

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

4/96

MINISTRE DE L'EDUCATION NATIONALE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : Génie Mécanique

PROJET DE FIN D'ETUDES

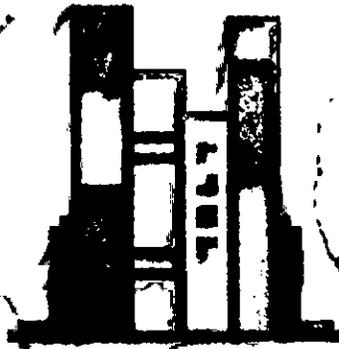
المكتبة - المكتبة
BIBLIOTHEQUE - المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

SUJET

Cycle de Réfrigération

Réfrigérateur et Congélateur

Avec Condensation à Eau



Proposé par : Mr Y. Halli

Etudié par : Mr Belkacem Hichem
Mr Oussama Lamine

Dirigé par : Mr Y. Halli

PROMOTION : JUIN 1996

REMERCIEMENTS

Nous remercions tout d'abord notre promoteur M^r HALLI pour l'aide précieuse qu'il nous a apportée.

Nous tenons également à remercier l'ensemble des enseignants ayant participé à notre formation.

Nous rendons un hommage particulier à Messieurs ALI-ALI, YOUNSI, BENNOUR pour leur précieux conseils.

Nous remercions l'ensemble des travailleurs de l'Eniem pour leur grand soutien.

Nous exprimons notre profonde gratitude envers BKL Industries et en particulier à M^r BOUKAÏLA, Imen et Hind.

Nos remerciements vont également à Melle SEBAA Amel pour son aide et son grand soutien ainsi qu'à Mme AMROUCHE.

Enfin notre sincère reconnaissance s'adresse à tous ce qui ont contribué de quelque manière que ce soit, à la réalisation de ce modeste ouvrage.

DEDICACES

Je dédie ce mémoire à toute ma famille pour leur soutien moral et en particulier ma mère pour ses encouragements durant tout mon cursus scolaire.

A mon père pour sa présence.

Mes deux soeurs pour leur appui.

A mes amis(es) dont le rôle toujours inconnu fut essentiel dans la perpétuation de ma persévérance.

Je leur demande de me pardonner les nombreuses heures où, durant tant d'années je les ai privé d'une présence qui leur revenait de droit.

Et à tous ceux qui, avec passion ont cru en moi.

Je leur dédie ce travail.

Ouis

DEDICACES

*Je dédie ce mémoire à mon très cher père,
A mon adorable mère,
A Nabila, Nabil, Adnane et Faiza,
A toute ma famille, à tous mes amis,
Et à ma chère Amel.*

Hichem

ABSTRACT

The theme which has been chosen is of great interest and processes different uses in the various fields of economic and social life of the country. As a matter of fact, refrigerators are necessary consumption products used in all houses. Moreover, this kind of household electrical goods is permanently connected. The main aim of the present work is the modification of the condenser cooling-system which will lead to a significant decrease in power consumption.

RESUME

Le thème choisi revêt un intérêt capital et possède des applications multiples dans les divers secteurs de la vie économique et sociale du pays. Le réfrigérateur n'est-il pas en effet un produit de consommation incontournable pour les ménages? Au surplus il est de constatation courante qu'il s'agit d'un appareil électroménager pratiquement branché de façon permanente. Le présent travail, sans vouloir être exhaustif, a pour axe fondamental la modification du mode de refroidissement du condenseur en vue d'aboutir à une diminution significative de l'énergie consommée.

sommaire

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبة — BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

Abréviation	
Préambule	page 01
Problématique	page 01

PREMIERE PARTIE: REFRIGERATION

CHAPITRE 1: GENERALITES

1.1. Appareils à absorption	page 02
1.2. Appareils à compression	page 02
1.3. Conception des réfrigérateurs ménagers	page 03
1.4. Cycle thermodynamique	page 05
1.5. Composants des installations frigorifiques	page 06
1.5.1. Le compresseur	page 06
1.5.2. Le condenseur	page 06
1.5.3. Le détendeur	page 07
1.5.4. L'évaporateur	page 08

