

REPUBLICQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

11/00

MINISTERE DE L'EDUCATION NATIONALE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT de Génie Mécanique

PROJET DE FIN D'ETUDES

THEME

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

Modélisation Numérique d'un Condenseur

Proposé et Dirigé par :

Mr Y.Halli.

Etudié par :

Mr. Abderrahmane BENZAOUI

PROMOTION : 2000

E.N.P. 10 Rue Hassen Badi, El-Harrache, Alger

DEDICACES

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبة — BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

*Je dédie ce mémoire à mes très chers
parents,*

*A mes frères et sœurs qui m'ont
beaucoup aidé à la présentation de ce
mémoire,*

A toute ma famille et à tous mes amis.

Remerciements :

J'exprime ma profonde gratitude à messieurs BENNOUR et HALLI qui m'ont bien suivi dans la préparation de ce modeste travail et pour leurs précieux conseils.

Je tiens à remercier tous les enseignants qui ont participé à ma formation, ainsi que l'ensemble du personnel de l'école.

Mes remerciement vont également à tous les membres de ma famille pour leurs précieux aides.

Je remercie aussi tous mes amis et tout ceux qui ont participé de près ou de loin dans la préparation de ce modeste travail.

Résumé

Dans la présente étude, on veut connaître l'influence des condenseurs sur les performances du réfrigérateur. Pour cela on a fait une modélisation numérique du condenseur intégré à la paroi et de celui à eau qui a été déjà étudié dans le cadre de projet de fin d'études dans le département de Génie Mécanique à l'école nationale polytechnique. Cette modélisation a permis de comparer ces condenseurs et de trouver leurs avantages et inconvénients.

Mots clés : Condenseur, réfrigérateur, performances, modélisation numérique.

Abstract.

In this study, we want to know the influence of condensers in the refrigerator performances. For this purpose, we have done a numerical approach of the condenser integrated in the refrigerator wall, and the water-cooled condenser, which has been already studied in the Mechanical Engineering department at the 'Ecole Nationale Polytechnique'. This approach permitted to compare these condensers and to find some of the advantages and disadvantages.

Key words: Condenser, Refrigerator, performances, numerical approach.

ملخص

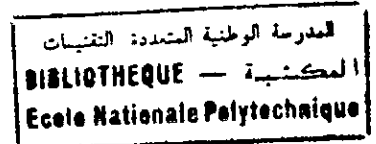
في هذه الدراسة نريد معرفة تأثير بعض المكثفات على خصائص التلاجة، لهذا الغرض قمنا بوضع نموذج عددي للمكثف المدمج بجدار التلاجة و المكثف المبرد بالماء الذي تمت دراسته في أعمال سابقة. هذه الدراسة سمحت بمقارنة هذين المكثفين و معرفة ميزات و عيوب كل منهما .

الكلمات المفتاحية: مكثف، تلاجية، خصائص، نموذج عددي.

Table de matière :

Introduction	1.
Chapitre I : généralités sur les systèmes frigorifiques.	
1- Production du froid et cycles frigorifiques .	
- cycle à compression de vapeur	3
- cycle à absorption.....	4
2-Eléments principaux d'une installation frigorifique à compression de vapeur	
2-1 les évaporateurs.....	5
2-2 les compresseurs.....	6
2-3 les condenseurs.....	8
2-4 les détendeurs.....	9
chapitre II : Transfert de chaleur et pertes de charge.	
1- conduction.....	14
2- rayonnement.....	15
3- convection naturelle.....	15
4- convection forcée dans un tube.....	17
5- condensation dans un tube horizontale.....	19
6- pertes de charges.....	20
chapitre III Détermination des performances du réfrigérateur	
1- calcul de la charge frigorifique.....	24
2- Détermination des caractéristiques thermodynamique du fluides frigorigène.....	25

Chapitre IV : Etude du condenseur intégré à la paroi



1- modélisation du condenseur.....27

2- détermination du champ de température à travers le modèle élémentaire

2-1 Utilisation de la méthode des différences finies.....31

2-2 Discretisation du modèle.....33

2-3 Résolution du système linéaire.....37

3- Calcul des flux de chaleur.....38

4- Application du modèle.....39

Chapitre V : Application et résultats

Application et résultats.....41

Influence de l'épaisseur de l'isolant.....44

Chapitre 6 Etude du condenseur à eau

Introduction.....48

Méthode de calcul.....48

Application.....51

Comparaison avec le condenseur intégré à la paroi.....55

Conclusion57

Bibliographie60

Annexe62

Chapitre IV : Etude du condenseur intégré à la paroi

1- modélisation du condenseur.....	27
2- détermination du champ de température à travers le modèle élémentaire	
2-1 Utilisation de la méthode des différences finies.....	31
2-2 Disrétisation du modèle.....	33
2-3 Résolution du système linéaire.....	37
2-4 calcul des flux de chaleur.....	38

Chapitre V : Application et résultats

Application et résultats.....	41
Influence de l'épaisseur de l'isolant.....	44

Chapitre 6 Etude du condenseur à eau

Introduction.....	48
Méthode de calcul.....	48
Application.....	51
Comparaison avec le condenseur intégré à la paroi.....	55

Conclusion	57
-------------------------	----

Bibliographie	60
----------------------------	----

Annexe	62
---------------------	----

Listes des figures :

Figure	Titre	Page
1-1	Schéma de principe d'un circuit frigorifique à compression de vapeur	3
1-2	Schéma de principe d'un circuit frigorifique à absorption	4
1-3 a	Compresseur à deux palettes opposées	6
1-3 b	Compresseur à piston roulant	6
1-4	Coupe d'un moto-compresseur hermétique	7
1-5	Détendeur thermostatique à égalisation externe de pression	10
3-1	Diagramme P-H du cycle thermodynamique	26
4-1 a	Coupe de la paroi du condenseur	29
4-1b	Disposition du tube sur la plaque	29
4-2	Schéma représentatif du modèle élémentaire	31
4-3	Discretisation d'une structure bidimensionnelle	32
4-4	Schéma représentatif de la discretisation	33
5-1	la puissance en fonction du degré de sous-refroidissement pour $T_0=35\text{ }^\circ\text{C}$, $T_e=-26\text{ }^\circ\text{C}$ et $e_c=43\text{ mm}$.	43

5-3	la température de condensation en fonction du degré de sous-refroidissement pour $T_0=35$ °C, $T_e=-26$ °C et $ec=43$ mm.	44
5-4	le coefficient de performance en fonction du degré de sous-refroidissement pour $T_0=35$ °C, $T_e=-26$ °C et $ec=43$ mm.	44
5-5	la puissance en fonction du degré de sous-refroidissement pour $T_0=35$ °C, $ec=43$ mm et $ec=60$ mm.	45
5-6	la température de condensation en fonction du degré de sous-refroidissement pour $T_0=35$ °C, $ec=43$ mm et $ec=60$ mm.	46
6-1	Cylindre à ailettes du condenseur à eau	48
6-2	la puissance en fonction du degré de sous-refroidissement pour $T_0=35$ °C et $T_e=-26$ °C	52
6-4	la température de condensation en fonction du degré de sous-refroidissement pour $T_0=35$ °C, $T_e=-26$ °C	53
6-5	le coefficient de performance en fonction du degré de sous-refroidissement pour $T_0=35$ °C et $T_e=-26$ °C	53
6-6	la puissance en fonction du degré de sous-refroidissement pour $T_0=35$ °C dans les cas de condenseur à eau et condenseur intégré à la paroi(avec $ec=60$ mm)	54

Nomenclature:

- A : surface d'échange thermique. (m^2)
- A_1 : surface du cylindre du condenseur à eau non couverte par les ailettes. (m^2)
- A_2 : surface des deux disques du cylindre. (m^2)
- A_{ail} : surface totale des ailettes. (m^2)
- A_p : surface de la plaque du condenseur. (m^2)
- α : rapport de la distance suivant x d'un nœud à une limite sur le pas du maillage.
- β : rapport de la distance suivant y d'un nœud à une limite sur le pas du maillage.
- COP : coefficient de performance.
- C_p : chaleur massique. ($J/kg.K$)
- D : diamètre d'un tube. (m)
- D_{ail} : diamètre de l'ailette du condenseur. (m)
- D_{cyl} : diamètre du cylindre du condenseur. (m)
- D_i, D_e : diamètres intérieur et extérieur du tube du condenseur. (m)
- e_0 : profondeur de l'empreinte du tube sur la plaque extérieure. (mm)
- E_1 : espacement entre deux passes successives du tube du condenseur. (mm)
- e_{ail} : épaisseur de l'ailette. (mm)
- e_c : épaisseur de l'isolant du condenseur. (mm)
- e_i : épaisseur de la paroi d'indice i . (mm)
- esp : espacement entre les ailettes. (mm)
- e_t : épaisseur de la tôle extérieure de la paroi du condenseur. (mm)
- Gr : nombre de Grashof
- Gr^* : nombre de Grashof modifié.
- G_l : vitesse massique de la phase liquide ($kg/m^2.s$)
- G_v : vitesse massique de la phase vapeur ($kg/m^2.s$)
- H_1-H_4 : enthalpies du fluide frigorigènes dans les différents points du cycle. (J/kg)
- h_e : coefficient de transfert de chaleur entre la plaque du condenseur et l'air. ($W/m^2.K$)
- h_{e1} : coefficient de transfert de chaleur entre le cylindre du condenseur et l'air. ($W/m^2.K$)
- h_{e2} : coefficient de transfert de chaleur entre les disques du condenseur à eau et l'air. ($W/m^2.K$)
- h_{eau} : coefficient de transfert de chaleur entre la plaque du condenseur et l'eau. ($W/m^2.K$)
- h_{exti} : coefficient de transfert de chaleur entre la face extérieure de la paroi d'indice i et

T_t : température de locale du tube du condenseur. (K)

T_p : température de la plaque du condenseur. (K)

u_m : vitesse moyenne dans une section transversale du tube. (K)

W : puissance de compression. (W)

x_1, x_2 : titre de la vapeur à l'entrée et à la sortie de l'élément du condenseur.

ε : émissivité de la surface d'échange thermique.

σ : constante de Stéphane-Boltzman. ($W/m^2.K^4$)

β : coefficient de détente isobare. (K^{-1})

η : efficacité de l'ailette.

ΔQ_{H2} : flux thermique élémentaire rejeté par le condenseur vers l'intérieur du réfrigérateur. (W)

ΔQ_{H1} : flux thermique élémentaire rejeté par condenseur dans l'air. (W)

ΔQ : flux de chaleur élémentaire rejetée par le condenseur. (W)

ΔQ_{HI} : flux de chaleur élémentaire sortant du condenseur vers l'intérieur du réfrigérateur.

$\Delta x, \Delta y$: pas (incrément) du maillage suivant x et y.

ΔZ : longueur d'un élément du tube.

ρ : masse volumique (kg/m^3).

ρ_l : masse volumique du liquide (kg/m^3)

ρ_v : masse volumique de la vapeur (kg/m^3)

μ : viscosité dynamique (Pa.s)

μ_f : viscosité dynamique à la température de fluide. (Pa.s)

μ_p : viscosité dynamique déterminée à température de la paroi du tube. (Pa.s)

μ_l : viscosité dynamique du liquide. (Pa.s)

ν : viscosité cinématique (m^2/s).

[C] : vecteur des condition aux limites

[I_d] : matrice identité

[I] : matrice de numérotation des nœuds.

[S] : matrice décrivant le comportement du système.

[T] : vecteur des températures.

- h : coefficient de transfert de chaleur entre le fluide et le tube ($W/m^2.K$)
 h_r : coefficient de transfert de chaleur par rayonnement ($W/m^2.K$)
 H_f : enthalpie massique du liquide saturé (J/kg).
 H_{fg} : chaleur latente du changement de phase. (J/kg)
 H_g : enthalpie massique de la vapeur saturée (J/kg).
 H_p : hauteur de la plaque du condenseur (m).
 K : conductivité thermique. ($W/m.K$)
 K_I : conductivité thermique de l'isolant. ($W/m.K$)
 L : longueur du tube (m).
 L_{cyl} : longueur du cylindre. (m)
 L_p : longueur de la plaque du condenseur. (m)
 m : débit massique du fluide frigorigène. (kg/s)
 N_u : nombre de Nusselt.
 P_1 : pression à l'entrée de l'élément du condenseur. (MPa).
 P_2 : pression à la sortie de l'élément du condenseur. (MPa).
 P_c : pression de condensation. (MPa).
 P_e : pression de l'évaporation. (MPa)
 Pr : nombre de Prandtl.
 Q : flux thermique échangé. (W)
 Q_H : chaleur totale rejetée par le condenseur. (W)
 Q_{H2} : chaleur rejetée par le condenseur vers l'intérieur du réfrigérateur. (W)
 Q_L : charge frigorifique. (W)
 Q_{Li} : chaleur apportée par la paroi i . (W)
 r : rapport du rayon extérieur du tube du condenseur sur le pas du maillage.
 Re : nombre de Reynolds.
 T_0 : température ambiante. (K)
 T_e : température d'évaporation. (K)
 T_{eau} : température de l'eau. (K)
 T_f : température locale du fluide frigorigène. (K)
 T_f : température du film. (K)
 T_H : température de condensation (K)
 $T_{m,n}$: la température au nœud (m,n). (K)
 T_s : température de la surface d'échange. (K)



INTRODUCTION

INTRODUCTION :

C'est en 1834 que la première machine frigorifique à compression de vapeur fut inventée par Jacob Perkin, et ce n'est qu'en 1920 que les machines frigorifiques furent utilisées dans les maisons avec comme fluide frigorigène l'anhydride sulfureux[9]. En 1930 apparurent les hydrocarbonnes halogénés (qui sont encore utilisés de nos jours) qui permettaient la généralisation de l'utilisation de ces machines dans le monde entier.

Aujourd'hui ces machines, qui sont devenues essentielles dans la vie quotidienne, ont une part importante dans la consommation journalière de l'énergie.

Par ailleurs, les CFCs, qui sont les fluides les plus commodes pour les machines frigorifiques, participent à la destruction de la couche d'ozone. Les chercheurs proposent des fluides de substitution, mais ces derniers ne sont pas plus économiques que les premiers. Pour réduire la consommation d'énergie, et une meilleure utilisation de ces fluides, il est nécessaire d'améliorer la conception des réfrigérateurs.

Parmi les éléments permettant cette amélioration, on s'intéressera au condenseur, dont on a proposé plusieurs configurations. La plus répandue de ces dernières est celle du condenseur à 'tube- et- fils'. Cependant sur certains appareils on a des condenseurs intégrés à la paroi arrière du réfrigérateur, permettant d'avoir une construction plus robuste et une conception esthétique. Une autre conception, déjà étudiée dans le cadre d'un projet de fin d'études, au département de Génie Mécanique de l'école nationale polytechnique, consiste à refroidir le condenseur par une eau emprisonnée dans un cylindre métallique ailette.

Dans le présent travail, on se propose d'étudier le refroidissement de ces deux types de condenseur et de voir leurs influences sur les performances du réfrigérateur. Pour cette raison, nous avons développé, pour chacun des types, un modèle numérique dans lequel on suit l'évolution du fluide au cours de son passage dans le condenseur. Dans le cas du condenseur refroidi par l'eau, nous avons introduit une correction sur l'hypothèse prise dans l'étude précédente, qui consiste à négliger la résistance thermique entre le fluide frigorigène et la plaque du condenseur.

Ces modèles sont introduits dans un programme de calcul des performances du réfrigérateur ENIEM 350-S.



CHAPITRE 1:

Généralités Sur Les Systèmes Frigorifiques

1- Production du froid et cycles frigorifiques :

Le froid peut être obtenu par différents procédés : procédé thermoélectrique, utilisation du champ magnétique ou évaporation directe de liquide. Cependant, les plus utilisés sont ceux à compression de vapeur et à absorption.

Cycle à compression de vapeur : dans ce cycle, un fluide, appelé «fluide frigorigène», passe par un détendeur où on réalise une brusque chute de pression permettant de ramener ce fluide à l'état saturé à une basse température. Ainsi le fluide peut absorber la chaleur du milieu à refroidir en se vaporisant de manière isotherme dans un échangeur appelé «évaporateur». La vapeur, aspirée par un compresseur, est ramenée par celui-ci à une pression et température élevées, permettant le dégagement de chaleur vers le milieu ambiant, en se condensant, à pression constante, dans un échangeur appelé «condenseur».

