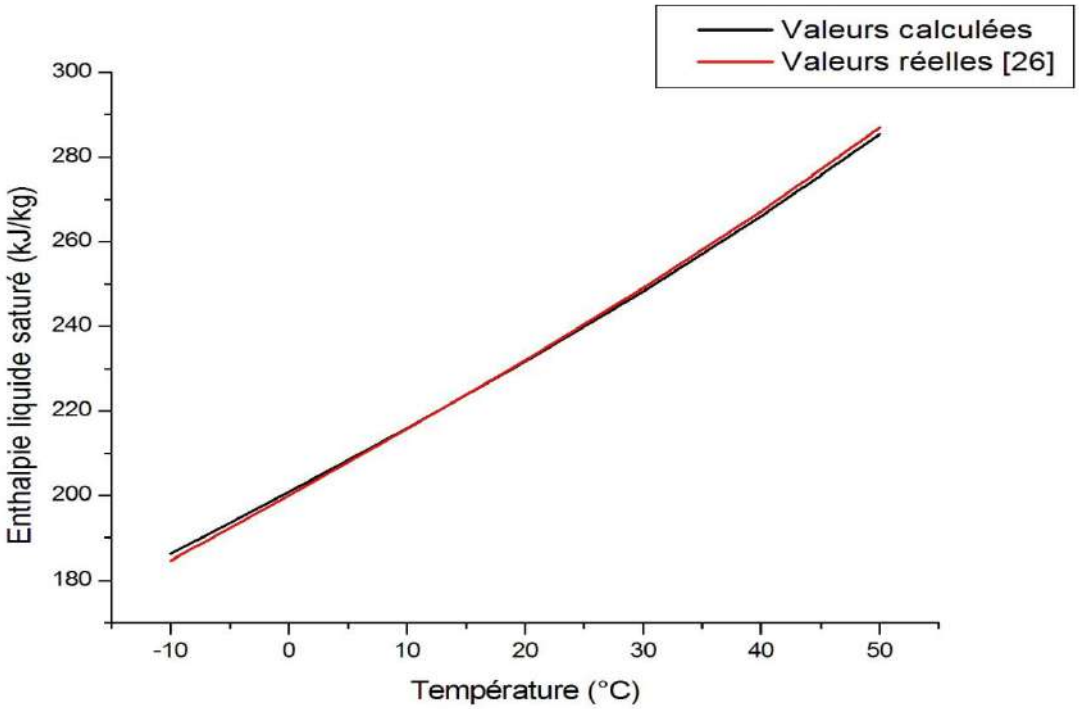

Figure 3.3 : Évolution de l'enthalpie du liquide saturé.

3.1.2. Au niveau du compresseur

Les deux figures (3.4 et 3.5) représentent respectivement l'évolution du débit et de la puissance du compresseur selon la température d'évaporation et celle de condensation.

Dans la figure 3.4, le débit du compresseur est faible au fur et à mesure que température de condensation augmente à des températures d'évaporation constantes, puisque une augmentation de température de condensation donne automatiquement une augmentation de pression de condensation, cela est due à une augmentation de taux de compression qui exige une énergie mécanique supplémentaire au niveau de compresseur.

Dans la figure 3.5, on voit que la puissance consommée par le compresseur augmente au fur et à mesure de l'augmentation de la température de condensation à des températures d'évaporation constantes, puisque une augmentation de température de condensation donne automatiquement une augmentation de pression de condensation, cela est due à une augmentation de taux de compression qui exige une énergie mécanique supplémentaire au niveau de compresseur. Nos résultats sont en bon accord avec les résultats de [3].