CHAPITRE 2: REFROIDISSEMENT A AIR

2.1. Etude du cycle thermodynamique d'un réfrigérateur du type 350S	page 9
2.2. Calcul thermodynamique	page 9
2.2.1. Détermination des points du cycle	page 9
2.2.2. Calcul des quantités de chaleur reçue et cédée par notre système	page 11
2.3. Etude du refroidissement du condenseur à air	page 12
2.4. Rappel théorique	page 13
2.4.1. Transfert de chaleur du fluide chaud vers l'ambiance	page 13
2.4.2. Transfert de chaleur par conduction à travers la paroi	page 14
2.4.3. Transfert de chaleur de la paroi intérieure vers l'air du compartiment	page 15
2.4.4. Calcul du coefficient de transmission thermique par convection h_{ce} et h_{ci}	page 15
2.4.5. Calcul du coefficient de transmission thermique par rayonnement	page 17

2.4.6. Calcul du coefficient global de transmission de chaleur	page 18
2.5. Calcul des apports de chaleur	page 20
2.5.1. Apport de chaleur par la face 1	page 20
2.6. Calcul de la surface du condenseur	page 23
2.6.1. Calcul de la quantité de chaleur dégagée par le condenseur	page 23
2.6.2. Détermination de U_c	page 25
2.6.3. Conception du condenseur à tubes et à fils	page 25
2.6.4. Choix du compresseur	page 27

CHAPITRE 3 RÉFROIDISSEMENT A EAU

3.1. Objectif	page 29
3.2. Rappel théorique	page 31
3.2.1. Transmission de la chaleur du condenseur vers le milieu ambiant par convection naturelle	page 31
3.2.2. Transmission de la chaleur du cylindre vers l'ambiance	page 32
3.3. Conception du condenseur eau	page 36
3.4. Présentation des calculs	page 37
3.4.1. Transfert de chaleur du condenseur vers l'eau	page 37
3.4.2. Transfert de chaleur du cylindre vers l'ambiance	page 38

CHAPITRE 4 ÉVALUATION DU COUT

4.1. Détermination de la charge en fluide frigorigène	page 41
4.1. Charge en fluide frigorigène dans le condenseur refroidi à air	page 41
4.1.2. Charge en fluide frigorigène dans le condenseur refroidi à eau	page 42
4.2. Evaluation du coût et comparaisons	page 43

DEUXIEME PARTIE:

CONGELATION

CHAPITRE 5

CONGELATION

5.1. Introduction	page 45
5.2. Rappel théorique	page 48
5.2.1. Coefficient global de température	page 48
5.2.2. Calcul de la conductivité thermique K de l'isolant	page 49
5.2.3. Calcul des coefficients d'échange thermique à travers les parois	page 49
5.2.4. Apport de chaleur dû a l'entreposage des denrées	page 49
5.2.5. Calcul des apports de chaleur à travers le joint	page 50
5.3. Dimensionnement des principaux organes de l'installation frigorifique	page 50
5.3.1. Dimensionnement de l'évaporateur	page 50
5.3.2. Dimensionnement du condenseur	page 53
5.3.3. Dimensionnement du tube d'aspiration	page 55
5.3.4. Dimensionnement du tube capillaire	page 56
5.3.5. Dimensionnement de la longueur du tube du condenseur	page 57
5.3.6. Détermination du temps de marche	page 58
5.4. Détermination de la charge en fluide frigorigène	page 59
5.4.1. Quantité de fluide frigorigène dans le carter du compresseur	page 60
5.4.2. Quantité de fluide frigorigène dans le condenseur	page 61
5.4.3. Quantité de fluide frigorigène dans la tuyauterie	page 62