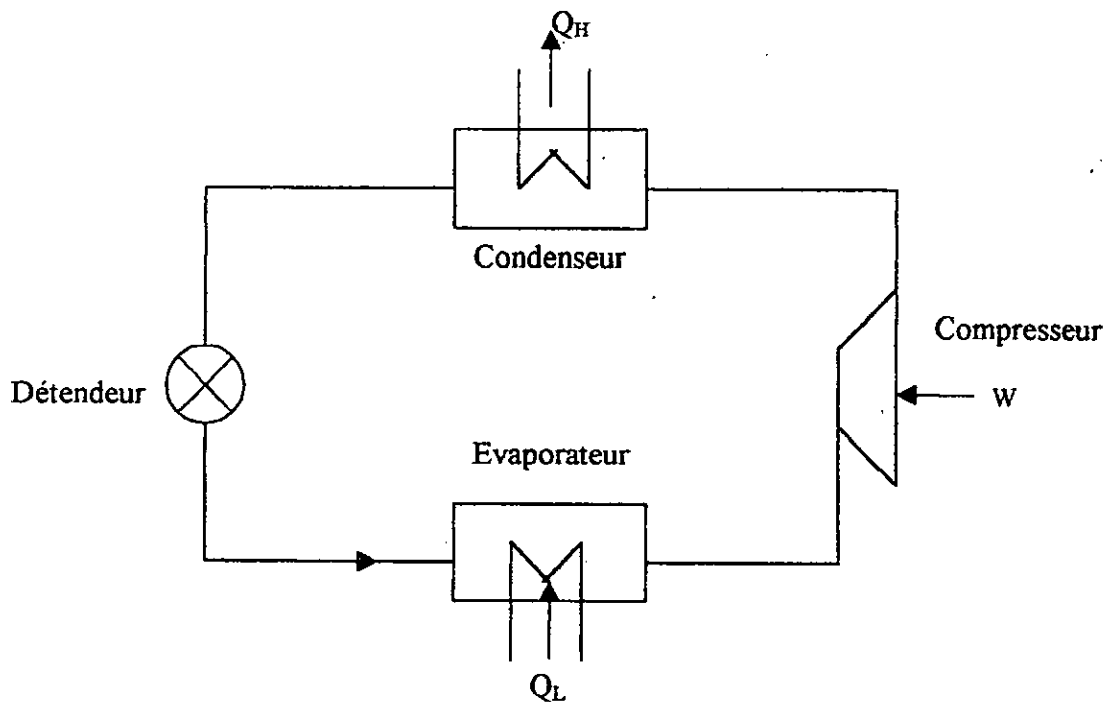


Figure 1-1 : Schéma de principe d'un circuit frigorifique à compression de vapeur

Cycle à absorption : dans ce cycle, le fluide frigorigène sortant de l'évaporateur entre dans l'absorbeur où il est absorbé par une solution pauvre (on utilise généralement le couple ammoniac-«solution eau + ammoniac»). Cette solution passe par un bouilleur où a lieu le dégazage du fluide frigorigène à pression élevée suivi de sa condensation avec dégagement de chaleur vers le milieu ambiant.

Ce type de cycle présente l'inconvénient d'avoir un faible rendement, d'où son utilisation est limitée.

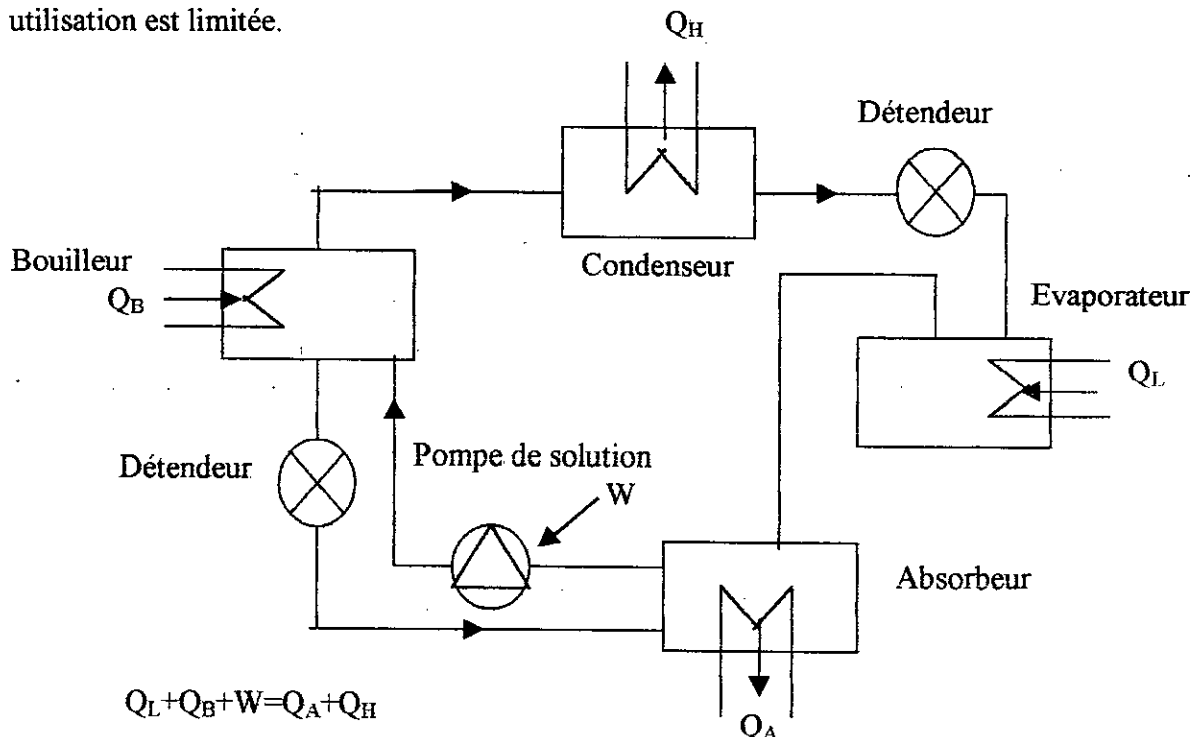


Figure 1-2 : Schéma de principe d'un circuit frigorifique à absorption

2- Eléments principaux d'une installation frigorifique à compression de vapeur :

Une installation frigorifique à compression de vapeur se compose d'un compresseur, d'un condenseur, d'un détendeur et d'un évaporateur comme il est indiqué sur la figure 1-1.

2-1 Les évaporateurs :

Un évaporateur est un échangeur thermique permettant la vaporisation du fluide frigorigène en absorbant la chaleur du milieu à refroidir. Il existe plusieurs types d'évaporateurs classés selon le milieu à refroidir :

- Evaporateur refroidisseur de liquide.
- Evaporateur refroidisseur de gaz sous pression.
- Evaporateur liquéfacteur.
- Evaporateur congélateur.
- Evaporateur refroidisseur d'air.

Parmi ces évaporateurs, les plus utilisés dans les réfrigérateurs domestiques sont les évaporateurs congélateurs et refroidisseurs d'air.

Par ailleurs, les évaporateurs sont classés suivant leurs formes et constructions en :

- **Evaporateurs multitubulaires à calandre** : Constitués de faisceaux de tubes renfermés dans une calandre fermée ou non ; l'un des fluides circule à l'extérieur des tubes et l'autre à l'intérieur.
- **Evaporateurs à ailettes** : constitués de tubes ailettes. Généralement, les tubes sont en cuivre et les ailettes en aluminium. L'écartement entre les ailettes ne doit pas être trop faible pour ne pas gêner la circulation de l'air, surtout après formation de givre. Ce type d'évaporateurs est utilisé pour le refroidissement de l'air.
- **Evaporateurs à plaques** : constitués soit par deux plaques entre lesquelles se trouvent les canaux de circulation du fluide frigorigène, soit par une nappe de tubes soudée sur une plaque ou entre deux plaques [19].

Ce type d'évaporateurs est très utilisé dans les réfrigérateurs ménagers où on trouve, dans le cas d'un réfrigérateur à un seul compartiment, des évaporateurs de forme fermée

occupant la partie supérieure du compartiment et des évaporateurs-cuves, ouverts sur l'avant, pour les compartiments basse température.

2-2 Compresseurs :

Le compresseur est l'organe moteur d'une installation frigorifique. Il permet de ramener la vapeur froide, issue de l'évaporateur, à la pression de condensation voulue. La compression se fait par deux manières, et à cet effet on distingue deux types de compresseurs :

- Compresseur volumétrique dans lequel la compression se fait par diminution du volume de l'espace contenant la vapeur.
- Compresseur centrifuge dans lequel la compression se fait par effet dynamique (force centrifuge). Ce compresseur n'est utilisé que dans le cas d'un fluide à inertie importante.

Dans les compresseurs volumétriques on trouve :

- **Les compresseurs alternatifs (à piston) :** qui sont les plus utilisés dans les installations de réfrigération, car ils assurent un taux de compression élevé. Cependant leur vitesse de rotation est limitée et ils sont causes de vibrations importantes.
- **les compresseurs rotatifs :** on y trouve des compresseurs rotatifs à piston roulant et à palettes. Ils ont l'avantage d'un rendement volumétrique élevé, d'un fonctionnement silencieux, d'un équilibrage facile, d'une vitesse de rotation élevée et d'un graissage facile. Mais leur taux de compression est limité à 7 : 1 [20].

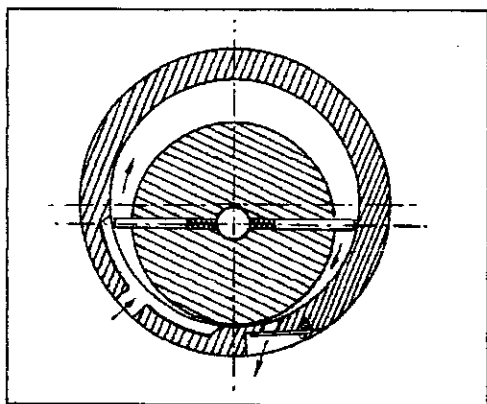


Figure 1-3 a : Compresseur à deux palettes opposées

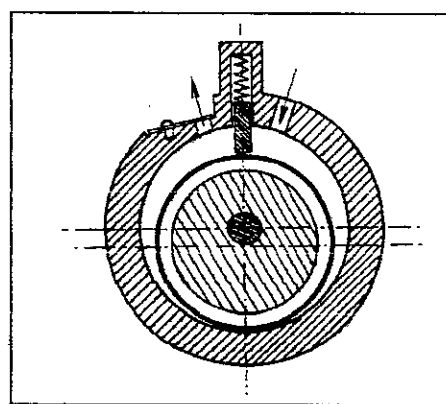


Figure 1-3 b : Compresseur à piston roulant

- **Les compresseurs à vis** : leur utilisation est limitée aux installations industrielles pour des puissances de 580 à 1750 kW.

Il existe trois principaux types de compresseurs classés suivant leur forme et construction en :

- **Moto-compresseur hermétique** : dans lequel le moteur et le compresseur sont incorporés dans un carter fermé et soudé.

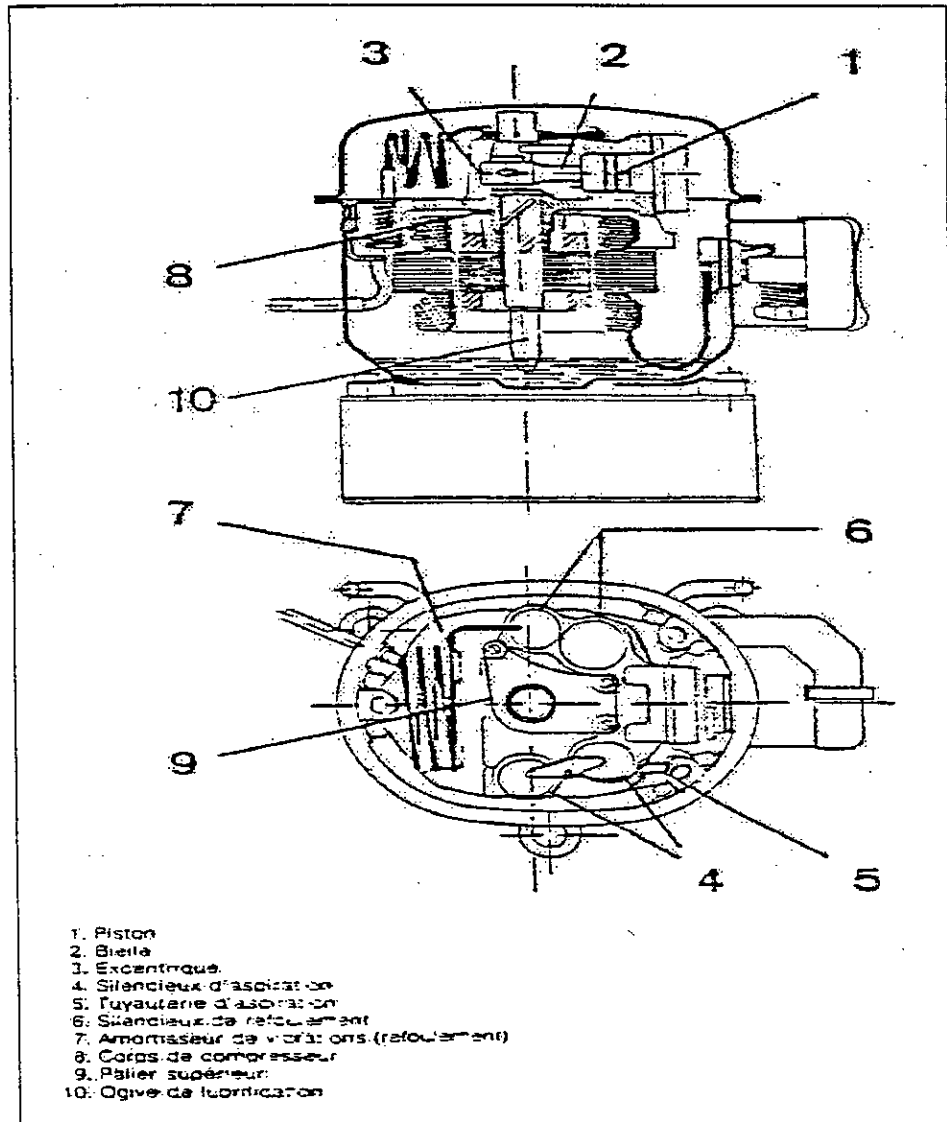


Figure 1-4 : Coupe d'un moto-compresseur hermétique

- **Moto-compresseur hermétique accessible** : qui diffère du premier par la possibilité d'ouverture du carter qui est fermé par boulonnage en assurant l'étanchéité par un joint. Il y a dans ce cas possibilité de réparation du compresseur en cas de panne.

- **Compresseur ouvert** : dans lequel le moteur est lié au compresseur à l'aide d'un arbre sortant du corps de ce dernier.

Les compresseurs les plus utilisés sur les réfrigérateurs ménagers sont les moto-compresseurs hermétiques à piston, pour lesquels le carter est une enceinte en tôle d'acier emboutie, fermé par un couvercle en acier soudé. Le piston est entraîné par un moteur électrique (monophasé ou triphasé pour les grandes puissances) et la transformation du mouvement se fait par excentrique. Les clapets d'aspiration et de refoulement sont montés sur une plaque dite plaque à clapets, et sont en général du type à lamelle flexible, fixée sur un côté et libre sur l'autre.

2-3 Condenseur :

Les condenseurs sont classés, suivant la nature du fluide utilisé pour le refroidissement, en condenseurs à air et condenseurs à eau.

a) Condenseurs à air : ils sont de deux types :

- **Condenseurs à circulation naturelle d'air** : ce sont les plus utilisés en réfrigération domestique ; ils sont constitués de tubes en serpentin soit appliqué sur une tôle, soit fixé sur un treillis en fils d'acier.
- **Condenseurs à circulation forcée** : On les trouve dans les installations de conditionnement d'air et les installations commerciales. Ces condenseurs sont formés par des tubes en cuivre, munis d'ailettes en aluminium. Ils sont exposés à un courant d'air soufflé par un ventilateur.

b) Les condenseurs à eau : Utilisés surtout dans les installations industrielles ; il y en a quatre types :

- Condenseurs à immersion : le condenseur est sous forme d'un réservoir dans lequel on introduit un serpentín pour la circulation de l'eau de refroidissement. Ce type est utilisé dans les machines dont la puissance est de 1200 à 3500 W [21].
- Condenseurs à double tube : constitués de deux tubes en cuivre concentriques et cintrés. Le fluide frigorigène circule dans l'un des tubes et l'eau dans l'autre. ils sont utilisés sur les installations pouvant aller jusqu'à 8000 W.
- Condenseurs multitubulaires à calandre : ils ont la même construction que les évaporateurs multitubulaires à calandre. Ils sont utilisés sur les installations de puissances supérieures à 12000 W.
- Condenseurs atmosphériques : ce sont des condenseurs à refroidissement mixte (air + eau) dans lesquels l'eau ruisselle sur les tubes du fluide frigorigène. On trouve parmi ceux-ci des condenseurs à évaporation forcée dans lesquels une circulation forcée d'air provoque l'évaporation et par conséquent, le refroidissement de l'eau.

2-4 Détendeur :

Le détendeur est appelé également régulateur de débit ; il permet l'alimentation nécessaire de l'évaporateur en fluide frigorigène. Cette alimentation est soit fixée par les dimensions du détendeur, soit régulée en fonction du besoin. On dispose alors :

de détendeurs capillaires : Utilisés dans les climatiseurs et réfrigérateurs ménagers. Il s'agit d'un tube de faible diamètre (0.6 à 2.8 mm)[21] et de longueur calculée de sorte que la perte de charge soit égale à la différence entre les pressions d'évaporation et de condensation. Une partie de la longueur totale du tube est en contact avec la tuyauterie d'aspiration pour refroidir le fluide par les vapeurs sortantes de l'évaporateur.

Ce type de détendeurs présente l'avantage d'un faible coût de revient, d'un bon contrôle de la perte de charge, d'une facilité de démarrage du compresseur et de la suppression du réservoir de liquide et donc une réduction de la charge en fluide frigorigène.

de détendeurs thermostatiques : Ils permettent la régulation du débit en fonction de la surchauffe à l'aspiration, donc de la charge. En effet, si la charge est élevée, le fluide se vaporise rapidement et la surchauffe devient importante, ce qui augmente le travail de compression. Par contre si celle-ci diminue la vaporisation devient incomplète et on risque d'entraîner des gouttes de liquide au compresseur, chose qui est très déconseillée.