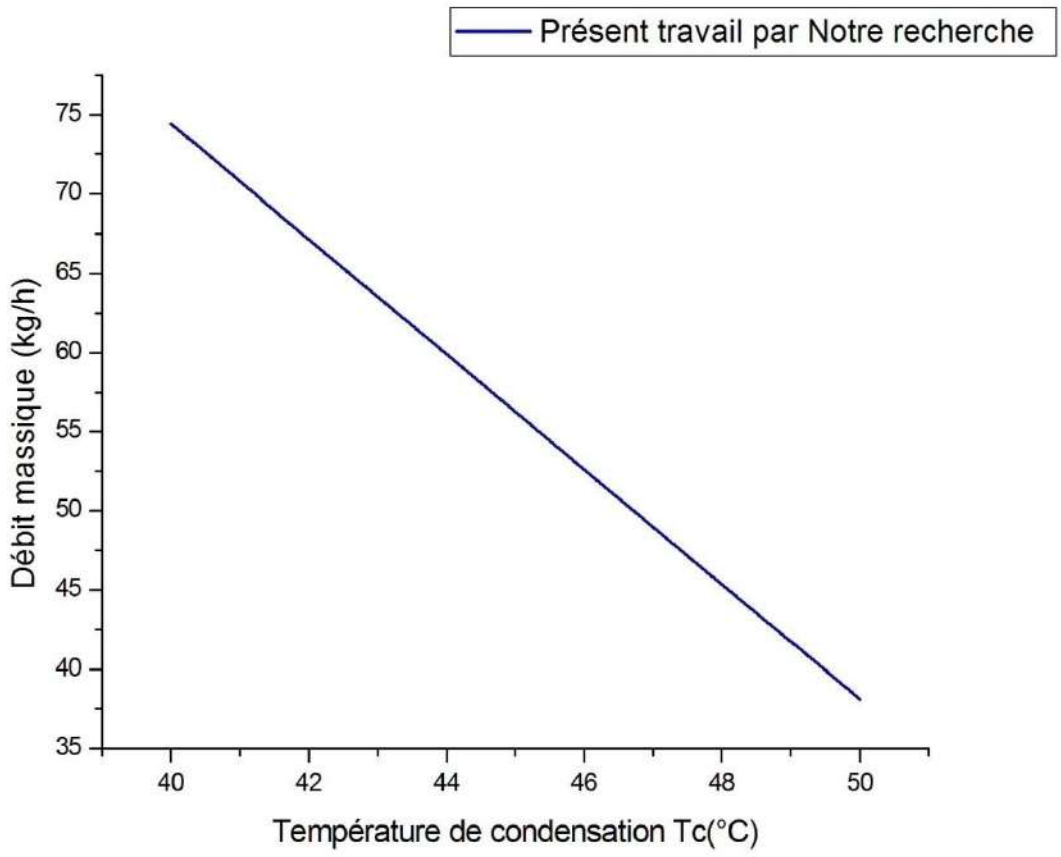

Figure 3.4 : Effet de la température de condensation sur le débit.

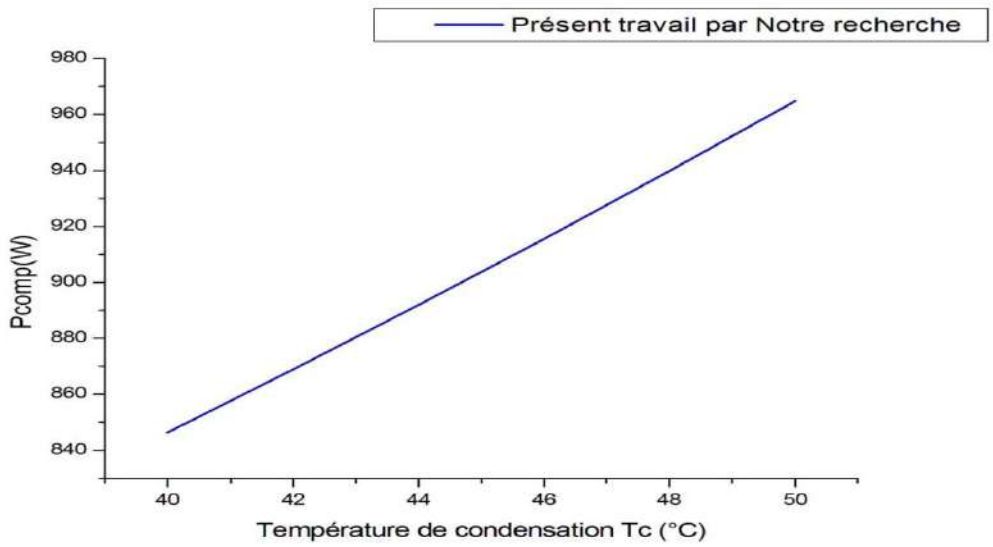

Figure 3.5 : Effet de la température de condensation sur la puissance consommée par le compresseur.

3.1.3. Au niveau du détendeur

Pour le détendeur on a choisi un tube capillaire dont les dimensions sont : [2]

- Diamètre interne du tube : 1.5 mm.
- Longueur du tube : 1m.

Et dont les paramètres de fonctionnement sont : [18]

- Température de condensation : 45°C.
- Degré de sous-refroidissement : 5°C.

La figure 3.6 représente le changement du débit massique du détendeur pour différentes températures de condensation. Une faible augmentation du débit massique avec l'augmentation de la température de condensation est, en effet, notable. Nos résultats sont en bon accord avec les résultats trouvés par [2].