5.4.4. Quantité de fluide frigorigène dans l'évaporateur *page 63*

5.4.5. Quantité de fluide frigorigène dans le sécheur *page 63*

CHAPITRE 6 REFROIDISSEMENT A EAU

6.1. Objectif *page 64*

6.1.1. Surface du condenseur *page 64*

6.1.2. Conception du condenseur *page 64*

6.1.3. Calcul du coefficient de convection *page 65*

6.1.4. Calcul de la quantité de chaleur cédée vers l'ambiance *page 66*

CHAPITRE 7 INTERPRETATIONS

7.1. Détermination de la consommation annuelle *page 67*

7.2. Evolution du flux de chaleur en fonction du climat pour le condenseur refroidi à air *page 68*

7.3. Evolution du flux de chaleur en fonction du climat pour le condenseur refroidi à eau *page 69*

7.4. Détermination de la puissance effective *page 69*

CONCLUSION

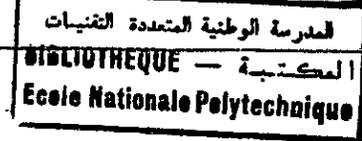
BIBLIOGRAPHIE



Notations utilisées

- β : coefficient de dilatation d'un gaz parfait (K^{-1})
- Δh : variation d'enthalpie correspondant à l'évaporateur (kJ/kg)
- ΔH : variation d'enthalpie correspondant au condenseur (kJ/kg)
- ΔP : pertes de charge dans le tube capillaire (kg/cm^3)
- ΔT : différence entre la température ambiante et celle de l'intérieur du compartiment ($^{\circ}C$)
- ΔT_e : différence de température entre la paroi extérieure et celle de l'ambiance extérieure ($^{\circ}C$)
- ΔT_i : différence de température entre la paroi intérieure et celle de l'ambiance intérieure ($^{\circ}C$)
- ϵ_i : émissivité de la surface considérée
- ϕ : flux de chaleur par rayonnement (W)
- η_{ail} : rendement de l'ailette
- η_g : rendement global
- η_i : rendement indiqué
- η_m : rendement mécanique
- η_{ail} : rendement de l'ailette
- a : coefficient thermique de l'isolant (cste)
- A : surface d'un disque (m^2)
- A_{ail} : surface globale des ailettes (m^2)
- A_c : surface du condenseur (m^2)
- A_e : surface extérieure de la paroi (m^2)
- A_g : surface globale du cylindre (m^2)
- A_i : surface intérieure de la paroi (m^2)
- A_m : surface moyenne entre deux parois (m^2)

ABREVIATION



- b : conductivité thermique de l'isolant à 0°C ($\text{W}/\text{m}^{\circ}\text{C}$)
- c_1 : chaleur massique avant congélation
- c_2 : chaleur massique après congélation
- d : diamètre extérieur du cylindre
- d_{asp} : diamètre du tube d'aspiration (m)
- d_{cap} : diamètre du tube capillaire (m)
- d_e : diamètre extérieur de l'ailette (m)
- d_i : diamètre intérieur du tube du condenseur à air (m)
- d_j : diamètre intérieur du tube du condenseur à eau (m)
- e : épaisseur de l'isolant (m)
- indice f : toutes les quantités affectées de cet indice sont calculées à T_f
- G : débit de fluide frigorigène (kg/s)
- g : accélération de la pesanteur (m/s^2)
- G_0 : masse de l'huile dans le compresseur (m)
- Gr_f : nombre de Graschhof
- Gr_f^* : nombre de Graschhof modifié
- h_{ce} : coefficient de transmission thermique par convection libre de la surface extérieure ($\text{W}/\text{m}^2^{\circ}\text{C}$)
- h_{ci} : coefficient de transmission thermique par convection libre de la surface intérieure ($\text{W}/\text{m}^2^{\circ}\text{C}$)
- h_e : coefficient de transmission thermique de la surface intérieure ($\text{W}/\text{m}^2^{\circ}\text{C}$)
- k : conductivité de l'isolant ($\text{W}/\text{m}^{\circ}\text{C}$)
- K_f : coefficient de conduction thermique ($\text{W}/\text{m}^{\circ}\text{C}$)
- L : longueur du cylindre (m)
- L_{asp} : longueur du tube d'aspiration (m)
- L_c : longueur du tube du condenseur à air (m)

ABREVIATION



- L'_c : longueur du tube du condenseur à eau (m)
- L_{cap} : longueur du tube capillaire (m)
- M : masse de viande à entreposer dans le congélateur (g)
- m_{comp} : masse de fluide frigorigène dans le carter du compresseur (g)
- m_{cond} : masse de fluide frigorigène dans le condenseur à air (g)
- m'_{cond} : masse de fluide frigorigène dans le condenseur à eau (g)
- m_{ep} : masse de fluide frigorigène dans la passe de l'évaporateur (g)
- m_{evap} : masse de fluide frigorigène dans l'évaporateur (g)
- m_{filtre} : masse de fluide frigorigène dans le filtre (g)
- m_{or} : quantité de fluide frigorigène dissout dans l'huile (g)
- m_s : quantité appropriée de fluide frigorigène à charger pour le groupe frigorifique (g)
- m_1 : masse de fluide frigorigène dans le tube d'aspiration (g)
- m_2 : masse de fluide frigorigène dans le tube capillaire (g)
- n : solubilité du R12 dans l'huile
- Nu_f : nombre de Nusselt
- P : consommation d'énergie par mois (kWh)
- P_{eff} : puissance effective (W)
- Pr_f : nombre de Prandtl
- Q : flux idéal dissipé par la surface globale (W)
- Q_{ail} : flux de chaleur réellement dissipé par les ailettes (W)
- Q_g : flux de chaleur réellement dissipé par la surface globale (W)
- Q_{g-ail} : flux de chaleur réellement dissipé par la surface mère (W)
- Q_i : apport de chaleur par chaque paroi du réfrigérateur (W)
- Q'_i : apport de chaleur par chaque paroi du congélateur (W)
- Q_T : apport de chaleur total du compartiment (W)