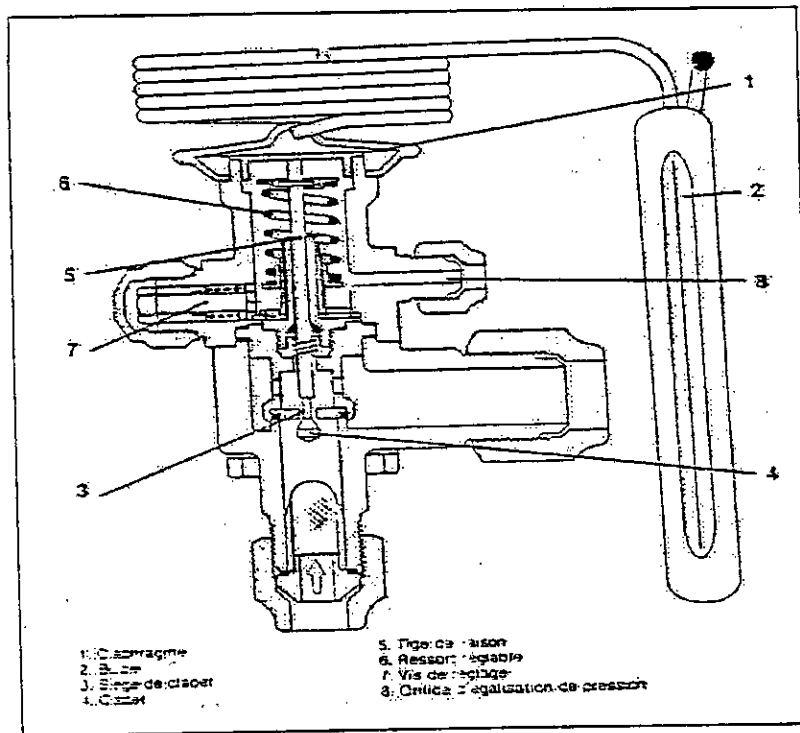


Figure 1-5 : Détendeur thermostatique à égalisation externe de pression

La régulation se fait à l'aide d'un bulbe placé dans la conduite d'aspiration, et qui agit sur un soufflet lui-même agissant sur un pointeau qui, avec l'action d'un ressort de réglage, s'ouvre et se ferme pour permettre le passage du débit nécessaire.

Dans ce type de détendeurs on distingue :

- Les détendeurs à égalisation interne de pression ; dans lesquels le soufflet est soumis à la pression du bulbe et à celle de l'entrée de l'évaporateur.

de détendeurs électroniques : Dans ce type de détendeurs, des capteurs de température détectent la différence entre la température d'entrée et celle de sortie de l'évaporateur. Cette différence est toujours supérieure à la surchauffe. Un régulateur électronique permet la commande du débit en fonction de cette dernière.

2-5 Fluide frigorigène :

Définition : un fluide frigorigène est un fluide circulant dans une installation frigorifique, absorbant la chaleur à basse température et la rejetant à haute température.

Désignation : Les fluides frigorigènes commencent par la lettre R (venant du mot «réfrigérant »), suivie de trois chiffres, de la manière suivante :

- Les éléments minéraux sont désignés par le numéro 7 suivi de la masse molaire arrondie.
- Les éléments organiques suivent la règle suivante :
 - Le premier chiffre représente le nombre d'atomes de carbone diminué d'une unité. S'il est nul il n'est pas exprimé.
 - Le deuxième représente le nombre d'atomes d'hydrogène plus un.
 - Le troisième représente le nombre d'atomes de fluor. Si l'élément contient un ou plusieurs atomes de Brome, le troisième chiffre doit être suivi de la lettre B suivie elle-même du nombre d'atomes de Brome.
- Les fluides azéotropiques (mélanges de fluides frigorigènes dans lesquels la composition de la phase liquide est la même que celle de la phase vapeur) sont désignés par le chiffre 5 suivi de trois chiffres.

On trouve dans le tableau suivant des exemples illustrant la règle qu'on vient de décrire avec quelques informations concernant l'utilisation de ces fluides[16] :

Fluide	Désignation	Utilisation
Trichlorofluorométhane CCl ₃ F	R11	Utilisé dans les installations de conditionnement d'air et les installations industrielles utilisant des compresseurs centrifuge
Dichlorofluorométhane CCl ₂ F ₂	R12	Utilisé dans les machines domestiques et commerciales
Chlorotrifluorométhane CClF ₃	R13	Utilisé dans les installations à deux étages de refroidissement pour des températures inférieures à -80°C
Bromotrifluorométhane CBrF ₃	R13B1	Utilisé pour des températures entre -45°C et -60°C
Chlorodifluorométhane CHClF ₂	R22	Utilisé dans les installations de conditionnement d'air domestiques, commerciales et industrielles, dans les installations de réfrigération industrielles et commerciales et dans les pompes à chaleur.
Trichlorofluoroéthane CCl ₂ CClF ₂	R113	Pour des applications commerciales et industrielles pour des installations à compresseurs centrifuges
Tetrafluoroéthane CF ₃ -CH ₂ F	R134a	Utilisé comme fluide de substitution du R12
Mélange azéotropique de 48.8% de R22 et 51.2% de R115	R502	Utilisé dans les chambres froides pour des températures de l'ordre de -35°C, dans les pompes à chaleurs et dans les applications industrielles utilisant des compresseurs à piston

Tableau 1-1 : Désignation et utilisation de certains fluides frigorigènes.

Utilisation des fluides frigorigènes : Les fluides frigorigènes ont la particularité de présenter des températures de saturations adéquates à des pressions modérées, offrant ainsi la possibilité d'exploiter leur chaleur latentes de changement de phase de façon très pratique. Ces fluides sont choisis de façon qu'ils assurent un bon fonctionnement, sans causer des problèmes physiques ou chimiques dans l'installation.

Le fluide qui assure le meilleur rendement en réfrigération domestique est le R12.]
Mais il a été constaté que ce fluide participe largement à la destruction de la couche d'ozone.
Pour éviter ce problème on utilise actuellement le R134 à la place du R12 car c'est le fluide
qui a les propriétés thermodynamiques les plus proches de celui-ci et est non polluant.
Néanmoins, son utilisation conduit à une élévation de la consommation énergétique de 7% et
une réduction de l'effet frigorifique volumétrique de 10% [18].



CHAPITRE 2:

Transfert de Chaleur et Pertes de Charges

Transfert de chaleur et pertes de charge :

Il existe trois modes de transmission thermique : la conduction, la convection et le rayonnement.

La conduction est un transfert de chaleur d'un point à un autre dans un même corps, ou entre deux corps en contact, dû à une différence de température.

La convection est un transfert de chaleur entre une surface et un fluide se déplaçant sur celle-ci. Ce déplacement est soit forcé (la convection est alors appelée convection forcée), soit libre sous l'effet de la différence de densité causée par celle de la température dans le fluide (la convection est alors appelée convection naturelle).

Le rayonnement est un transfert de chaleur par émission d'ondes électromagnétiques à partir de la surface extérieure d'un corps.

On trouve ci-dessous les principales lois régissant chaque mode de transmission thermique, dont on a besoin dans la présente étude.

1- Conduction :

La transmission de chaleur par conduction est régie par la loi de Fourier :

$$q_x = -k \frac{\partial T}{\partial x} \quad (2-1)$$

où q_x est le flux de chaleur suivant la direction x (W/m^2),

$\frac{\partial T}{\partial x}$, le gradient de température suivant cette même direction,

et k la conductivité thermique du milieu où a eu la conduction ($\text{W}/\text{m.K}$).

La combinaison de cette loi avec le principe de conservation de l'énergie permet d'écrire l'équation générale de la conduction qui décrit la dépendance de la température des coordonnées spatiales. Cette équation se simplifie, dans le cas d'une conduction bidimensionnelle en régime permanent, auquel on s'intéresse dans cette étude, à la forme suivante :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = 0 \quad (2-2)$$

(équation générale de la conduction dans le cas d'un problème bidimensionnel en régime permanent)

2- Rayonnement :

La transmission de chaleur par rayonnement d'une surface dans l'air est régie par la loi de Stéphan-Boltzman :

$$q = \varepsilon \sigma A (T_s^4 - T_0^4) \quad (2-3)$$

où q le flux de chaleur échangé (W),

ε est l'émissivité de la surface considérée,

σ est la constante de Stéphan-Boltzman,

$$\sigma = 5,699 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$$

A est l'aire de cette surface (m^2),

T_s , température de cette surface (K).

T_0 , température de l'air (K).

Pour avoir une écriture semblable à celle de la convection naturelle ci-dessous, on définit le coefficient de transmission de chaleur par rayonnement par :

$$h_r = \varepsilon \sigma \frac{T_s^4 - T_0^4}{T_s - T_0} \quad (2-4)$$

et on écrit alors :

$$q = h_r A (T_s - T_0) \quad (2-5)$$

3- convection naturelle :

Le transfert de chaleur par convection naturelle est régi par la loi de Newton :

$$q = hA(T_s - T_0) \quad (2-6)$$

Où h est le coefficient de transfert de chaleur par convection naturelle ($W/m^2.K$), qu'on calcule en utilisant le nombre de Nusselt défini par :

$$Nu = \frac{h \cdot L}{k} \quad (2-7)$$

Avec L : longueur caractéristique de la surface considérée (m), et k la conductivité thermique du fluide où a lieu la convection ($W/m.K$).

Nu est donné par la corrélation empirique [9] :

$$Nu = c(Gr.Pr)^m \quad (2-8)$$

où Gr est le nombre de Grashof, défini par la relation :

$$Gr \equiv \frac{g\beta(T_s - T_0)}{\nu^2} L^3 \quad (2-9)$$

et Pr est le nombre de Prandtl défini par :

$$Pr \equiv \frac{C_p \mu}{k} \quad (2-10)$$

Avec μ est la viscosité dynamique de l'air (Pa.s),

ν est sa viscosité cinématique (m^2/s),

β est le coefficient de détente isobare (K^{-1})

Les constantes de corrélation, c et m , sont déterminées en fonction du nombre de Grashof et de Prandtl à partir du tableau 2-1 ci-après.

Dans le cas de l'air (considéré comme un gaz parfait), β est donné par :

$$\beta = \frac{1}{T_f} \quad (2-11)$$

Où T_f est la température du film de la couche limite ;

$$T_f = \frac{T_s + T_0}{2} \quad (2-12)$$

Les propriétés de l'air sont déterminées à la température T_f .

Par contre dans le cas de l'eau, le nombre de Grashof se calcule à partir de l'équation :

$$Gr = Gr^* \cdot (T_s - T_0) \cdot L^3 \quad (2-13)$$

avec

$$Gr^* \equiv \frac{g\beta}{\nu^2}$$

(2-14)

est le nombre de Grashof modifié qui se détermine à partir des tables des propriétés de l'eau à la température du film.

Géométrie	Gr.Pr	c	m
Plans et cylindres verticaux	$10^4 - 10^9$	0.59	0.25
	$10^9 - 10^{13}$	0.10	0.33
Cylindre horizontal	$10^4 - 10^9$	0.53	0.25
	$10^9 - 10^{12}$	0.13	0.33
Face supérieure d'un plan chauffée ou face inférieure refroidie	$2 \cdot 10^4 - 8 \cdot 10^6$	0.53	0.25
	$8 \cdot 10^6 - 10^{11}$	0.15	0.33
Face inférieure d'un plan chauffée ou face supérieure refroidie	$10^5 - 10^{11}$	0.27	0.25

Tableau 2-1 : constantes de la convection naturelle à partir des surfaces planes isothermes.

4-Convection forcée dans un tube :

Dans ce cas, le nombre de Nusselt est défini par :

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (2-15)$$

(où D est le diamètre du tube) et est donné par les corrélations empiriques suivantes connaissant le nombre de Reynolds [9] :

- pour un écoulement laminaire ($Re < 2100$) :

$$Nu = 3,66 + \left[\frac{0,085 Re \cdot Pr \cdot \frac{L}{D}}{1 + 0,047 \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{L}{D} \right)^{\frac{2}{3}}} \right] \cdot \left(\frac{\mu_f}{\mu_p} \right)^{0,14} \quad (2-16)$$

pour $Re \cdot Pr \cdot \frac{L}{D} < 100$, et

$$Nu = 1,86 \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{L}{D} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu_f}{\mu_p} \right)^{0,14} \quad (2-17)$$

pour $Re \cdot Pr \cdot \frac{L}{D} > 100$.

- en régime transitoire ($2100 < Re < 10000$) on a :

$$Nu = 0,116 \left(Re^{\frac{2}{3}} - 125 \right) \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \left[1 + \left(\frac{D}{L} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \cdot \left(\frac{\mu_f}{\mu_p} \right)^{0,14} \quad (2-18)$$

- en régime turbulent ($Re > 10000$) :

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu_f}{\mu_p} \right)^{0,14} \quad (2-19)$$

Où L, dans ce cas, est la longueur du tube, μ_f est la viscosité dynamique du fluide calculée à la température du fluide, et μ_p cette viscosité calculée à la température du tube.

Dans les équations ci-dessus, le nombre de Reynolds est calculé en utilisant l'expression :

$$Re = \frac{4m}{\pi D \mu_f} \quad (2-20)$$

Où m est le débit massique du fluide.

5-condensation dans un tube horizontal :

Les corrélations précédentes ne s'appliquent pas dans le cas de condensation, rencontré dans cette étude. En effet on a constaté que les valeurs de (h) dans ce cas sont nettement différentes et beaucoup plus élevées que celles du cas précédent, ce qui nécessite une étude particulière.

La condensation dans un tube horizontal qu'on rencontre dans la plupart des problèmes est une condensation en film[9], dans laquelle le liquide forme un film annulaire sur la paroi du tube. Le transfert de chaleur dépend de la vitesse de vapeur. Plusieurs corrélations ont été formulées pour évaluer le coefficient de transmission thermique. Entre autre on trouve les équations proposées par Ackers et Rosson [3] pour un nombre de Reynolds de liquide $Re_l < 5000$, Avec $Re_l \equiv \frac{D \cdot G_l}{\mu_l}$:

$$\frac{hD}{k_l} = 13,8 \left(\frac{Cp \cdot \mu_l}{k_l} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{H_{fg}}{Cp \Delta T} \right)^{\frac{1}{6}} \cdot [Re_v]^{0,6} \quad (2-21)$$

si $1000 < Re_v < 20000$,

$$\text{et } \frac{hD}{k_l} = 0,1 \left(\frac{Cp \cdot \mu_l}{k_l} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{h_{fg}}{Cp \Delta T} \right)^{\frac{1}{6}} \cdot [Re_v]^{\frac{2}{3}} \quad (2-22)$$

si $20000 < Re_v < 100000$.

Avec $Re_v \equiv \frac{DG_v}{\mu_l} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5}$ est le nombre de Reynolds de vapeur.

Par ailleurs, lorsque $Re_l > 5000$, et $Re_v > 20000$, Ackers et al proposent l'équation [3] :

$$\frac{hD}{k_l} = 0,026 \left(\frac{Cp \cdot \mu_l}{k_l} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{DG_E}{\mu_l} \right)^{0,8} \quad (2-23)$$

$$\text{avec } G_E = G_v \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} + G_l \quad (2-24)$$

Dans les équations ci-dessus, H_{fg} représente la chaleur latente de condensation, tandis que k_l et μ_l sont respectivement la conductivité thermique et la viscosité dynamique de la phase liquide. G_l et G_v sont les vitesses massiques du liquide et de la vapeur respectivement. Elles sont liées au débit massique ainsi qu'au titre de la vapeur par les expressions :

$$G_l = \frac{4m}{\pi D^2} (1-x) \quad (2-25)$$

$$G_v = \frac{4m}{\pi D^2} x \quad (2-26)$$

5- Pertes de charge :

Les pertes de charge sont des chutes de pression accompagnant l'écoulement. Elles sont dues essentiellement au frottement entre les particules du fluide.