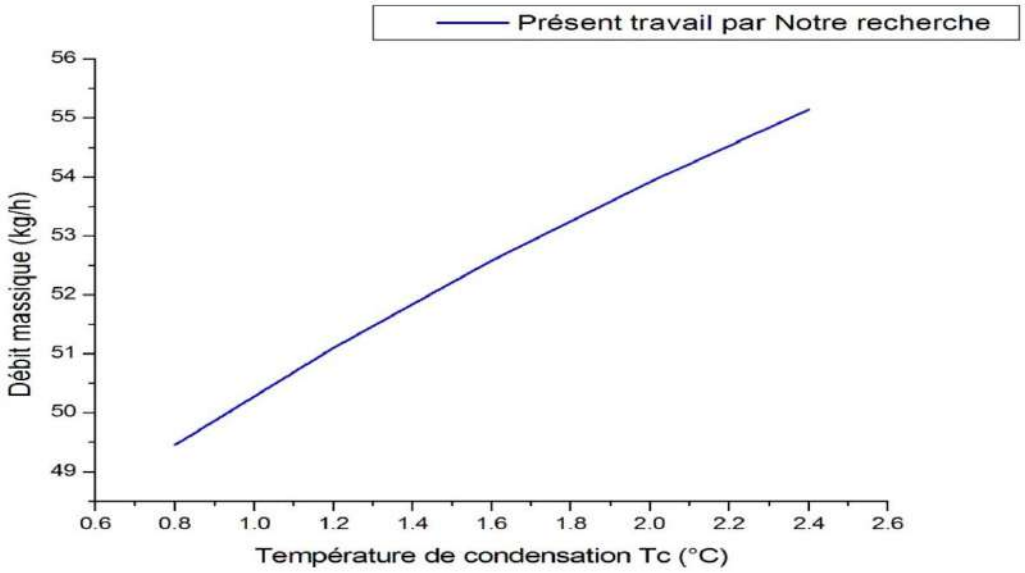

Figure 3.6 : Effet de la température de condensation sur le débit massique du détendeur.

La figure 3.7 représente l'évolution du débit massique du détendeur pour plusieurs longueurs de tubes. Une forte diminution du débit massique va avec l'augmentation de la longueur du tube à cause de l'effet de la perte de charge à l'intérieur. Nos résultats sont en bon accord avec les résultats de [3].

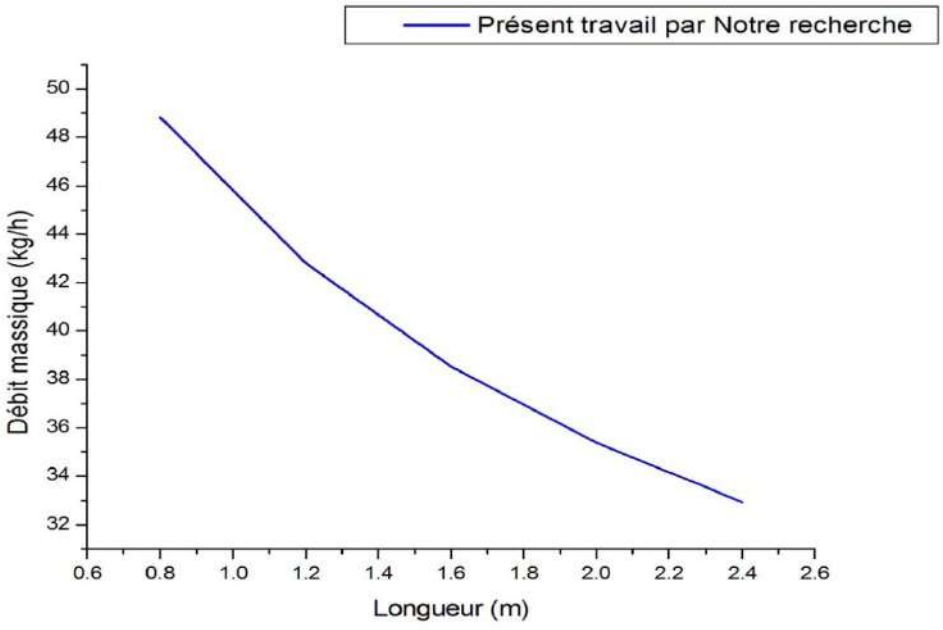

Figure 3.7 : Effet de la longueur du tube capillaire sur le débit massique du détendeur.

3.1.4. Au niveau de l'évaporateur et du condenseur

Une comparaison entre les surfaces d'évaporation est montrée dans les figures 3.8 et 3.9. En introduisant l'effet de l'encrassement, la surface d'échange passe de 21.15% à 21.22% pour l'évaporation et de 16.66% à 18.35% pour la surchauffe.

La procédure de la simulation du condenseur est la même que celle de l'évaporateur avec la seule différence de l'existence de trois zones d'échange thermique dans le condenseur : désurchauffe condensation et sous-refroidissement et c'est très lisible dans la figure 3.9 : Un résultat qui se rapproche bien de celui trouvé par [2].