ABREVIATION

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
 المكتبة — BIBLIOTHEQUE
 Ecole Nationale Polytechnique

- Q_c : quantité de chaleur dégagée par le condenseur (W)
- R_{af} : nombre de Rayleigh
- Re_d : nombre de Reynolds
- T : température à l'intérieur du carter du compartiment ($^{\circ}C$)
- T_c : température de condensation ($^{\circ}C$)
- T_{ev} : température d'évaporation ($^{\circ}C$)
- T_{ext} : température de l'ambiance extérieur ($^{\circ}C$)
- T_f : température du film ($^{\circ}C$)
- T_{int} : température du compartiment de stockage ($^{\circ}C$)
- T_0 : température de congélation de la viande ($^{\circ}C$)
- T_{∞} : température ambiante ($^{\circ}C$)
- T_m : température moyenne des 2 parois extérieure et intérieure ($^{\circ}C$)
- T_p : température de la paroi ($^{\circ}C$)
- U_c : coefficient de transmission thermique du condenseur ($W/^{\circ}C$)
- U_i : coefficient global de transmission de chaleur du réfrigérateur ($W/^{\circ}C$)
- $U_{i'}$: coefficient global de transmission de chaleur du congélateur ($W/^{\circ}C$)
- V_c : valeur de calcul du compresseur (cm^3)
- V_{cond} : volume du condenseur (cm^3)
- V_{ep} : volume de l'évaporateur (cm^3)
- V_o : volume de l'huile avec le R12 dissout dans le carter (cm^3)
- V_p : volume de la passe de la canalisation (cm^3)
- W_c : travail du compresseur (W)
- x : valeur de calcul du compresseur (cm^3)
- y : taux moyen de liquide dans le condenseur.

PREAMBULE

Produire du froid c'est abaisser la température d'une enceinte ou d'un corps, c'est à dire lui enlever de la chaleur. Dans les réfrigérateurs ménagers, ce résultat est obtenu par la vaporisation d'un liquide facilement liquéfiable appelé fluide frigorigène la vaporisation est associée à l'aspiration des vapeurs émises, leur compression puis leur condensation en vue d'un nouveau cycle; la circulation du fluide frigorigène se fait ainsi dans un circuit parfaitement étanche.

Le froid produit par une machine frigorifique, c'est-à-dire la quantité de chaleur absorbée à l'intérieur de l'enceinte à refroidir, s'exprime en frigories. La frigorie (symbole fg) est la quantité de chaleur qu'il faut enlever à une masse de 1 kg d'eau à 15°C pour abaisser sa température de 1°C.

Les appareils qui assurent la conservation des denrées alimentaires par le froid offrent différentes fonctions qui sont:

- la réfrigération proprement dite, c'est-à-dire le refroidissement par un moyen artificiel, d'un produit alimentaire sans que soit atteint son point de congélation;
- la fabrication et la conservation de cubes de glace;
- la congélation ou action de soumettre au froid, pour le conserver, un produit alimentaire, en l'amenant rapidement à basse température (inférieure ou égale à -18°C) pour éviter d'en détériorer les tissus par formation de très gros cristaux de glace et pour ralentir les processus enzymatiques.

PROBLEMATIQUE

Le but de la présente étude est d'étudier le cycle frigorifique ainsi que le fonctionnement d'un réfrigérateur puis d'un congélateur conventionnel, et cela suivant deux modes de refroidissement du condenseur; l'un refroidi à l'air ambiant, et l'autre refroidi à l'eau.