- *Écoulement monophasique :*

Les pertes de charge par frottement, dans le cas d'un écoulement monophasique à l'intérieur d'un tube, s'expriment par l'équation[9] :

$$\Delta P = f \rho \frac{L u_m^2}{D} \quad (2-27)$$

où ΔP est la perte de pression à travers le tube (Pa),

u_m est la vitesse moyenne dans une section transversale du tube (m/s),

L est la longueur du tube (m),

et f est le coefficient de frottement qui, dans le cas d'un écoulement laminaire, est

$$\text{donné par : } f = \frac{64}{Re} \quad (2-28)$$

Pour un tube lisse on a [9] :

$$f = 0,3164 Re^{-0,25} \quad (2-29)$$

si $3 \times 10^3 < Re < 10^5$

$$\text{et } f = 0,0032 + 0,221 Re^{-0,237} \quad (2-30)$$

si $10^5 < Re < 3 \times 10^6$

- *Écoulement biphasique :*

Dans le cas d'un écoulement avec changement de phase, l'accélération du fluide est importante à cause de la variation de la masse volumique due à celle du titre de la vapeur, ainsi la perte de charge est la somme d'un terme dû aux frottements et un autre dû à l'accélération du fluide :

$$\frac{dP}{dZ} = \left(\frac{dP}{dZ}\right)_f + \left(\frac{dP}{dZ}\right)_a \quad (2-31)$$

Le terme dû aux frottements est donné par la corrélation de Dukler et al [3] :

$$\left(\frac{dP}{dZ}\right)_f = -\frac{2G^2 f_0 \alpha(\lambda) \beta}{D \rho_{NS}} \quad (2-32)$$

où G est la vitesse massique du fluide, et f_0 le coefficient de frottement correspondant à un écoulement monophasique, calculé en utilisant la relation :

$$f_0 = 0,0014 + 0,125 \left(\frac{4m\beta}{\pi D \mu_{NS}} \right)^{-0,32} \quad (2-33)$$

avec :

$$\alpha(\lambda) = 1 - \ln(\lambda) / [1,281 + 0,478 \ln(\lambda) + 0,444 (\ln(\lambda))^2 + 0,094 (\ln(\lambda))^3 + 0,00843 (\ln(\lambda))^4] \quad (2-34)$$

$$\beta = \left(\frac{\rho_l}{\rho_{NS}} \right) \frac{\lambda^2}{1 - \Psi} + \left(\frac{\rho_v}{\rho_{NS}} \right) \frac{(1 - \lambda)^2}{\Psi} \quad (2-35)$$

$$\rho_{NS} = \rho_l \lambda + \rho_v (1 - \lambda) \quad (2-36)$$

$$\mu_{NS} = \mu_l \lambda + \mu_v (1 - \lambda) \quad (2-37)$$

$$\lambda = 1 / \left(1 + \frac{x}{1-x} \frac{\rho_v}{\rho_l} \right) \quad (2-38)$$

Ψ est le rapport de la surface occupée par la vapeur sur la surface totale, donné par la corrélation de Butterworth [3] :

$$\Psi = \frac{1}{1 + A_1 [(1-x)/x]^{q_1} (\rho_v / \rho_l)^{r_1} (\mu_l / \mu_v)^{s_1}} \quad (2-39)$$

Dans le modèle de Turner et Wallis, les coefficients A_1 , q_1 , r_1 et s_1 valent :

$$A_1=1 ; q_1=0,72 ; r_1=0,4 \text{ et } s_1=0,08.$$

En fait, le coefficient de frottement de l'équation (2-29) est développé pour un écoulement adiabatique ; une correction suggérée par Luu et Bergles [3] pour le cas de la condensation, utilise un coefficient f_{CO} à la place de f_0 , défini par la relation :

$$\frac{f_{c0}}{f_0} = \exp\left(\frac{\varepsilon}{2f_0}\right) - \frac{\xi}{f_0} \quad (2-40)$$

avec $\xi = \frac{D\Psi}{2x} \cdot \frac{dx}{dZ}$ (2-41)

ε étant la rugosité du tube (on supposera dans cette étude le tube lisse).

Enfin, le terme dû à l'accélération du fluide est donné par :

$$\left(\frac{dP}{dZ}\right)_a = -G^2 \frac{dx}{dZ} \left\{ \frac{2x}{\rho_v \Psi} - \frac{2(1-x)}{\rho_l(1-\Psi)} + q_l \left[\frac{\Psi(1-x)}{x(1-\Psi)\rho_l} - \frac{x(1-\Psi)}{\Psi(1-x)\rho_v} \right] \right\} \quad (2-42)$$



CHAPITRE 3:

Calcul des Performances du Réfrigérateur

3-1- Calcul de la charge frigorifique :

La charge frigorifique d'un réfrigérateur vient de trois principales sources :

- Chaleur apportée par les parois du réfrigérateur.
- Chaleur fournie par les produits entreposés pour baisser leur température.
- Chaleur due aux entrées d'air chaud lors de l'ouverture de la porte.

Les réfrigérateurs ménagers fonctionnent suivant le régime de marche 'tout ou rien', c.à.d que le compresseur se déclenche quand la température au sein du réfrigérateur est supérieure à une certaine valeur maximale, et s'arrête dès que celle-ci atteint une certaine valeur minimale. Cependant, l'étude de ce régime de fonctionnement est difficile. Pour cette raison on suppose que la machine fonctionne en régime permanent. Dans ce cas, seule la première source de chaleur sera prise en compte dans le calcul de la charge frigorifique.

La charge frigorifique s'écrit alors :

$$Q_L = \sum Q_{Li} \quad (3-1)$$

avec Q_{Li} la chaleur apportée par la paroi d'indice 'i', dont la détermination revient à l'étude du problème d'un mur plan (en négligeant les résistances thermiques des plaques extérieure et intérieure) :

$$Q_{Li} = \frac{T_0 - T_e}{\frac{1}{h_{ex_i} A_{ex_i}} + \frac{1}{h_{in_i} A_{in_i}} + \frac{e_i}{K_I A_{m_i}}} \quad (3-2)$$

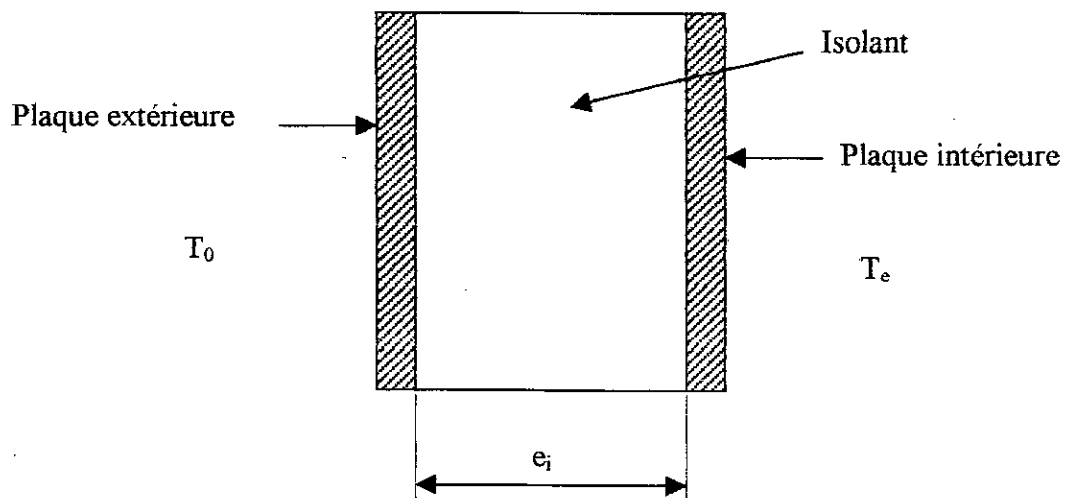


Figure3-1 : Schéma représentatif d'une paroi

où :

h_{ex} est la somme des coefficients de transfert de chaleur par convection naturelle et rayonnement entre la paroi 'i' et le milieu extérieur.

h_{in} est la somme des coefficients de transfert de chaleur par convection naturelle et rayonnement entre la paroi 'i' et le milieu intérieur.

A_{ex} est la surface extérieure de la paroi 'i',

A_{in} est la surface intérieure de cette paroi,

A_{m_i} est la surface moyenne,

$$A_{m_i} = \frac{1}{2}(A_{in_i} + A_{ex_i}) \quad (3-3)$$

e_i est l'épaisseur de l'isolant de la paroi 'i',

et K_i conductivité thermique de l'isolant.

Le calcul de (h_{ex_i}) et de (h_{in_i}) nécessite la connaissance de la température intérieure (T_{in_i}) et extérieure (T_{ex_i}) de la paroi considérée. La détermination se fait à partir du flux de chaleur (Q_{Li}) lui-même. Pour résoudre le problème on est ramené à faire un calcul itératif en supposant au départ que :

$$T_{ex_i} = T_0 - 1.5 \quad (3-4)$$

et

$$T_{in_i} = T_e + 2.5 \quad (3-5)$$

Après avoir calculé la chaleur (Q_{Li}), on déterminera les températures (T_{ex_i}) et (T_{in_i}) en utilisant les équations :

$$Q_{Li} = h_{ex_i} A_{ex_i} (T_0 - T_{ex_i}) \quad (3-6)$$

et

$$Q_{Li} = h_{in_i} A_{in_i} (T_{in_i} - T_e) \quad (3-7)$$

puis on recherche le flux de chaleur (Q_{Li}), et on continue le calcul jusqu'à trouver sa valeur exacte.

3-2 Détermination des caractéristiques thermodynamiques du fluide frigorigène dans le cycle :

Pour calculer les paramètres thermodynamiques du cycle, on doit choisir les pressions d'évaporation (P_e) et de condensation (P_c). Ce choix dépend de la température ambiante T_0 , de la température de conservation des denrées (T_e), des limites d'utilisation du compresseur ainsi que de la nature du fluide utilisé.

Pour des considérations de sécurité de l'appareillage, il est d'usage de surchauffer légèrement le fluide évaporé et de sous refroidir légèrement le fluide condensé.

Le cycle décrit par le fluide frigorigène est représenté ci-dessous (fig. 3-1) sur un diagramme (P-H).

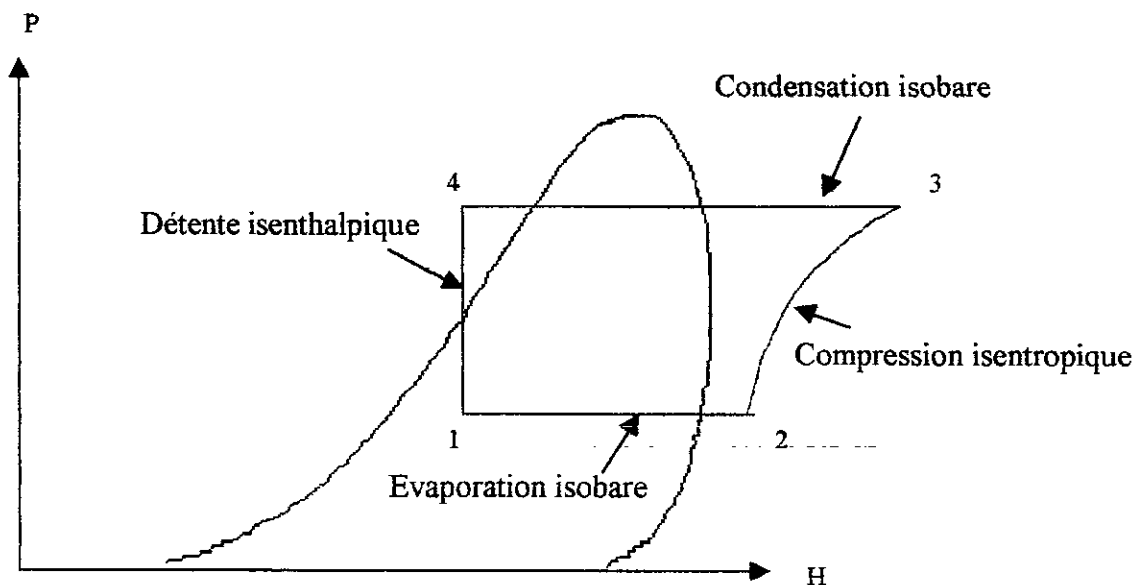


Fig.(3-2) : diagramme(P-H) du cycle thermodynamique.

Les degrés de surchauffe et de sous refroidissement sont donnés par :

$$\begin{aligned} \Delta T_{sur} &= T_2 - T_1 \\ \Delta T_{sous} &= T_4' - T_4 \end{aligned} \quad (3-8)$$

les températures T_1 et T_4' sont déterminées comme suit :

$$T_4' = T_{\text{sat}}(P_c) \quad (3-9)$$

$$T_1 = T_{\text{sat}}(P_e)$$

Ceci permet le calcul des températures de sortie de l'évaporateur (T_2) et du condenseur (T_4). Comme la détente se fait d'une manière isenthalpique on a :

$$H_1 = H_4 \approx H_f(T_4) \quad (3-10)$$

Si la compression était isentropique, l'enthalpie à la sortie du compresseur serait :

$$H_{3'} = H(P_c, s_2) \quad (3-12)$$

Ayant trouvé la valeur de $H_{3'}$, la connaissance du rendement isentropique de la compression nous permet de déterminer l'enthalpie à la sortie du compresseur :

$$H_3 = H_2 + \frac{H_{3'} - H_2}{\eta_i} \quad (3-13)$$

Pour une charge frigorifique (Q_L) donnée, le débit massique du fluide frigorigène (m) sera :

$$m = \frac{Q_L}{H_2 - H_1} \quad (3-14)$$

La puissance du compresseur W est alors :

$$W = m(H_3 - H_2) \quad (3-15)$$

CHAPITRE 4:

Etude du Condenseur Intégré à la paroi

4-1 Modélisation du condenseur intégré à la paroi :

L'amélioration de la conductance thermique du condenseur a une grande influence sur les performances d'un réfrigérateur, car elle permet de réduire l'écart de température entre le fluide frigorigène traversant le condenseur et l'air pour dégager la même quantité de chaleur. Nous envisageons, dans le présent travail, d'étudier le condenseur intégré à la paroi qui existe sur certaines machines récentes, et de voir son influence sur les performances du réfrigérateur.

Ce condenseur consiste en un serpentin collé sur la tôle extérieure de la paroi arrière du réfrigérateur. La figure 4-1a représente une coupe de la paroi où on voit la disposition du tube qui joue le rôle d'un condenseur, sur la plaque extérieure, tandis que la figure 4-1b montre comment le tube serpente sur la face interne de la plaque.

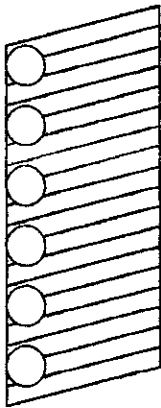


Fig 4-1a : coupe de la paroi du condenseur

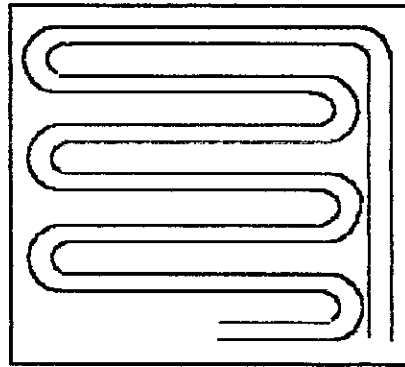


Fig 4-1b : disposition du tube sur la plaque

Le tube est encastré dans la plaque avec une empreinte de profondeur e_0 permettant d'avoir un contact intime (cf. fig 4-2).

Le flux thermique sortant du tube se divise en deux parties :

- Flux entrant à l'intérieur du réfrigérateur par conduction au sein de l'isolant.
- Flux sortant vers le milieu ambiant par convection naturelle et par rayonnement à partir de la surface externe.

Afin de déterminer ces flux et de connaître, par conséquent, les caractéristiques thermodynamiques du fluide frigorigène à la sortie du condenseur, on divise le condenseur en

petits éléments de longueur Δz et on étudie les échanges thermiques et l'évolution du fluide dans chacun de ces éléments.

Connaissant le flux de chaleur rejeté par chaque élément, le principe de conservation de l'énergie nous permet d'écrire :

$$m \Delta H = \Delta Q_H \quad (4-1)$$

où ΔH représente la variation de l'enthalpie du fluide à travers l'élément de tube, et ΔQ_H le flux de chaleur rejeté par l'élément du condenseur considéré. Ce flux se calcule, en appliquant la loi de Newton de convection dans l'élément de tube, par l'équation :

$$\Delta Q_H = \pi D_i \Delta z h_c (T_f - T_t) \quad (4-2)$$

avec

D_i est le diamètre intérieur du tube,

h_c le coefficient de transfert de chaleur par convection entre le fluide frigorigène et le tube,

T_f température locale du fluide frigorigène,

et T_t la température du tube.

La température T_t est déterminé en tenant compte du fait que ΔQ_H est la somme d'un flux de chaleur sortant vers le milieu ambiant et un autre entrant dans le réfrigérateur. Ces derniers sont calculés après avoir déterminé le champ de température dans la partie de la paroi entourant l'élément.

Pour simplifier le problème ci dessus, les hypothèses suivantes sont prises :

- Le transfert de chaleur suivant la direction longitudinale du tube est négligeable.
- L'écart de température entre deux passes successives du tube est négligeable, ce qui permettra de considérer la section médiane entre ces deux passes comme section de symétrie. De même, le plan horizontal comprenant l'axe du tube est un plan de symétrie.
- La température d'un élément de tube est uniforme et est la même que celle de la surface externe au niveau du contact (résistance de contact négligeable).
- La plaque extérieure de la paroi est suffisamment mince pour négliger la résistance transversale à la conduction à travers cette plaque.

Avec ces hypothèses, le problème se simplifie à celui de la figure (4-2) dans laquelle on se contente de déterminer le champ de température d'une section transversale contenant la moitié du tube. Sur cette figure, les plans de symétrie sont remplacés par des surfaces adiabatiques.