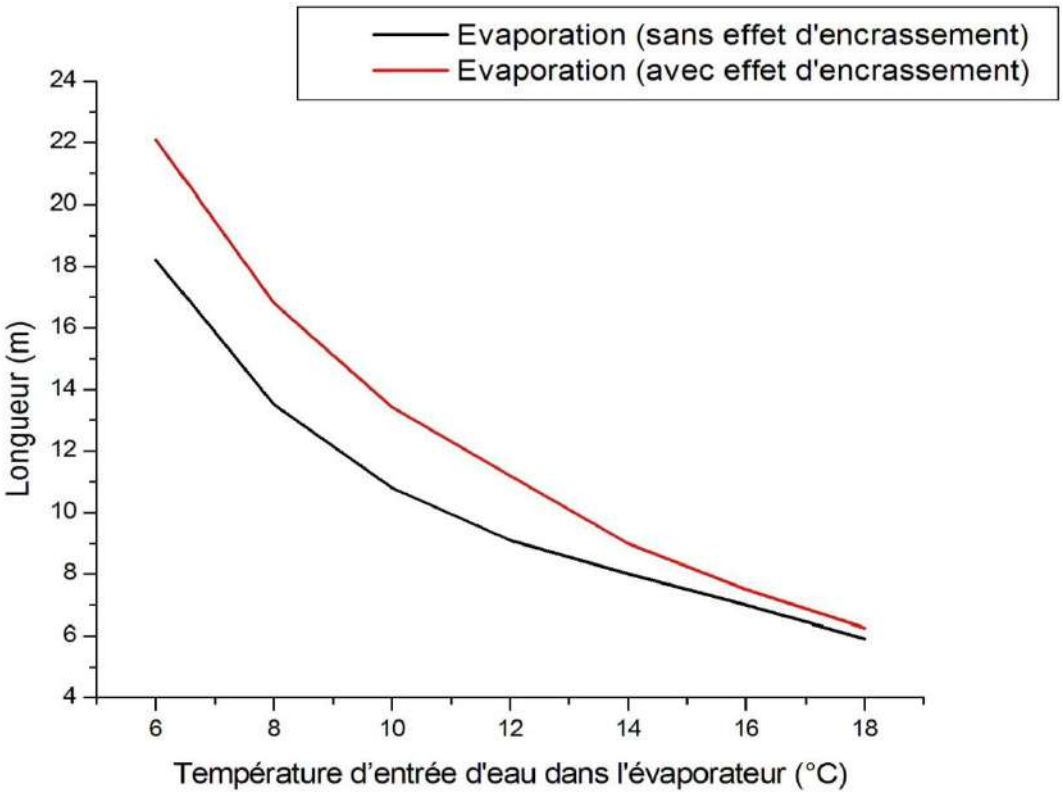

Figure 3.8 : Effet de la température d'entrée d'eau dans l'évaporateur sur la surface d'échange d'évaporation.