Dans le cas de l'appareil dont le condenseur est refroidi à l'eau, il s'agit de proposer un éventuel modèle de conception, à partir de calculs théoriques permettant d'estimer les avantages et inconvénients d'un tel mode de refroidissement et conclure si ce refroidissement revêt un intérêt quelconque.

La production du froid peut être réalisée au moyen de deux procédés différents; nous sommes conduits à classer les appareils producteurs de froid en :

- appareils à absorption
- appareils à compression

1.1. APPAREILS A ABSORPTION

Les machines frigorifiques à absorption (figure1) sont des machines purement statiques donc parfaitement silencieuses. Le fluide frigorigène utilisé dans ces appareils est l'ammoniac obtenu directement à l'intérieur du circuit par dégazage d'une solution binaire eau-ammoniac.

Dans ces systèmes, la production du froid résulte de l'évaporation d'un fluide frigorigène liquide. Les vapeurs ainsi formées sont absorbées par un agent dit "absorbant", duquel elles sont chassées à une pression partielle de vapeur plus élevée, par chauffage, puis liquéfiées par refroidissement dans un condenseur.

Les systèmes à absorption se sont peu à peu effacés devant les systèmes à compression compte tenu des performances et de la souplesse d'utilisation de ces derniers. Quelques applications subsistent néanmoins pour des appareils de volume réduit et pour des applications bien spécifiques: chambre d'hôtel, caravaning, bureaux, véhicules routiers, camions.

1.2. APPAREILS A COMPRESSION

Dans les machines à compression (figure2), la circulation du fluide frigorigène est obtenue à l'aide d'un compresseur mécanique. Le fluide frigorigène utilisé est un dérivé chloré et fluoré du méthane: le dichlorodifluoro-méthane, plus simplement désigné par la référence R12 et communément appelé Fréon 12*

Dans ces appareils, les vapeurs de fluide frigorigène, produites dans l'évaporateur, sont aspirées au moyen des pistons du motocompresseur hermétique et refoulées dans le condenseur. Elles sont alors refroidies, par circulation d'air naturelle dans les machines desservant les armoires ménagères, par circulation d'air forcée dans les machines desservant les congélateurs et les conditionneurs d'air individuels.

*L'appellation Fréon 12 (marque commerciale déposée) est réservée aux dérivés chlorofluorés du méthane et de l'éthane fabriqués par Dupont de Nemours.