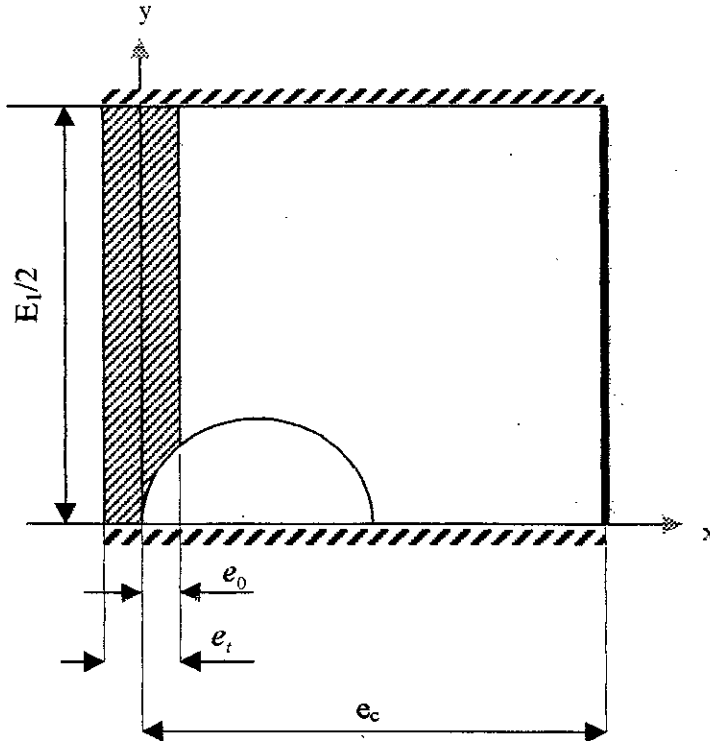


Figure 4-2 : schéma représentatif du modèle élémentaire de la paroi.

4-2 Détermination du champ de Température à travers le modèle élémentaire

4-2-1 Utilisation de la méthode des différences finies :

La résolution de l'équation (2-2), nécessaire pour la détermination du champ de température, est difficile dans le cas des géométries complexes. La méthode des différences finies est une méthode simple qui permet de trouver une solution approchée de cette équation en l'écrivant sous forme linéaire.

Considérons une structure bidimensionnelle et divisons les axes x et y en portions de longueurs (Δx) et (Δy) respectivement (C.F fig 4-3).

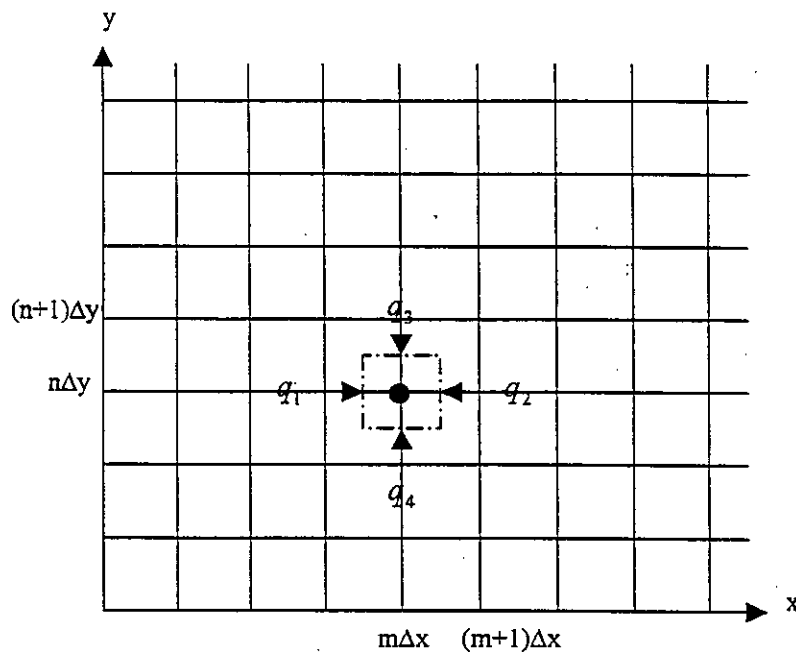


Figure 4-3 : discrétisation d'une structure bidimensionnelle

Appelons $T_{m,n}$ la température du nœud de coordonnées $(m\Delta x)$ et $(n\Delta y)$.

Soit le volume de contrôle élémentaire représenté sur la figure(4-3) en pointillé. Considérons les flux thermiques à travers les quatre faces de ce volume. Ces flux sont donnés par l'équation de Fourier (2-1) comme suit :

$$q_1 = k\Delta y \frac{T_{m-1,n} - T_{m,n}}{\Delta x}$$

$$q_2 = k\Delta y \frac{T_{m+1,n} - T_{m,n}}{\Delta x}$$

$$q_3 = k\Delta y \frac{T_{m,n+1} - T_{m,n}}{\Delta x}$$

$$q_4 = k\Delta y \frac{T_{m,n-1} - T_{m,n}}{\Delta x}$$

(4-3)

En régime stationnaire la somme de ces flux est nulle. Ce qui nous conduit, dans le cas d'un maillage carré, à l'équation :

$$T_{m+1,n} + T_{m-1,n} + T_{m,n-1} - 4T_{m,n} = 0 \tag{4-4}$$

On obtient ainsi un système linéaire qu'on peut résoudre avec les méthodes habituelles une fois que les conditions aux limites sont fixées.

4-2-2 Discrétisation du modèle :

Le schéma de la figure(4-2) est repris sur la figure(4-4) ci-après avec le maillage représentant les éléments de la discrétisation. Ceux de ces éléments dont une face est sur la paroi du tube nécessitent une attention particulière.

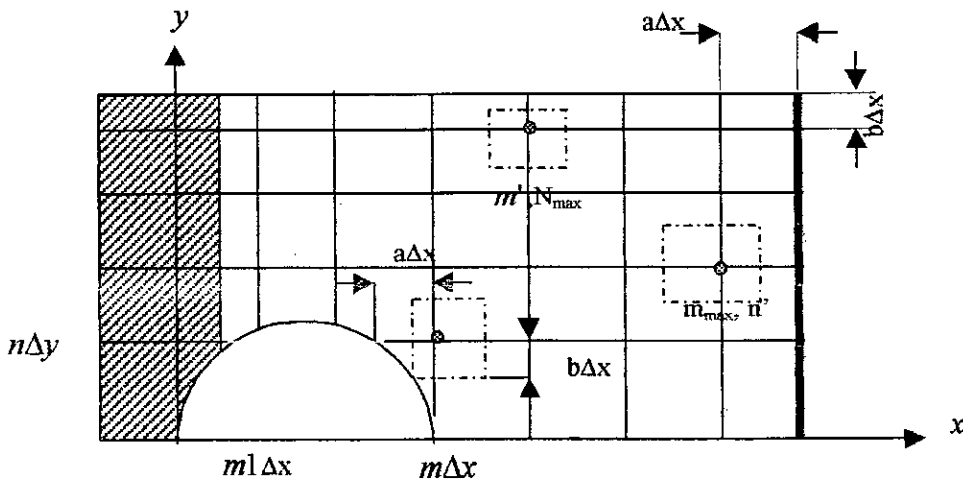


Figure 4-4 : schéma représentatif de la discrétisation

Soit le nœud (m, n) de la figure (4-4). Ce nœud se situe à une distance (aΔx) suivant la direction des x, et à une distance (bΔy) suivant la direction des y, de la surface du tube. a et b sont des constantes qu'on peut déterminer par des simples considérations géométriques ; On obtient :

$$a = |r - m| - \sqrt{r^2 - n^2} \tag{4-5}$$

$$b = n - \sqrt{r^2 - (r - m)^2} \tag{4-6}$$

avec $r \equiv \frac{De}{2\Delta x}$ (4-7)

Où De est le diamètre extérieur du tube.

Par des considérations géométriques également, La valeur du paramètre (n) est liée à celle du paramètre (m) par l'équation :

$$n = N(m) = \left\lceil \sqrt{r^2 - (r - m)^2} \right\rceil + 1 \tag{4-8}$$

(la notation $[x]$ représente la partie entière de x).

Considérons, pour ce nœud, le volume de contrôle représenté sur la figure (4-4) en pointillé et faisons le bilan thermique de cet élément :

Les flux de chaleur vers l'élément (4-4) s'écrivent :

$$q_{i,m,n} = Ki \frac{b+1}{2} \Delta x \frac{T_{i,n} - T_{m,n}}{a\Delta x} \quad (4-9)$$

$$q_{m+1,n \rightarrow m,n} = Ki \frac{b+1}{2} \Delta x \frac{T_{m+1,n} - T_{m,n}}{a\Delta x} \quad (4-10)$$

$$q_{m,n+1 \rightarrow m,n} = Ki \frac{b+1}{2} \Delta x \frac{T_{m,n+1} - T_{m,n}}{a\Delta x} \quad (4-11)$$

$$q_{m,n-1 \rightarrow m,n} = Ki \frac{b+1}{2} \Delta x \frac{T_{m,n-1} - T_{m,n}}{a\Delta x} \quad (4-12)$$

En sommant membre à membre ces équations, puis en divisant par $(a+1)(b+1)$, on obtient :

$$\frac{1}{a+1} T_{m+1,n} + \frac{1}{b+1} T_{m,n+1} + \left(\frac{1}{a(a+1)} + \frac{1}{b(b+1)} \right) T_i - \left(\frac{1}{a} + \frac{1}{b} \right) T_{m,n} = 0 \quad (4-13)$$

Par ailleurs, les nœuds (m', N_{\max}) et (m_{\max}, n') se trouve à $(b\Delta x)$ et $(a\Delta x)$ de la ligne adiabatique et de la tôle intérieure respectivement. Dans ce cas, a et b sont données par :

$$a = \frac{ec}{\Delta x} - m_{\max} \quad (4-14)$$

et

$$b = \frac{E_1}{2\Delta x} - N_{\max} \quad (4-15)$$

avec $m_{\max} = \left[\frac{ec}{\Delta x} \right] - 1$ si $\left[\frac{ec}{\Delta x} \right] = \frac{ec}{\Delta x}$

et $m_{\max} = \left[\frac{ec}{\Delta x} \right]$ si $\left[\frac{ec}{\Delta x} \right] \neq \frac{ec}{\Delta x}$ (4-16)

de même

$$N_{\max} = \left[\frac{E_1}{\Delta x} \right] - 1 \quad \text{si} \quad \left[\frac{E_1}{2\Delta x} \right] = \frac{E_1}{2\Delta x}$$

et

$$N_{\max} = \left[\frac{E_1}{\Delta x} \right] \quad \text{si} \quad \left[\frac{E_1}{2\Delta x} \right] \neq \frac{E_1}{2\Delta x}$$

(4-17)

En procédant de la même façon que pour le nœud (m, n) on trouve pour les nœuds (m', N_{max}), (m', N_{max}+1) et (m_{max}, n') respectivement, les équations :

$$\frac{1}{2}T_{m'-1, N_{\max}} + \frac{1}{2}T_{m'+1, N_{\max}} + \frac{1}{b+1}T_{m', N_{\max}-1} + \frac{1}{b(b+1)}T_{m', N_{\max}+1} - \left(1 + \frac{1}{b}\right)T_{m', N_{\max}} = 0 \quad (4-18)$$

$$\frac{b}{2}T_{m'-1, N_{\max}+1} + \frac{b}{2}T_{m'+1, N_{\max}+1} + \frac{1}{b}T_{m', N_{\max}} - \left(b + \frac{1}{b}\right)T_{m', N_{\max}+1} = 0 \quad (4-19)$$

$$\frac{1}{a+1}T_{m_{\max}-1, n'} + \frac{1}{a(a+1)}T_e + \frac{1}{2}T_{m_{\max}, n'-1} + \frac{1}{2}T_{m_{\max}, n'+1} - \left(1 + \frac{1}{a}\right)T_{m_{\max}, n'} = 0 \quad (4-20)$$

Le tube étant encastré dans la tôle extérieure jusqu'à une profondeur e_0 , les premiers nœuds appartenant à l'isolant se trouvent sur la ligne (m=m₁) avec

$$m_1 = \left[\frac{e_0}{\Delta x} \right] + 1 \quad (4-21)$$

Cette ligne est à une distance (aΔx) de la tôle telle que dans ce cas on a :

$$a = m_1 - \frac{e_0}{\Delta x} \quad (4-21)$$

Pour ces nœuds on trouve l'équation (pour n < N_{max}) :

$$\frac{1}{a(a+1)}T_{0, n} + \frac{1}{a+1}T_{m_1+1, n} + \frac{1}{2}T_{m_1, n+1} + \frac{1}{2}T_{m_1, n-1} - \left(1 + \frac{1}{a}\right)T_{m_1, n} = 0 \quad (4-22)$$

Les nœuds qui sont sur la plaque extérieure (nœuds pour lesquels m=0) se traitent d'une manière un peu différente ; le transfert de chaleur dans la plaque est unidimensionnel (on néglige la résistance à la conduction à travers la plaque dans la direction des x), avec les conditions aux limites de conduction au sein de l'isolant, et de convection et rayonnement dans l'air. Le volume de contrôle utilisé pour l'étude de ces nœuds est un élément de volume (Δx.e, 1) pour n < N_{max}, et ($\frac{b+1}{2}\Delta x.e, 1$) pour n = N_{max} (C.F fig 4-4).

Les flux de chaleur vers cet élément s'écrivent :

$$q_{0,n-1 \rightarrow 0,n} = K_t e_t \frac{T_{0,n-1} - T_{0,n}}{\Delta x} \quad (4-23)$$

$$q_{0,n+1 \rightarrow 0,n} = K_t e_t \frac{T_{0,n+1} - T_{0,n}}{\Delta x} \quad (4-24)$$

$$q_{m_1,n \rightarrow 0,n} = K_t e_t \frac{T_{m_1,n} - T_{0,n}}{a \Delta x} \quad (4-25)$$

$$q_{e \rightarrow 0,n} = h_e \Delta x (T_0 - T_{0,n}) \quad (4-26)$$

En sommant ces équations et en divisant par ($h_e \Delta x$) on obtient :

$$\frac{K_t e_t}{h_e \Delta x} T_{0,n+1} + \frac{K_t e_t}{h_e \Delta x} T_{0,n-1} + \Delta x T_0 + \frac{K_l}{h_e a} T_{m_1,n} - \left(\frac{K_l}{h_e a} + \frac{2K_t e_t}{h_e \Delta x} + \Delta x \right) T_{0,n} = 0 \quad (4-27)$$

Notation : pour permettre d'écrire les équations des nœuds sous forme matricielle, on associe à chaque nœud (m, n) une notation $I(m, n)$ et on écrit :

$$I(0, 0) = 1$$

$$I(m_1, N(m_1)) = I(0, N_{\max} + 1) + 1$$

$$I(m, N(m)) = I(m-1, N_{\max} + 1) + 1 \quad \text{pour } m > m_1 \quad (4-28)$$

$$I(m, n) = I(m, n-1) + 1 \quad \text{pour } n > N(m)$$

Considérons, par exemple, l'équation (4-26). Elle peut être écrite sous la forme :

$$S(I(0, n), I(0, n+1)) T_{0,n+1} + S(I(0, n), I(0, n-1)) T_{0,n-1} + S(I(0, n), I(m_1, n)) T_{m_1,n} + \dots + S(I(0, n), I(0, n)) T_{0,n} = C(I(0, n)) \quad (4-29)$$

avec

$$S(I(0, n), I(0, n+1)) = S(I(0, n), I(0, n-1)) = \frac{K_t e_t}{h_e \Delta x} \quad (4-30)$$

$$S(I(0, n), I(m_1, n)) = \frac{K_l}{h_e a} \quad (4-31)$$

$$S(I(0, n), I(0, n)) = -\left(\Delta x + \frac{K_l}{h_e a} + 2 \frac{K_t e_t}{h_e \Delta x} \right) \quad (4-32)$$

$$C(I(0, n)) = T_0 \Delta x \quad (4-33)$$

En écrivant les équations précédentes sous cette forme on obtient le système :

$$[S][T] = [C] \quad (4-34)$$

avec

$[S]$: matrice carrée décrivant le comportement thermique de la structure.

$[T]$: le vecteur température défini par $T(I(m,n)) = T_{m,n}$

$[C]$: vecteur des conditions aux limites.

2-3 Résolution du système linéaire :

Pour résoudre le système précédant, il est pratique de commencer par inverser la matrice $[S]$. Ce calcul, peut se faire par la méthode de Jordan [] qui est une méthode exacte par opposition aux méthodes itératives; son algorithme est donné ci-dessous:

$$S(i, j+n) = I_d(i, j) \quad i = 1, n \text{ et } j = 1, n$$

Pour $k = 1, n$:

$$S(k, j) = S(k, j) / S(k, k) \quad j = k+1, 2n$$

$$S(i, j) = s(i, j) - S(i, k) \cdot S(k, j) \quad j = k+1, 2n \text{ et } i = 1, n \text{ avec } i \neq k$$

pour $i = 1, n$ et $j = 1, n$:

$$S(i, j) = S(i, j+n)$$

où I_d est la matrice identité d'ordre n

3- Calcul des flux de chaleur:

Après avoir déterminé le champ de température, considéré uniforme sur une longueur ΔZ suivant l'axe du tube, on procède au calcul des flux de chaleur perdus par le fluide frigorigène en traversant la portion de tube du condenseur de longueur ΔZ appartenant à cette partie élémentaire du système.