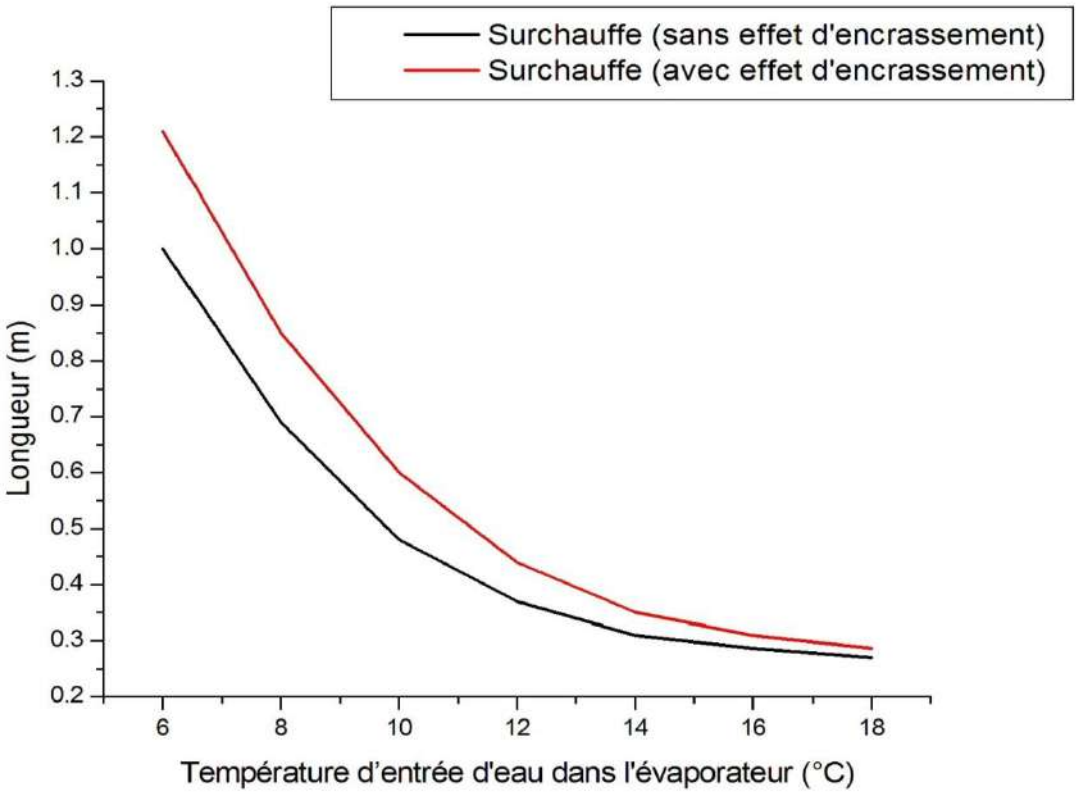

Figure 3.9 : Effet de la température d'entrée d'eau dans l'évaporateur sur la surface d'échange de surchauffe.

Les figures 3.10 et 3.11 représentent une comparaison entre les résultats obtenus dans ce travail et les résultats trouvés par [21] pour les variations des surfaces d'évaporation, de désurchauffe et de sous-refroidissement, respectivement, selon la variation de la température d'entrée d'eau dans le condenseur sans prendre en considération l'effet de l'encrassement.

Les deux cas montrent une forte augmentation de la surface d'échange qui va avec celle de la température d'entrée d'eau dans l'évaporateur.

La pente de l'augmentation de la surface d'échange augmente avec l'augmentation de la température d'eau. Nos résultats sont en bonne concordance avec ceux de [2].

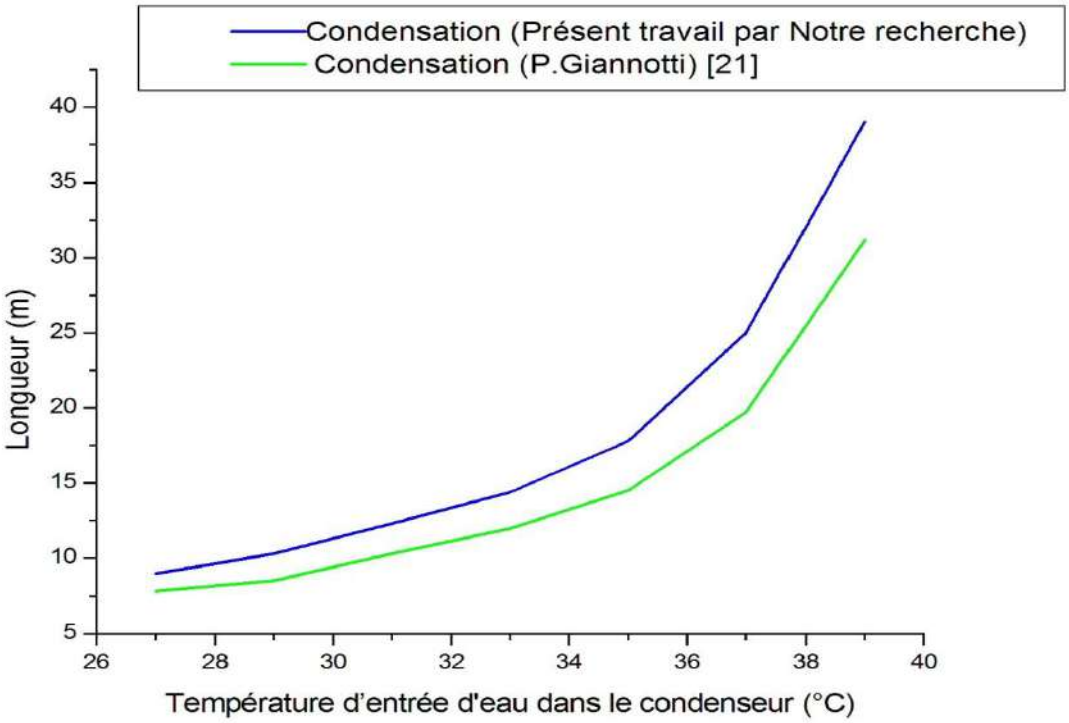

Figure 3.10 : Effet de la température d'entrée d'eau dans le condenseur sur la surface d'échange de condensation (sans effet d'encrassement)