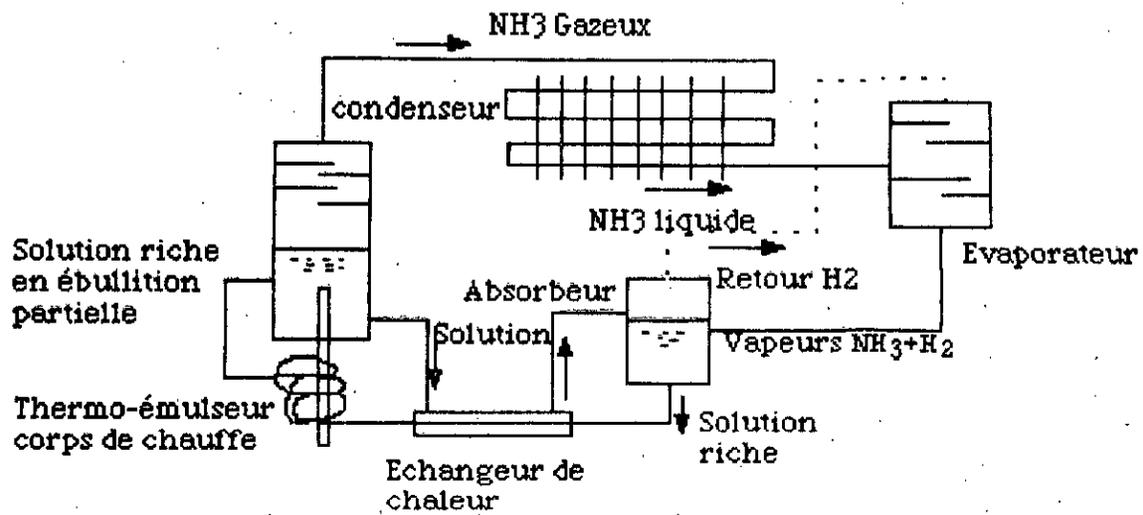


FIGURE 1 PRINCIPE D'UNE MACHINE A ABSORPTION

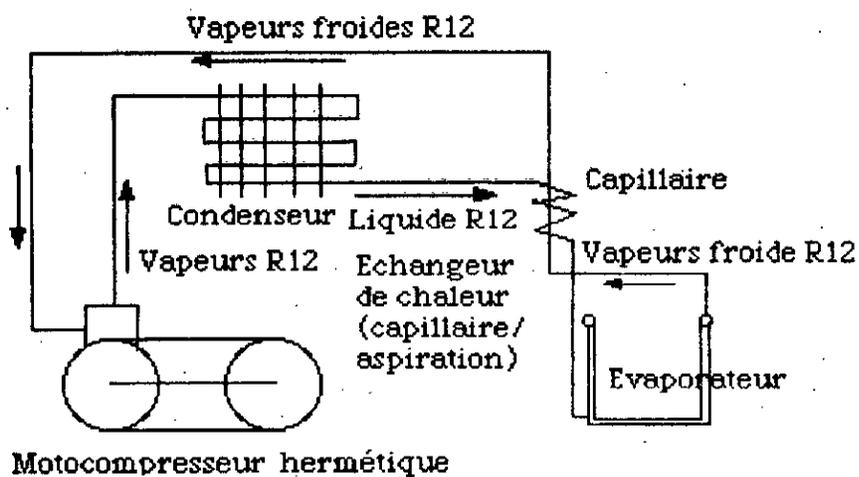


FIGURE 2 SHEMA D'UN SYSTEME FRIGORIFIQUE MENAGER A COMPRESSION

Ce refroidissement provoque leur condensation; le liquide formé est détendu dans un tube capillaire par chute de pression continue avant d'être introduit dans l'évaporateur où il se vaporise en absorbant la chaleur de l'enceinte et des denrées entreposées.

Afin de retarder la vaporisation du liquide dans le tube capillaire, celui-ci est soudé sur la tuyauterie d'aspiration et, dans l'échangeur de chaleur ainsi formé, les vapeurs froides refroidissent le liquide dont la température est plus élevée. L'ensemble ainsi décrit est appelé unité hermétique scellée.

1.3. CONCEPTION DES REFRIGERATEURS MENAGERS

Les réfrigérateurs ménagers quel que soit le type du dispositif producteur de froid dont ils sont équipés, se présentent sous la forme d'une armoire métallique divisée en deux compartiments:

- le compartiment supérieur soigneusement calorifugé qui est destiné à recevoir les denrées à conserver et l'évaporateur,
- le compartiment inférieur qui contient la machinerie à l'exception de l'évaporateur.

La porte fermant le compartiment des denrées est elle-même calorifugée; sa fermeture est parfaitement hermétique grâce à un joint d'étanchéité qui est comprimé contre le pourtour de la façade du compartiment à denrées lorsque la porte est fermée (voire figure3).

La cuve intérieure du compartiment à denrées peut être réalisée en plastique formée sous vide ou en acier émaillé vitrifié à chaud. La partie intérieure de la porte ou contre-porte est aménagée pour permettre le rangement de certaines denrées et boissons.

Le motocompresseur hermétique est monté sur des amortisseurs empêchant la transmission des vibrations. Le fonctionnement silencieux du compresseur est obtenu en disposant sur le compresseur lui même des silencieux d'aspiration et de refoulement.

La puissance électrique absorbée par les motocompresseurs est voisine de 100 à 150 Watts; elle dépend de la capacité intérieure du réfrigérateur.

Dans les appareils à absorption la puissance électrique absorbée par l'élément chauffant est plus grande, toutefois pour obtenir le label de qualité, les consommations électriques doivent rester inférieures à un maximum déterminé, fonction de la capacité brute du réfrigérateur et