Le flux sortant vers le milieu extérieur est donné par :

$$\Delta Q_{H1} = 2.h_e \Delta x \Delta Z \left\{ \sum_{n=1}^{N_{\max}} (T_{0,n} - T_0) + \frac{1}{2} (T_{0,0} - T_0) + \frac{b(0, N_{\max})}{2} (T_{0, N_{\max}+1} - T_0) \right\} \quad (4-35)$$

de même le flux de chaleur entrant dans le réfrigérateur est

$$Q_{H2} = 2.\Delta Z. \frac{\Delta x}{a} \left\{ \sum_{n=1}^{N_{\max}} (T_{m_{\max},n} - T_e) + \frac{1}{2} (T_{m_{\max},0} - T_e) + \frac{b(m_{\max}, N_{\max})}{2} (T_{m_{\max}, N_{\max}+1} - T_e) \right\} \quad (4-36)$$

le flux de chaleur total est alors

$$\Delta Q_H = \Delta Q_{H1} + \Delta Q_{H2} \quad (4-38)$$

Or, la température de la paroi du tube T_i , nécessaire à la détermination du champ de température n'est pas connue. La résolution de ce problème peut se faire en supposant, au début, une valeur pour la température T_i , à partir de laquelle on déterminera le flux de chaleur, puis on calcule la température T_i en utilisant l'équation (4-2) et on la compare à la valeur supposée. Si les deux températures sont différentes, on reprend le calcul de T_i ; On procède ainsi jusqu'à ce que les deux dernières valeurs de T_i deviennent pratiquement égales.

Une fois que le flux ΔQ_H est calculé, on peut déterminer l'enthalpie, H_2 , du fluide frigorigène à la sortie du volume élémentaire, à partir de l'équation (4-1) (où $\Delta H = H_1 - H_2$), et, dans le cas biphasique, le titre de la vapeur, x_2 , à la sortie à partir de l'équation:

$$x_2 = \frac{H_2 - H_f}{H_{fg}} \quad (4-39)$$

où H_f enthalpie massique du liquide saturé

et H_{fg} chaleur latente de changement de phase.

H_f et H_{fg} sont calculées à la pression de sortie, qui est déterminée après avoir calculé les pertes de charge dans l'élément. Or, dans le cas d'un écoulement biphasique, la valeur de x_2 est nécessaire pour le calcul des pertes de charge (où le terme $\frac{dx}{dZ}$ est égal à $\frac{x_2 - x_1}{\Delta Z}$); un calcul itératif est alors nécessaire en supposant, au départ, que x_2 se calcule sans tenir compte de ses pertes.

On trouvera en annexe l'organigramme de la procédure de calcul d'un élément du condenseur. Dans cet organigramme, T_{i1} et T_{i2} sont les valeurs de T_i pour deux itérations

successives. Il en est de même pour x_{21} et x_{22} . ε_1 est la tolérance sur la température T_1 , et ε_2 est la tolérance sur le titre. On prend $\varepsilon_1=0.001$ K et $\varepsilon_2=0.5\%$.

Pour une question d'optimisation des calculs, la matrice inverse $[S^{-1}]$ est calculée avant de commencer le calcul des éléments du condenseur. De plus, la température de départ, pour un élément, est prise égale à T_i pour l'élément précédant et $T_f - 1$ si cet élément est le premier élément considéré.

Avec la méthode décrite ci-dessus, on suit l'évolution du fluide élément par élément, et on détermine alors son état à la sortie du condenseur, ainsi que les flux de chaleur quittant ce dernier vers l'intérieur et l'extérieur du réfrigérateur.

4-4 Application du modèle :

Dans ce qui précède nous avons élaboré un modèle qui permet de simuler le comportement du condenseur intégré à la paroi. Pour exploiter ce modèle, nous supposons que un réfrigérateur est équipé d'un tel condenseur suivant sa face arrière.

Sachant que les dimensions du condenseur dépendent de celles du réfrigérateur lui-même, notre étude consistera à déterminer les performances de la machine pour une température d'évaporation fixée.

Pour faire les calculs, nous avons développé un programme, en langage 'Delphi', permettant de trouver la température de condensation à laquelle on aboutit au sous-refroidissement voulu.

Dans ce programme, la charge frigorifique(Q_L) est inconnue, car elle dépend de la chaleur sortant du condenseur vers l'intérieur du réfrigérateur. L'enthalpie(H_1) à l'entrée de l'évaporateur(ou sortie du condenseur) est également inconnue. Ces deux paramètres sont

nécessaires à la détermination du débit massique(m) , qui est indispensable pour l'utilisation du modèle du condenseur.

Pour commencer les calculs, on estime des valeurs initiales de la charge(Q_L) et de la pression de condensation (P_c) ; la valeur de l'enthalpie(H_1) est calculée en supposant que le sous-refroidissement voulu est atteint, et que la perte de charge(ΔP) est nulle. Les valeurs réelles de(Q_L) et(ΔP) se déterminent au fur et à mesure qu'on se rapproche de la solution, alors que (P_c) se recherche comme suit :

La pression (P_c) doit satisfaire certaines conditions sur la charge(Q_L) et l'enthalpie de sortie du condenseur (H_s), calculées en utilisant le modèle du condenseur ; la première est que (Q_L) doit être telle que

$$Q_L - m(H_2 - H_s) = 0 \quad (4-40)$$

La deuxième est que (H_s) doit être égale à (H_1).

On détermine la pression (P_c) par la méthode de Newton-Raphson en utilisant la fonction

$$f(P_c) \equiv Q_L - m(H_2 - H_s) \quad (4-41)$$

Le calcul s'arrête quand les deux conditions sont satisfaites à une certaine précision.



CHAPITRE 5:

Application et Résultats

Dans ce chapitre, nous appliquons l'étude précédente au réfrigérateur ENIEM 350-S pour lequel on suppose une température d'évaporation de -26°C et un degré de surchauffe de 5°C . Le fluide utilisé dans cette étude est le R134a, et les dimensions du réfrigérateur sont celles représentées sur la figure(5-1) ci-après, et les caractéristiques géométriques du condenseur sont les suivantes :

- $D_i = 4\text{mm}$.
- $D_e = 6\text{mm}$.
- $E_1 = 40\text{mm}$.
- $e_i = 3\text{mm}$.
- $e_0 = 2\text{mm}$.

Avec ces données, on fait varier le degré de sous-refroidissement entre 0 et 15°C . Pour une température ambiante de 35°C , on obtient les résultats regroupés dans le tableau 5-1. A partir de ces résultats on peut tracer les courbes de variation de T_H , W et COP en fonction de ΔT_{sous} .

On remarque sur la figure (5-2) que la puissance du compresseur diminue quand le sous-refroidissement du liquide augmente, alors que la température de condensation (fig 5-3) commence à augmenter quand le degré de sous-refroidissement (ΔT_{sous}) dépasse 4°C environ. Ceci s'explique par le fait que le sous-refroidissement augmente la longueur du segment(1-2) de la figure(3-1), ce qui a comme effet la réduction du débit nécessaire pour absorber la quantité de chaleur (Q_L) par l'évaporateur. Avec un débit plus faible (et pour la même température de condensation) la puissance du compresseur, et par conséquent la chaleur (Q_H) dégagée par le condenseur, se trouvent diminuées. Il en est de même pour la conductance thermique du condenseur à cause de la réduction de la vitesse d'écoulement du fluide. Pour une faible diminution de la conductance comparée à celle de (Q_H), le gradient

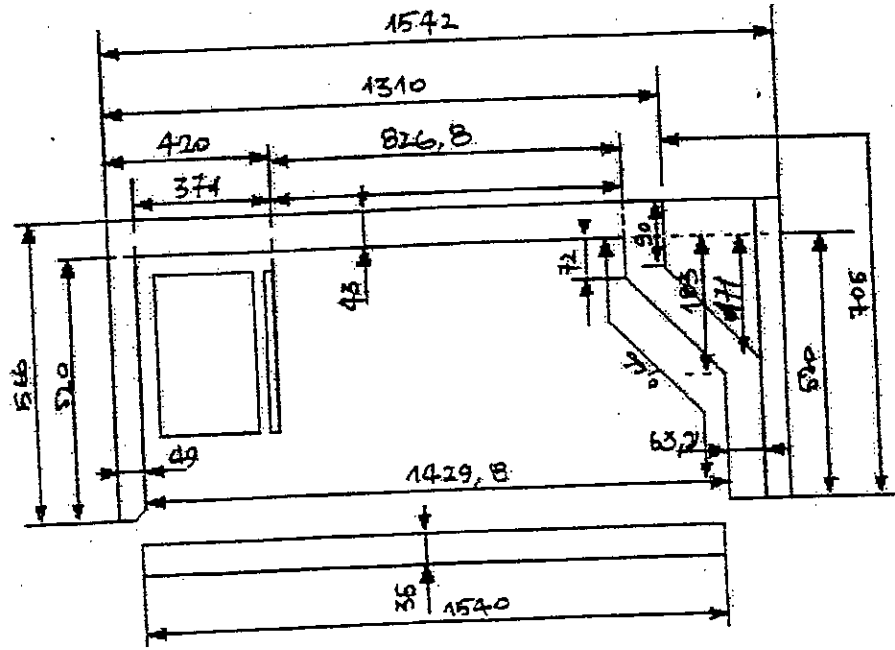
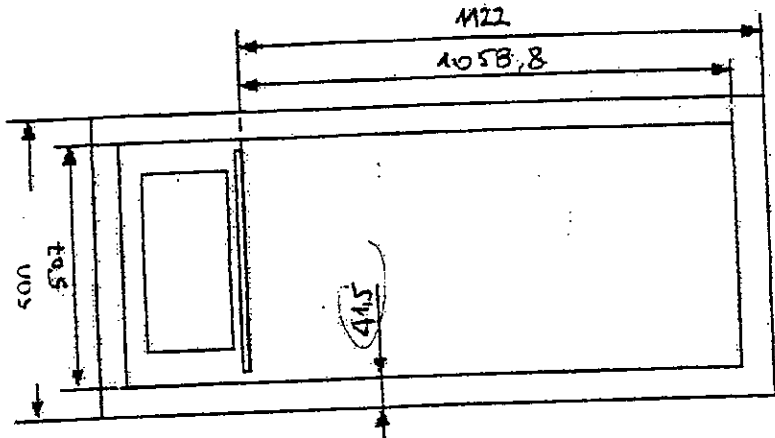


Figure 5-1: Dimensionnement du é frig rateur

ΔT_{sous} (°C)	T_H (°C)	W (Watt)	COP	Q_L (Watt)	Q_H (Watt)	Q_{H1} (Watt)	Q_{H2} (Watt)	\dot{m} (g/s)
0	49,391	45,99	2,128	97,87	143,86	27,711	116,149	0,842
1	49,34	45,318	2,159	97,841	143,159	27,682	115,477	0,83
2	49,303	44,683	2,189	97,813	142,496	27,654	114,842	0,818
3	49,277	44,078	2,218	97,785	141,863	27,626	114,237	0,808
4	49,266	43,508	2,247	97,759	141,267	27,6	113,667	0,797
5	49,273	42,97	2,274	97,733	140,703	27,574	113,129	0,787
6	49,297	42,463	2,301	97,707	140,17	27,548	112,622	0,778
7	49,34	41,985	2,327	97,681	139,666	27,522	112,144	0,769
8	49,403	41,543	2,351	97,657	139,2	27,498	111,702	0,76
9	49,494	41,134	2,374	97,632	138,766	27,473	111,293	0,752
10	49,613	40,76	2,395	97,607	138,367	27,448	110,919	0,744
11	49,767	40,425	2,414	97,582	138,007	27,42	110,587	0,737
12	49,96	40,123	2,431	97,557	137,68	27,4	110,28	0,73
13	50,182	39,882	2,446	97,533	137,415	27,37	110,045	0,724

Tableau 5-1 : performances du réfrigérateur pour $T_0=35^\circ\text{C}$, $T_e=-26^\circ\text{C}$ et $e_c=43$ mm .

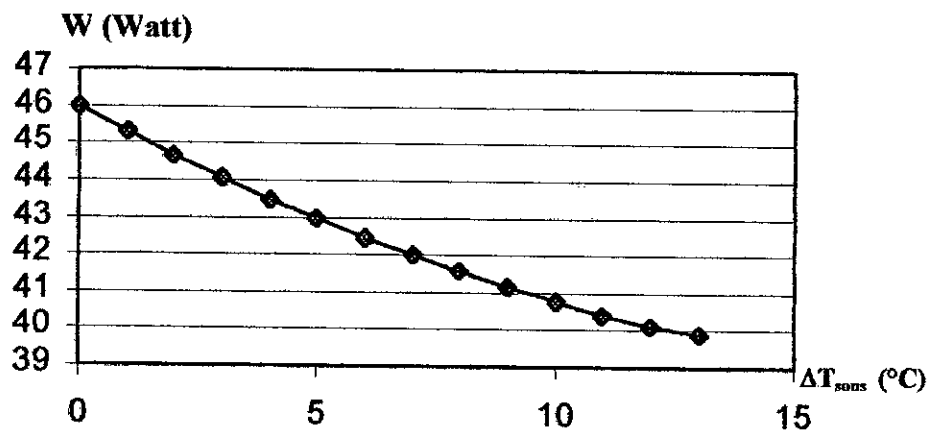


Figure 5-2 : Puissance en fonction du degré de sous-refroidissement pour $T_0=35^\circ\text{C}$, $T_e=-26^\circ\text{C}$ et $e_c=43$ mm.

thermique nécessaire pour la condensation (et donc la température de condensation) diminue lui aussi. Par contre, si la diminution de la conductance thermique est importante, on aurait besoin d'élever la température de condensation pour permettre le dégagement de chaleur nécessaire. Ceci explique l'allure de la courbe de la figure (5-3) qui présente un minimum à $\Delta T_{\text{sous}} \approx 4^\circ\text{C}$.

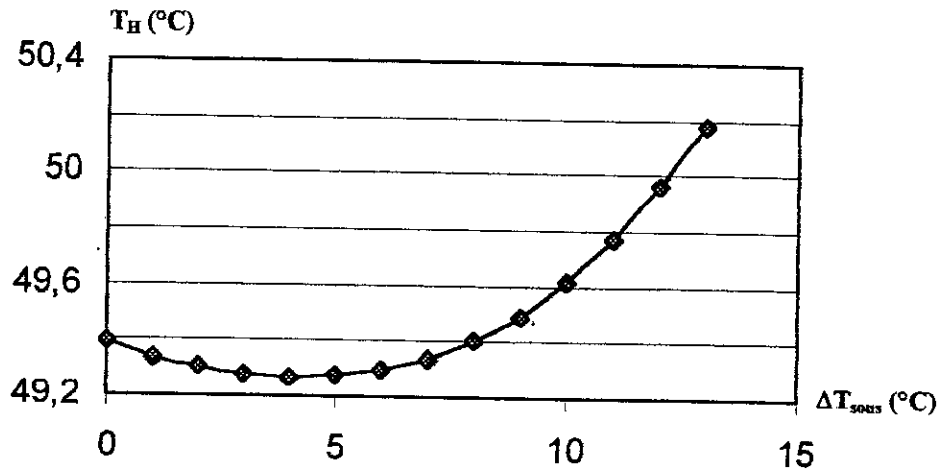


Figure 5-3 Température de condensation en fonction du degré de sous-refroidissement pour $T_0=35$ °C, $T_e=-26$ °C et $e_c=43$ mm.

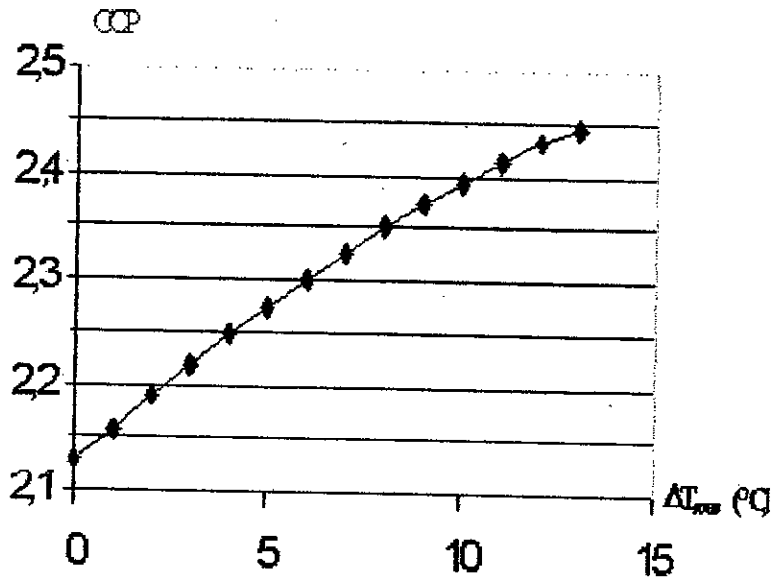


Figure 5-4 : Coefficient de performance en fonction du degré de sous-refroidissement pour $T_0=35$ °C, $T_e=-26$ °C et $e_c=43$ mm.

Influence de l'épaisseur de l'isolant :

La quantité de chaleur (Q_{H2}) sortant du condenseur vers l'intérieur du réfrigérateur représente environ 19% de la chaleur totale dégagée par le condenseur et 28% de la charge frigorifique. Il y a lieu alors d'augmenter l'épaisseur de l'isolant pour réduire la charge frigorifique et par conséquent, la consommation énergétique. Le tableau 5-2 regroupe les

résultats obtenus dans le cas de $e_c=60\text{mm}$ alors que les figures (5-5) et (5-6) comparent les variations de W et T_H en fonction de ΔT_{sous} pour $e_c=43\text{mm}$ et $e_c=60\text{mm}$.