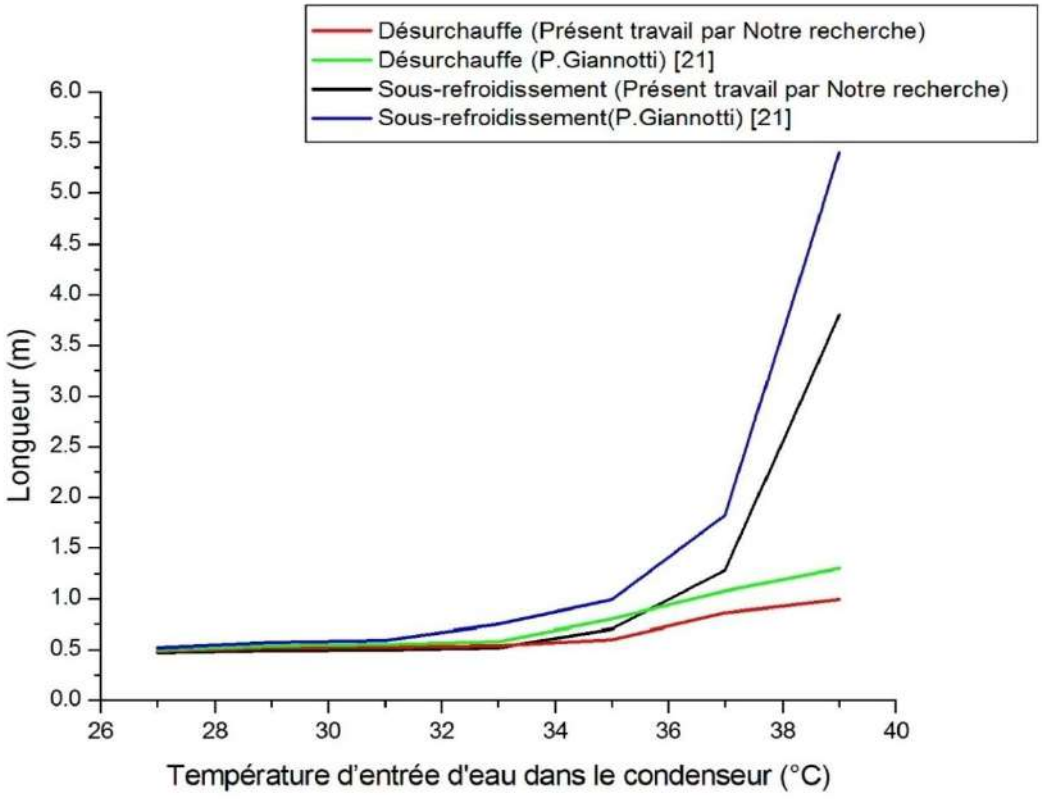

Figure 3.11 : Effet de la température d'entrée d'eau dans le condenseur sur les surfaces d'échange de désurchauffe et de sous-refroidissement (sans effet d'encrassement).

3.2. Le cycle global

Les figures 3.12 et 3.13 représentent l'effet des deux températures d'évaporation et de condensation, respectivement et sur le COP de la machine. Les résultats obtenus dans les deux cas sont comparés aux résultats obtenus par KUL [25] en utilisant une PAC fonctionnant avec les mêmes paramètres utilisés dans notre recherche. La différence entre le COP de la PAC et celui de la machine frigorifique est de l'ordre de 85% (Figure 3.18) et de 75% (Figure 3.19). Nos résultats sont en effet en bon accord avec les résultats reportés dans le travail de [2].

Il y a également présence d'une forte augmentation du COP avec l'augmentation de la température d'évaporation (Figure 3.12*)* et une forte diminution du COP avec l'augmentation de la température de condensation (Figure 3.13*)*. Selon les résultats obtenus, une augmentation de 2 °C de la température d'évaporation signifie une augmentation de 7.5% du COP de la machine frigorifique elle-même et qu'une augmentation de 2°C de la température de condensation donne une diminution de 5.5% du COP de la machine. Des résultats similaires sont trouvés par [2].