3 bis

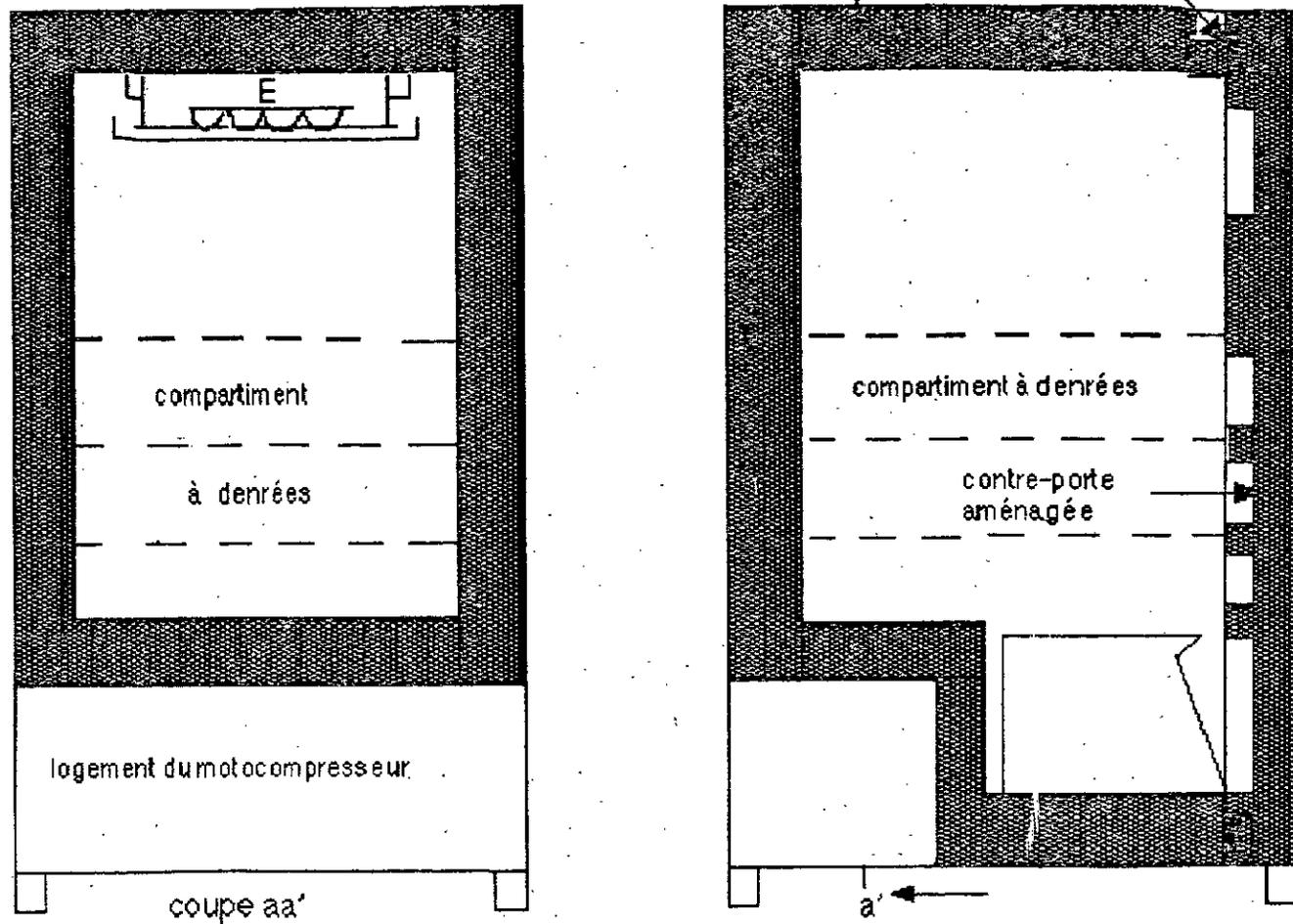


FIGURE 3

COUPES SCHEMATIQUES
D'UN REFRIGERATEUR
MENAGER A UNE TEMPERATURE

de la classe de celui-ci (climats tempérés ou climats tropicaux).
A titre indicatif, pour un réfrigérateur de 200 dm³ de volume brut, les consommations journalières maximales sont respectivement de 3200 Wh pour la classe tempérée et de 4600 Wh pour la classe tropicale.
Quel que soit le type de réfrigérateur ménager, la température intérieure est réglable au gré de l'utilisateur; elle est maintenue à la valeur désirée (entre 0 et 8°C) grâce à un thermostat qui commande le fonctionnement du groupe frigorifique. A l'intérieur du réfrigérateur le thermostat provoque la mise en marche du groupe frigorifique lorsque la température dépasse la valeur désirée, et l'arrêt lorsque la température est redescendue au niveau pré-réglé. La température intérieure reste donc comprise entre deux limites très rapprochées d'ailleurs (2°C d'écart environ).