$\Delta T(^{\circ}\text{C})$	$T_H(^{\circ}\text{C})$	W (Watt)	COP	Q_L (Watt)	Q_{H2} (Watt)	m g/s	QH
0	48,923	41,713	2,152	89,75	19,59	0,767	131,463
2	48,845	40,554	2,212	89,713	19,55	0,746	130,267
4	48,825	39,516	2,269	89,678	19,52	0,727	129,194
6	48,87	38,591	2,323	89,645	19,49	0,71	128,236
8	48,996	37,78	2,372	89,612	19,45	0,694	127,392
10	49,231	37,096	2,415	89,579	19,42	0,68	126,675
12	49,615	36,572	2,448	89,546	19,39	0,668	126,118
14	50,202	36,234	2,47	89,512	19,35	0,658	125,746

Tableau 5-2 : performances du réfrigérateur pour $e_c=60\text{ mm}$.

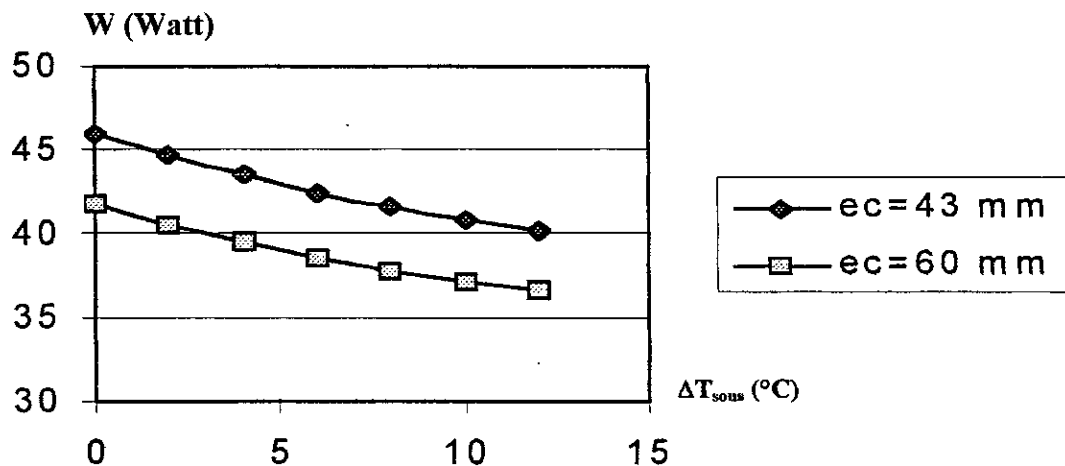


Figure 5-5 : la puissance en fonction du degré de sous-refroidissement pour $T_0=35^{\circ}\text{C}$, $T_c=-26^{\circ}\text{C}$, et pour $e_c=43\text{mm}$ et 60mm .

On constate sur ces figures une réduction de 9% de la puissance de compression lorsqu'on augmente l'épaisseur de l'isolant de 43 à 60mm. Ceci est essentiellement dû à la réduction du flux thermique sortant du condenseur vers l'intérieur du réfrigérateur, qui représente maintenant 15% de la chaleur totale dégagée et 22% de la charge frigorifique.

Par ailleurs, on constate que la température de condensation est légèrement plus faible. Cela signifie que la réduction de la conductance thermique due à celle du débit est moins importante que celle de (Q_H) , d'où la nécessité d'une différence de température entre le fluide frigorigène et l'air plus faible.

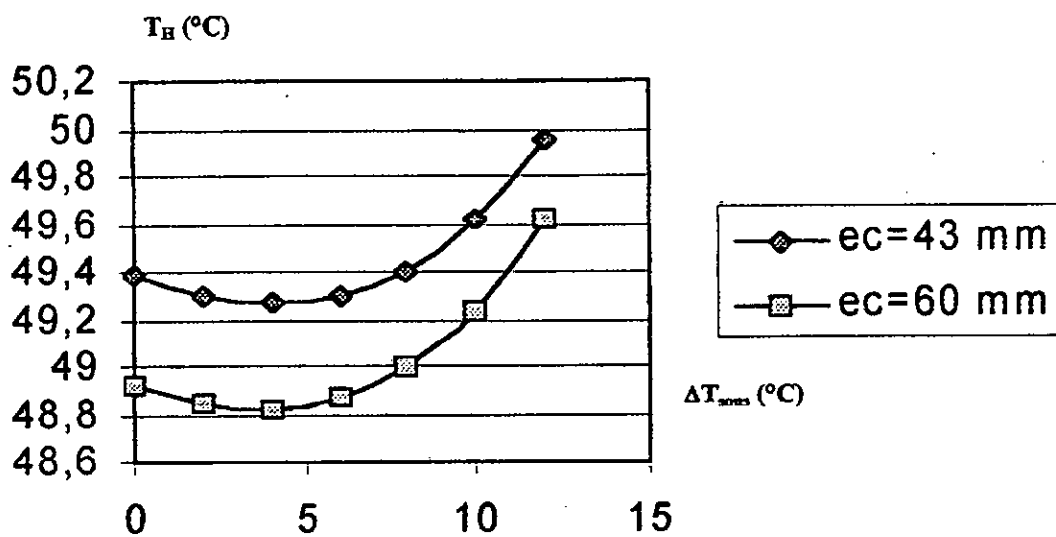


Figure 5-4 : la température de condensation en fonction du degré de sous-refroidissement pour $T_0=35$ °C, $T_c=-26$ °C et pour $ec=43$ mm et 60 mm

CHAPITRE 6:

Etude Du Condenseur à Eau

Condenseur à eau :**Introduction :**

Dans ce chapitre on s'intéresse au condenseur refroidi par l'eau, déjà étudié dans le cadre d'un projet de fin d'études, au département de Génie Mécanique de l'Ecole Nationale Polytechnique. Ce condenseur consiste en une plaque métallique dans laquelle est tracé le circuit du fluide frigorigène. Cette plaque est immergée dans l'eau qui est contenue dans un cylindre horizontal muni d'ailettes annulaires pour permettre une bonne transmission thermique (C.f fig 6-1).

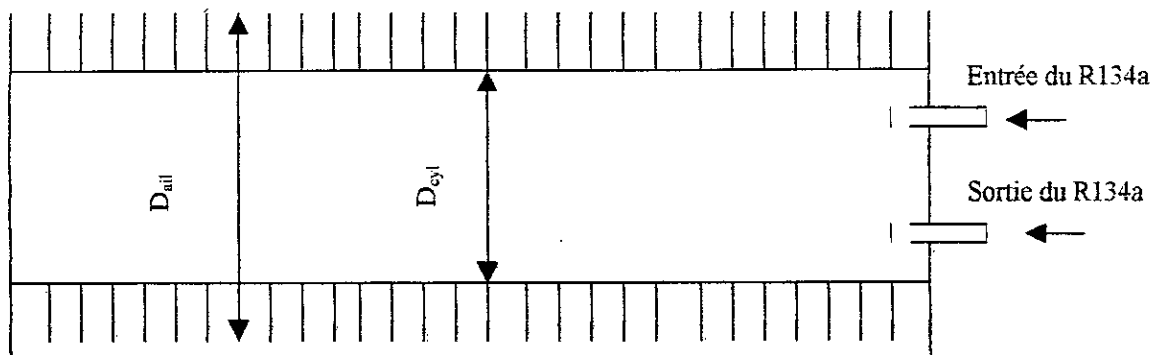


Figure 6-1 : cylindre à ailettes du condenseur à eau.

Dans l'étude mentionnée ci-dessus, les hypothèses suivantes ont été prises :

- la résistance thermique entre l'eau et le cylindre, et celle de la tôle du cylindre sont négligeable.
- la plaque se trouve à une température constante égale à la température de condensation.

Dans la présente étude on considère que la température de la plaque est à déterminer.

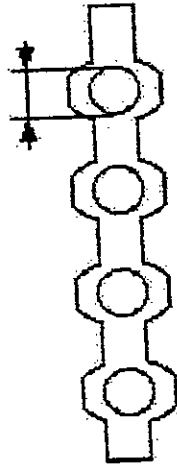
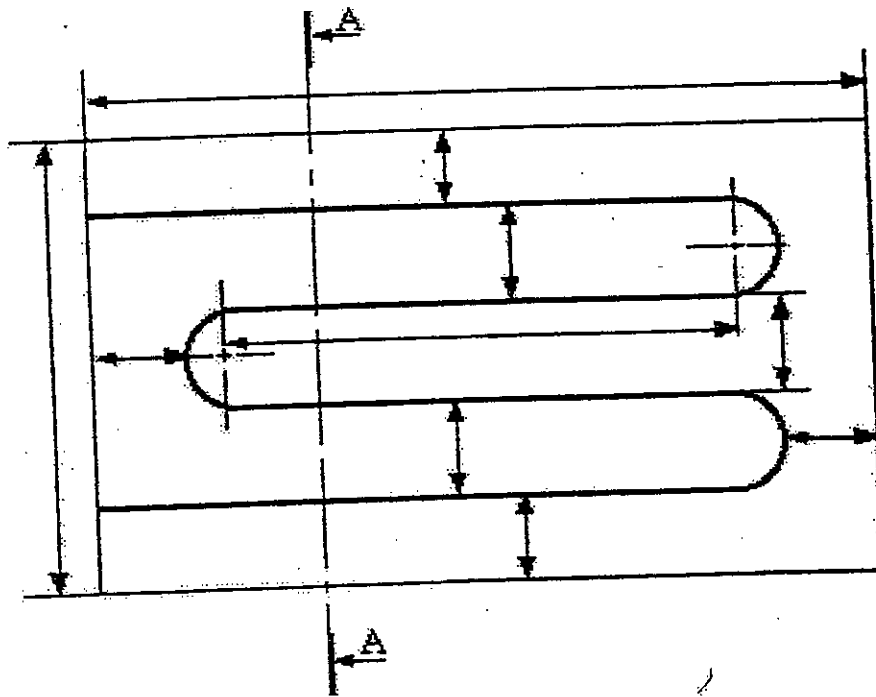
Méthode de calcul :

La transmission thermique entre la plaque et l'eau se fait par convection naturelle suivant l'équation :

$$Q_H = h_{eau} \cdot A_p \cdot (T_p - T_{eau}) \quad (6-1)$$

Où :

VUE DE FACE



COUPE A-A

Figure 6-2: vue de face et coupe de la plaque du condenseur

h_{eau} : coefficient de transfert de chaleur entre la plaque et l'eau. (W/m².K)

T_p : température de la plaque (K)

T_{eau} : température de l'eau (K)

A_p : surface de la plaque, donnée par la relation :

$$A_p = 2H_p L_p \quad (6-2)$$

Avec : H_p et L_p sont, respectivement, la longueur et la largeur de la plaque concernée.

Par ailleurs, le transfert de chaleur entre le cylindre et l'air se fait par convection naturelle et rayonnement, suivant l'équation :

$$Q_H = \{he_1(A_1 + \eta A_{ail}) + he_2 A_2\} \cdot (T_{eau} - T_0) \quad (6-3)$$

Où :

he_1 : coefficient de transfert de chaleur entre le cylindre et l'air.

he_2 : coefficient de transfert de chaleur entre les disques des extrémités du cylindre et l'air.

A_1 : surface du cylindre non couverte par les ailettes.

A_2 : surface des deux disques.

η : efficacité de l'ailette.

$$A_1 = \pi \cdot D_{cyl} \cdot (L_{cyl} - n \cdot e_{ail}) \quad (6-4)$$

Avec

D_{cyl} : diamètre du cylindre.

L_{cyl} : longueur de l'ailette.

n : nombre des ailettes.

$$n = \left[\frac{L_{cyl}}{e_{ail} + esp} \right] \quad (6-5)$$

(Rappelons que la notation $[x]$ représente la partie entière de x)

où esp est l'espacement entre ailettes.

$$A_2 = \frac{\pi}{4} D_{cyl}^2 \quad (6-6)$$

L'efficacité de l'ailette se calcule suivant l'équation [] :

$$\eta = \frac{4D_{cyl}}{m(D_{ail}^2 - D_{cyl}^2)} \cdot \frac{k_1(m \frac{D_{cyl}}{2}) I_1(m \frac{D_{ail}}{2}) - I_1(m \frac{D_{cyl}}{2}) K_1(m \frac{D_{ail}}{2})}{K_0(m \frac{D_{cyl}}{2}) I_1(m \frac{D_{ail}}{2}) + I_0(m \frac{D_{cyl}}{2}) K_1(m \frac{D_{ail}}{2})}$$

avec $m = \sqrt{\frac{2h_{e1}}{K_{ail} \cdot e}}$

I_0, I_1 sont les fonctions de Bessel modifiées du premier type.

K_0, K_1 sont les fonctions de Bessel modifiées du second type.

En éliminant la température (T_{eau}) entre les équations (6-1) et (6-3), le flux de chaleur dégagé par le condensateur s'exprime par :

$$Q_H = \frac{T_p - T_0}{\frac{1}{h_{eau} \cdot A_p} + \frac{1}{h_{e1}(A_1 + \eta \cdot A_{ail}) + h_{e2} \cdot A_2}} \quad (6-9)$$

ce qui permet de trouver la température de l'eau, connaissant celle de la plaque, en manipulant l'équation (6-1).

$$T_{eau} = T_p + \frac{Q_H}{h_{eau} \cdot A_p} \quad (6-10)$$

Or, dans les équations précédentes, les coefficients : (h_{eau}), (h_{e1}) et (h_{e2}) dépendent de la température (T_{eau}) elle-même. le problème serait résolu, en faisant les calculs avec une température (T_{eau}) supposée puis, on refait les calculs avec cette nouvelle valeur, et en continuera jusqu'à la convergence.

Cependant, la valeur de la température de la plaque (T_p) prise pour les calculs précédents n'est pas, à priori, la valeur réelle. Pour trouver cette dernière, on utilise le fait que la plaque du condenseur transmet à l'eau la même quantité de chaleur qu'elle reçoit par le fluide frigorigène. En d'autres termes, en notant (Q_{H1}) la chaleur transmise à l'eau et (Q_H) la chaleur dégagée par le fluide frigorigène, la température (T_p) est la racine de l'équation :

$$Q_H - Q_{H1} = 0$$

Qu'on recherche en utilisant la méthode de Newton Raphson qui permet une convergence rapide du problème.

Notons que la chaleur (Q_H) se détermine par un calcul élémentaire analogue à celui du chapitre 4, avec la différence que la température du tube ici est prise égale à celle de la plaque.

Application :

Dans cette partie, on veut comparer le condenseur refroidi par l'eau avec le condenseur intégré à la paroi. Pour cette raison, on refait l'étude du chapitre précédent avec le condenseur à eau. Les dimensions de ce condenseur sont les mêmes que celles utilisées dans l'étude mentionnée ci-dessus, soit :

$$D_{cyl} = 12 \text{ cm}$$

$$D_{ail} = 15 \text{ cm}$$

$$e_{ail} = 2 \text{ mm}$$

$$e_{sp} = 4 \text{ mm}$$

$$L_{cyl} = 56 \text{ cm}$$

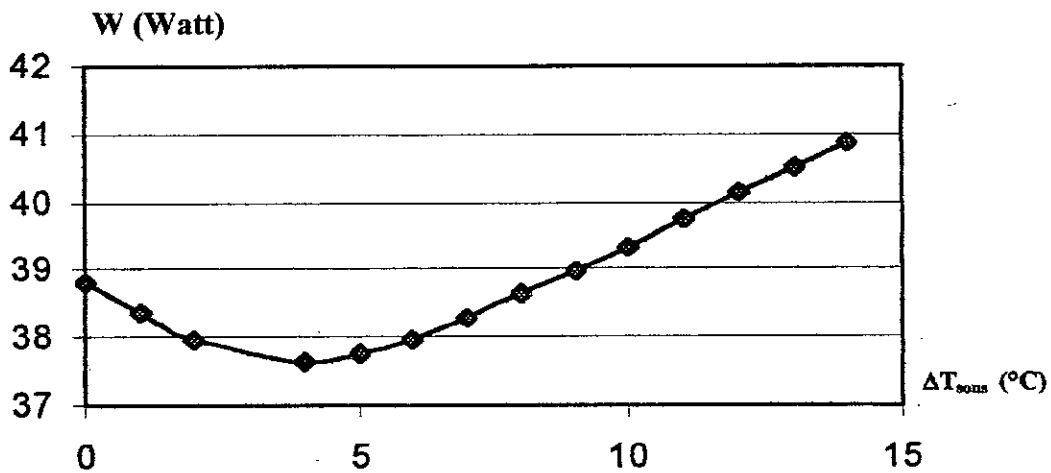
$$L_p = 54 \text{ cm}$$

$$H_p = 10$$

Les résultats obtenus sont regroupés tableau 6-1 ci-dessous. A partir de ces résultats on peut tracer les variations de W , T_H et COP en fonction de ΔT_{sous} .