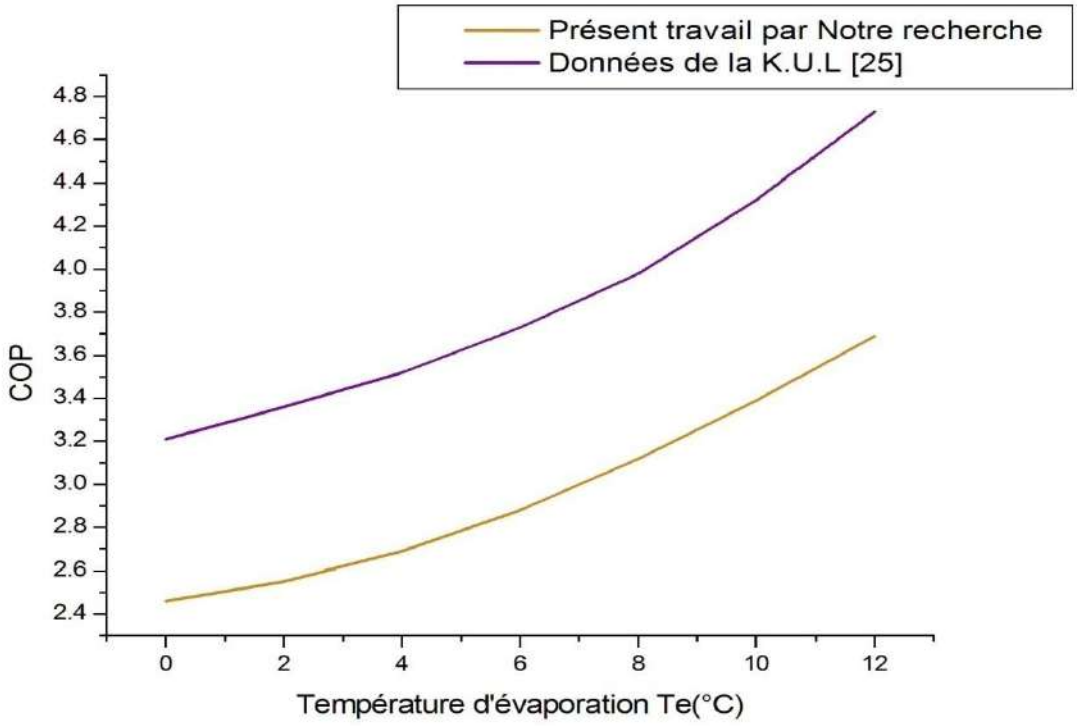

Figure 3.12 : Effet de la température d'évaporation sur le COP de la machine.

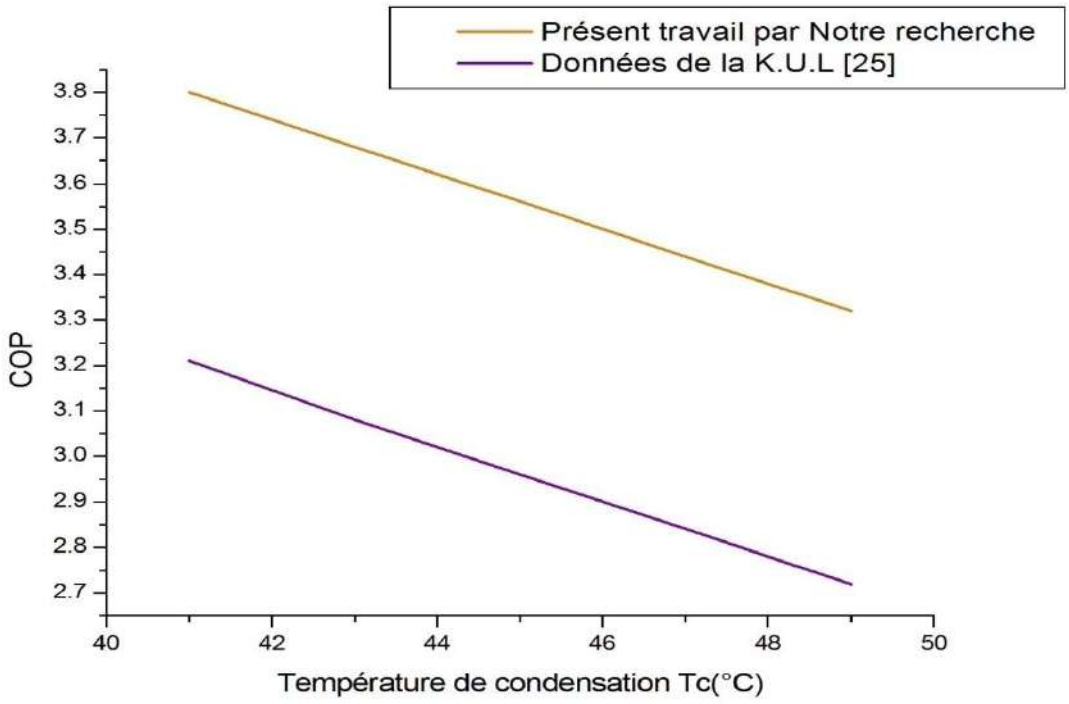

Figure 3.13 : Effet de la température de condensation sur COP de la machine.

Conclusion Générale

Références

Références

[1] A. Guelaache. Modélisation des propriétés thermodynamiques des fluides frigorigènes-Application à l'analyse exégétique des installations frigorifiques, (2008).

[2] A.S. Bounouioua. Modélisation d'une machine frigorifique à compression mécanique, Mémoire de Magister en Génie Climatique. Centre Universitaire de Oum EL Bouaghi, (2008).

[3] A. Khelif. Modélisation d'une machine frigorifique à compression mécanique de Vapeur, (2014).

[4] Site web https://fr.wikiversity.org/wiki/Machines_thermiques/Cycles_thermodynamiques

[5] M. Diny. Etude de fonctionnement d'une machine frigorifique à adsorption modélisation des transferts de chaleur et de masse et optimisation des fonctionnements de la machine, école doctorale PROMEN, (1996)

[6] M. Duminil. Théorie des machines frigorifiques, Machine à compression mécanique B 9 730, traité Génie énergétique, Techniques de l'Ingénieur, (1996).

[7] Site : https://www.abcclim.net/diagramme-mollier.html

[8] Site web : Wikipédia machine frigorifique.

[9] Site web : Technique du froid, cours de base.

[10]SiteWeb :http://webcache.googleusercontent.com/search?q=cache:http://joho.p.free.fr/EC/ENERGIE/_Ressources/FROID%2520et%2520CLIM%2520Phillipe%2520Cretal/perso.wanadoo.fr/philippe.cretal/condenseur.htm

[11] Site : https://www.abcclim.net/evaporateur.html

[12] Site web : principe de fonctionnement des machines frigorifiques en climatisation.

[13] Site : http://www.maxicours.com/se/fiche/0/5/410405.html

[14] Site Web : Les fluides frigorigènes.

[15] http://e.20-bal.com/pravo/4228/index.html?page=3

[16] Site Web: « Thermodynamic properties of Suva 410A refrigerant.[R-410A(50/50)] ». Du Pont, Suva refrigerant. Technical information. T-410A-SI. Reorder n°: H-64423-3.Printed in U.S.A

[17] P.J. Rapin & P. Jacquard, Installations frigorifiques, Editions PYC.

[18] Y. Abdellouche. Caractérisation des échanges instationnaires dans les systèmes a cycles inverse, (2009).

[19] Site Web : mexichem refrigerants.

[20] L. Yang & W. Wang. A generalized correlation for the characteristics of adiabatic capillary tubes. International Journal of Refrigeration, Volume 31, Issue 2, 197-203, (2008).

[21] P. Giannotti. Modélisation d'une pompe à chaleur. (1985).

[22] C.-Y. Yang & T.-Y. Lin. Heat transfer characteristics of water flow in microtubes. Experimental Thermal and Fluid Science, Volume 32, Issue 2, 432-439, (2007).

[23] Site Web, corrélation de COLBURN.

[24] Improhome : Maison et bricolage, Site Web : L'histoire du frigo.

[25] K. Djadi & S. Toudert. Caractérisation et conception d'un système de Réfrigération.

[26] Site Web, www.eurorefrigerant.com/datasheet/r410a.pdf.

Résumé

Ce travail est une simulation d'un cycle à compression mécanique de vapeur en régime permanent d'une machine frigorifique fonctionnant au R410A comme substituant du R22.
Le R410A, qui est un mélange zéotropique, est testé au niveau de chaque constituant de la machine en utilisant un modèle mathématique adéquat présent dans la littérature.
Les résultats trouvés montrent que la pression de saturation, la masse volumique et l'enthalpie du fluide frigorigène utilisé augmentent avec la température de saturation. En outre, le coefficient de performance du cycle frigorifique augmente fortement avec l'augmentation de la température d'évaporation alors qu'une augmentation de la température de condensation ne fait que diminuer ce coefficient.

ملخص:

هذا العمل عبارة عن محاكاة لدورة ضغط بخار ميكانيكي ثابتة الحالة لآلة التبريد تعمل بواسطة R410A كبديل لـ R22. يتم اختبار R410A ، الذي هو خليط زيوتروبي ، في كل مكون من مكونات الجهاز باستخدام نموذج رياضي مناسب موجود في الأدبيات .تظهر النتائج التي تم العثور عليها أن ضغط التشبع والكثافة والمحتوى الحراري للمبردة المستخدمة يزداد مع درجة حرارة الإشباع. بالإضافة إلى ذلك ، يزداد معامل أداء دورة التبريد بشكل حاد مع زيادة درجة حرارة التبخر ، بينما تؤدي الزيادة في درجة حرارة التكثف إلى تقليل هذا المعامل.

Abstract

This work is a simulation of a steady-state mechanical vapor compression cycle of a R410A refrigerating machine as a substitute for R22.
The R410A, which is a zéotropic mixture, is tested at each component of the machine using a suitable mathematical model present in the literature.
The results found show that the saturation pressure, the density and the enthalpy of the refrigerant used increase with the saturation temperature. In addition, the coefficient of performance of the refrigeration cycle increases sharply with the increase of the evaporation temperature whereas an increase in the condensation temperature only decreases this coefficient.