$\Delta T_{\text{sous}} (\text{°C})$	$T_H (\text{°C})$	W (Watt)	COP	m (g/s)	$T_P (\text{°C})$	$T_{\text{eau}} (\text{°C})$
0	49,339	38,802	2,13	0,71	45,516	43,108
1	49,425	38,369	2,154	0,702	45,483	43,082
2	49,547	37,979	2,176	0,694	45,452	43,057
3	49,972	37,863	2,183	0,689	45,444	43,051
4	50,26	37,635	2,196	0,683	45,426	43,037
5	50,965	37,774	2,188	0,68	45,437	43,045
6	51,74	37,97	2,177	0,678	45,452	43,056
7	52,66	38,293	2,159	0,677	45,477	43,076
8	53,649	38,637	2,139	0,677	45,503	43,096
9	54,624	38,979	2,121	0,677	45,529	43,119
10	55,628	39,349	2,101	0,677	45,558	43,141
11	56,646	39,739	2,08	0,677	45,587	43,165
12	57,675	40,148	2,059	0,678	45,619	43,189
13	58,701	40,519	2,04	0,678	45,647	43,211
14	59,714	40,872	2,022	0,678	45,674	43,233

Tableau 6-1 : performance du réfrigérateur avec un condenseur à eau

Figure 6-3 : la puissance en fonction du degré de sous-refroidissement pour $T_0=35 \text{ °C}$ et $T_e=-26 \text{ °C}$

On remarque sur la figure (6-4) que la température de condensation augmente avec le degré de sous-refroidissement, ce qui permet de conclure que la diminution de la conductance thermique avec le débit (celui-ci diminue quand le sous refroidissement augmente) est plus importante que celle de la chaleur (Q_H).

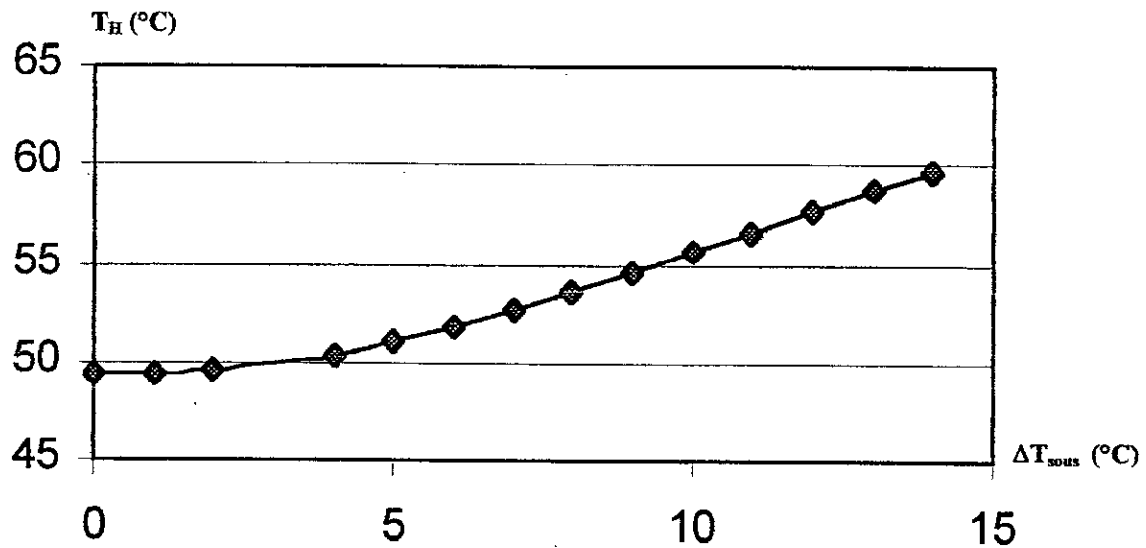


Figure 6-4 : la température de condensation en fonction du degré de sous-refroidissement pour $T_0=35 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_e=-26^\circ\text{C}$

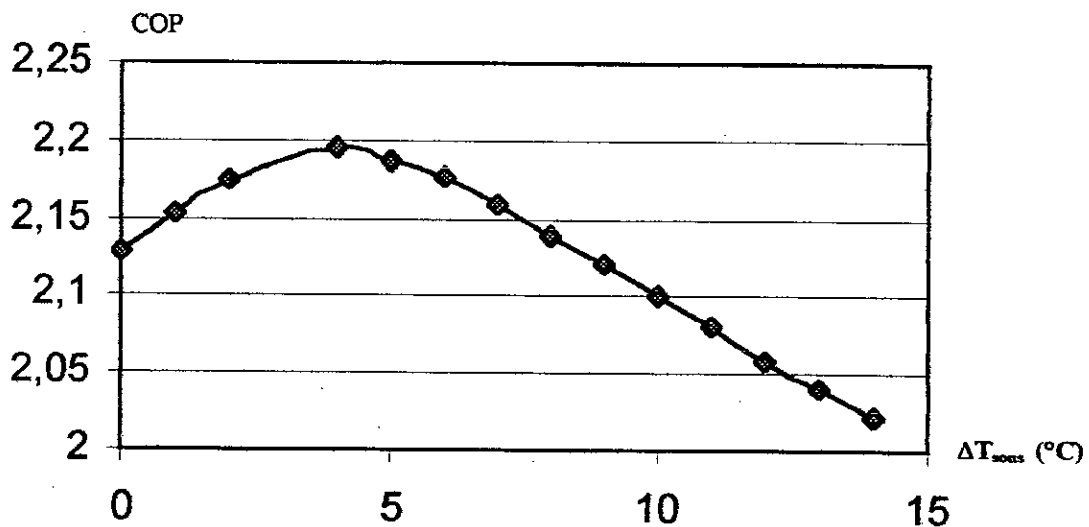


Figure 6-5 : le coefficient de performance en fonction du degré de sous-refroidissement pour $T_0=35 \text{ }^\circ\text{C}$ et $T_e=-26^\circ\text{C}$

Par ailleurs, la puissance de compression diminue pour un $\Delta T_{\text{sous}} < 4^\circ\text{C}$, et augmente à partir de cette valeur. Ceci est dû à la combinaison des deux faits antagonistes : le premier étant la diminution de la puissance avec le débit (pour la même température de condensation), et le deuxième étant l'augmentation du travail de compression avec la température de condensation, augmentation qui devient de plus en plus importante quand la température s'élève.

Comparaison avec le condenseur intégré à la paroi :

Sur figure(6-6), qui montre la variation de la puissance en fonction du degré de sous-refroidissement dans les deux cas étudiés, on voit que la puissance avec un condenseur intégré à la paroi est inférieure à celle avec un condenseur à eau lorsque le degré de sous-refroidissement dépasse 6°C .

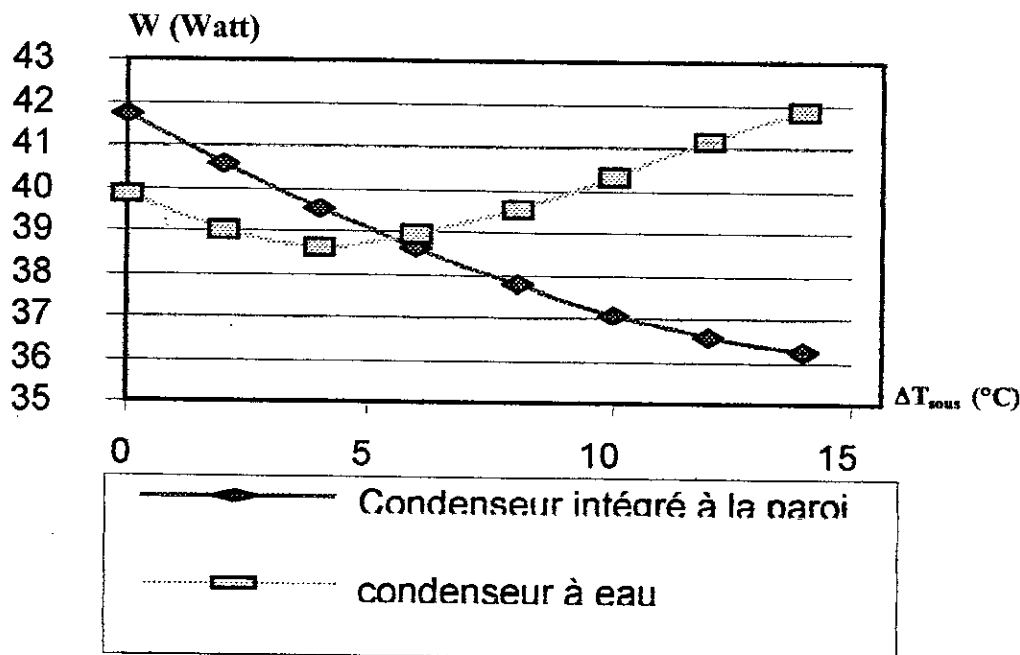


Figure 6-5 : la puissance en fonction du degré de sous-refroidissement pour $T_0=35^\circ\text{C}$ dans les cas de condenseur à eau et condenseur intégré à la paroi(avec $ec=60\text{ mm}$)

Ceci s'explique par le fait que la température de condensation est plus élevée dans le cas d'un condenseur à eau, ce qui augmente le travail de compression. Cependant,

pour $\Delta T_{\text{sous}} < 4^\circ\text{C}$ la différence de la température de condensation n'est pas importante, et l'effet de la charge frigorifique devient prépondérant.

Le tube utilisé dans le condenseur à eau est très court(environ 2m seulement) comparé à celui utilisé dans le condenseur intégré à la paroi(environ 15m) (qui est dans le même ordre de grandeur que dans le cas des condenseurs à 'tube et fils'). Ceci nécessite un échange thermique intense entre le fluide frigorigène et le tube. Cet échange est assuré par un gradient thermique élevé. Comme la température de la plaque est liée à la chaleur à dégager, élever le gradient thermique entre le fluide frigorigène et le tube revient à élever la température de condensation. C'est pour cette raison que l'on constate que la température de condensation est généralement élevée dans le cas du condenseur à eau, élévation qui ne rend pas pratique l'utilisation d'un tel condenseur dans les régions chaudes à cause de la surchauffe importante du fluide au refoulement.



CONCLUSION

Conclusion :

Dans le présent travail, nous avons modélisé le condenseur à eau et celui intégré à la paroi. A partir de cette modélisation on constate que le condenseur intégré à la paroi assure un bon refroidissement pour des températures de condensation relativement modérés. Cependant, la consommation avec ce condenseur n'est pas économique tant qu'il n'est pas bien calorifugé. Ce calorifugeage devra être étudié économiquement en comparant les coûts d'exploitation et d'investissement.

L'étude du condenseur à eau présente une différence importante par rapport à l'étude antérieure. En effet, on constate dans ce travail un gradient thermique important entre le fluide frigorigène et la plaque du condenseur, chose qui a été négligée dans l'étude antérieure. Ceci rend difficile la condensation et exige ainsi une température du fluide frigorigène élevée, malgré le bon refroidissement assuré entre la plaque du condenseur et son extérieur. Cette élévation de température ne rend pas avantageuse l'utilisation de ce condenseur dans les régions chaudes.

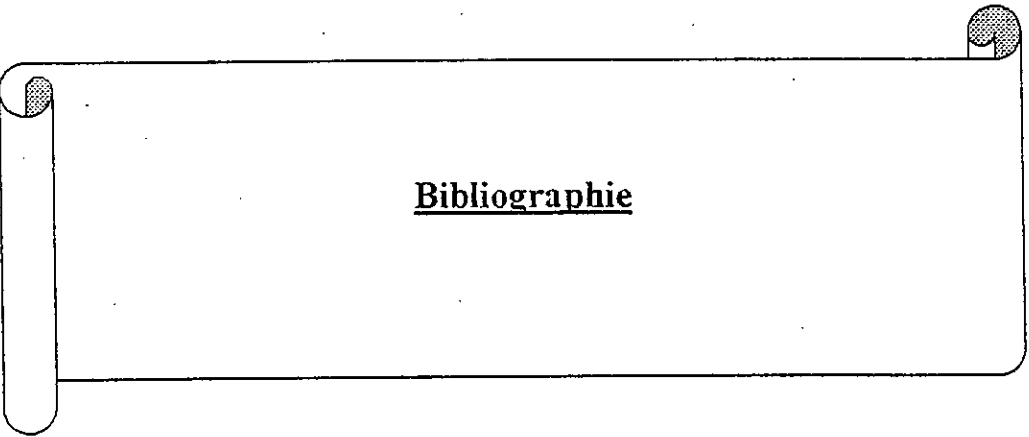
Les performances du réfrigérateur sont meilleures avec des degrés de sous-refroidissement élevés dans le cas du condenseur intégré à la paroi, mais il n'en est pas de même avec un condenseur à eau où il existe un sous-refroidissement optimum.

Avec le condenseur à eau on aurait des meilleurs résultats si le tube tracé dans la plaque du condenseur était plus long et si on prévoyait une surface de contact libre entre l'eau et l'air permettant un refroidissement additionnel par la vaporisation de l'eau.

Le présent travail gagnera plus d'élargissement et de richesse avec une modélisation analogue du condenseur à 'tube-et-fils', et avec l'utilisation de plusieurs fluides frigorigènes. Par ailleurs, il sera d'intérêt de compléter cette étude par une autre concernant l'évaporateur pour voir l'influence du débit sur ce dernier et pour permettre de trouver la meilleure température d'évaporation avec laquelle le fonctionnement est économique.

Dans la présente étude on se base sur des hypothèses simplificatrices, sur des approximations numériques et sur des corrélations empiriques. Une étude expérimentale est alors nécessaire pour juger la précision des résultats obtenus.

Enfin, la recherche continue de fluides frigorigènes non polluants doit s'accompagner d'une recherche d'une meilleure conception du condenseur pour avoir un fonctionnement économique, et pour permettre l'utilisation de ses fluides à des pressions de plus en plus modérées.

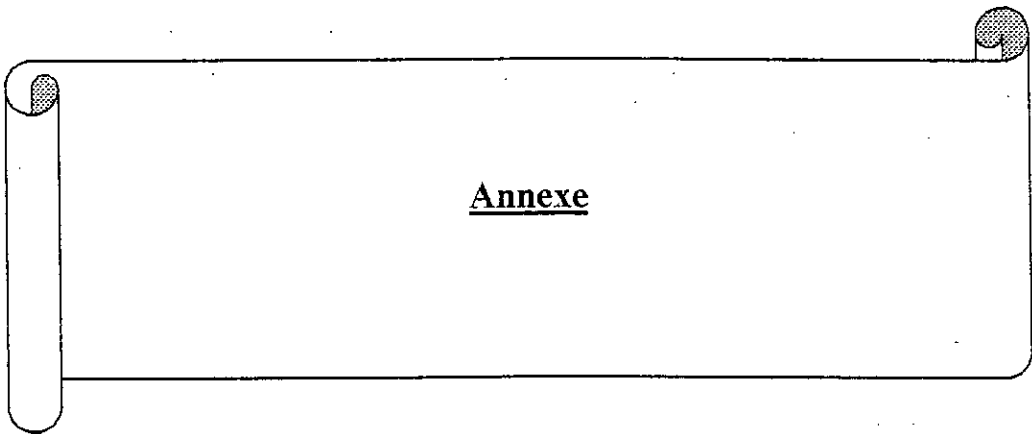


Bibliographie

- [1] **Monand A.Ait Ali :**
Finite time optimum refrigeration cycles.
Journal of Applied physics, Vol 77, N°9 mai 1995.
- [2] **M. E. ANDERSON :**
Froid questions et réponses.
2^e édition. 1982. édition Eyrolles.
- [3] **ASHRAE**
ASHRAE fundamentals hundoock. 1997.
- [4] **P.K. BANSAL et B. PURKAYASTHA :**
An NTU- ϵ model for alternative regrigerants.
International journal of refrigeraration. Vol 21, N°5, 1998.
- [5] **Adrian BEJAN:**
Theory of heat transfer irreversible refrigeration plants.
International journal of heat and mass transfer, vol 32,N°9, 1989
- [6] **CARNAHAN :**
Applied numerical methodes
John WILEY & Sons, INC.
New York, London, Sydney, Toronto. 1969.
- [7] **A.CAVALLINI :**
Heat transfer inside horizontal enhanced tubes.
International journal of refrigeration. Jan 2000.
- [8] **CHAPMAN :**
Heat transfer
4^e édition.
Macmillan publishing company.
New York 1984.
- [9] **Jean-Georges CONAN :**
Réfrigération industrielle .
éditions Eyrolles 1988.
- [10] **Jean-Marc DELHAYE :**
Transfert de chaleur associés à l'ébullition ou à la condensation des corps purs sur des parois
Technique de l'Ingénieur.
- [11] **Roy J. DOSSAT :**
Principles of refrigeration.
2^e édition. JOHN Wiley & SONS ,Inc.1981.
- [12] **André GAC :**
-

Equipements frigorifiques : automatique et conception.

- [13] **GOURDIN et BOUMHRATH :**
Méthodes numériques appliquées.
OPU 1991.
- [14] **HOLMAN :**
Heat transfer.
4^e Edition, 1976, Mc Graw-Hill.
- [15] **INCROPERA :**
Heat and mass transfer.
4^{ème} édition. John WILEY & SONS, INC.
New York, Chichester, Brisbane, Toronto, Singapour. 1996.
- [16] **P.C. KOELET :**
Industrielle refrigeration.
MACMILLAN 1992.
- [17] **F.Kreith :**
Transmission de la chaleur et thermodynamiques.
Masson et Cie. 1978.
- [18] **MATTAROLO :**
Froid et environnement.
Actes éditions, 1994.
- [19] **Hugo NOACK et Rolf SEIDEL :**
Pratique des installations frigorifiques.
PYC éditions, 1991.
- [20] **G. Andréieff de NOTBECK :**
Manuel du conditionnement d'air. Tome IV
PYC éditions 1981.
- [21] **Pierre Rapin :**
Formulaire du froid.
9^e éditions. Dunod. 1985.
-



Annexe