1.4. CYCLE THERMODYNAMIQUE

En thermodynamique, on appelle cycle l'ensemble des changements d'état que subit un médium donné, par exemple un fluide frigorigène lorsque partant d'un certain état, il y revient après avoir subi une série de transformations.

Au cours de ces changements d'état, il y a variation des grandeurs que sont la température, la pression et l'enthalpie.

Toute installation frigorifique se compose de quatre éléments principaux à savoir:

- Le compresseur
- Le condenseur
- Le détendeur
- L'évaporateur

C'est dans l'évaporateur qu'a lieu le passage du fluide frigorigène de l'état liquide à l'état gazeux. Il faut qu'il y ait apport de chaleur lequel, en l'occurrence, est prélevé à l'air en contact avec l'évaporateur. Une fois la vaporisation terminée, il est possible tout simplement de rejeter le fluide frigorigène gazeux dans l'atmosphère, mais ce ne serait pas une solution très économique, et de plus une telle façon de procéder irait à l'encontre d'une politique de protection de l'environnement.

C'est pourquoi à leur sortie de l'évaporateur, les vapeurs de fluide frigorigène sont aspirées par un compresseur et envoyées dans un condenseur. Si dans ce dernier élément, on retire au fluide frigorigène la chaleur qu'il avait emmagasinée au cours de la vaporisation (enthalpie de vaporisation) ainsi que l'équivalent calorifique du travail de compression, le fluide frigorigène repasse à l'état liquide. Le phénomène de la liquéfaction étant exothermique il y a dégagement de chaleur qui est évacuée soit par de l'air soit par de l'eau.

Après avoir quitté le condenseur le fluide frigorigène liquide traverse un organe de détente puis arrive à nouveau à l'évaporateur parcourant ainsi un cycle complet.

Si l'on représente les différents changements d'état qui viennent d'être décrits, à savoir: vaporisation, compression, liquéfaction(ou condensation) et détente, dans un diagramme T.S (température/entropie) ainsi que dans un diagramme P.H (pression/enthalpie), on s'aperçoit que, quelque soit le point de départ, la ligne brisée correspondante est fermée décrivant bien un cycle. (cf. figure 4)

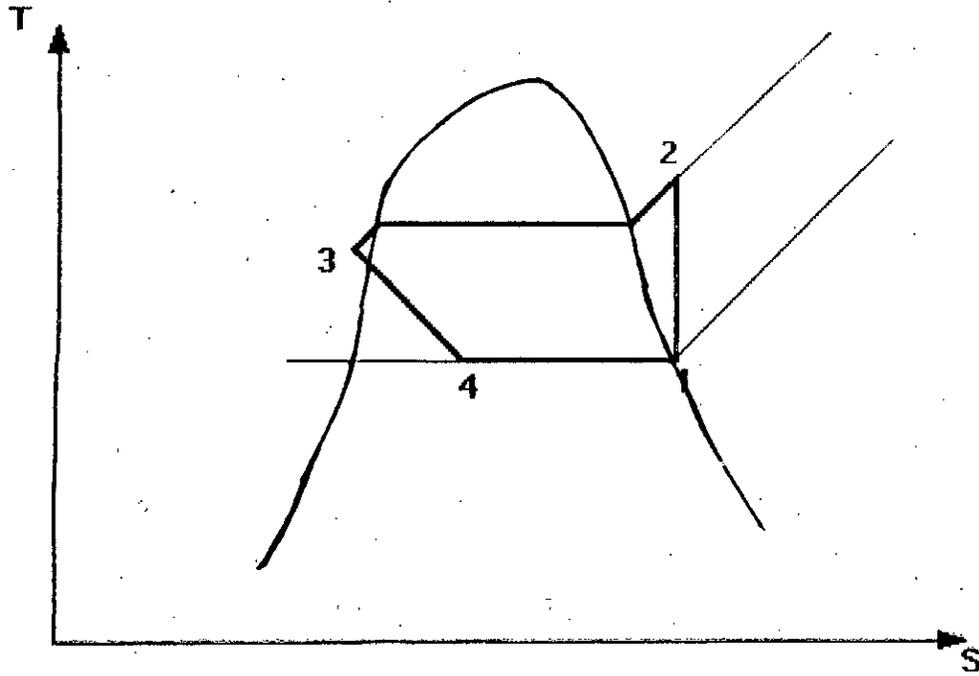


DIAGRAMME T-S D'UN CIRCUIT FRIGORIFIQUE

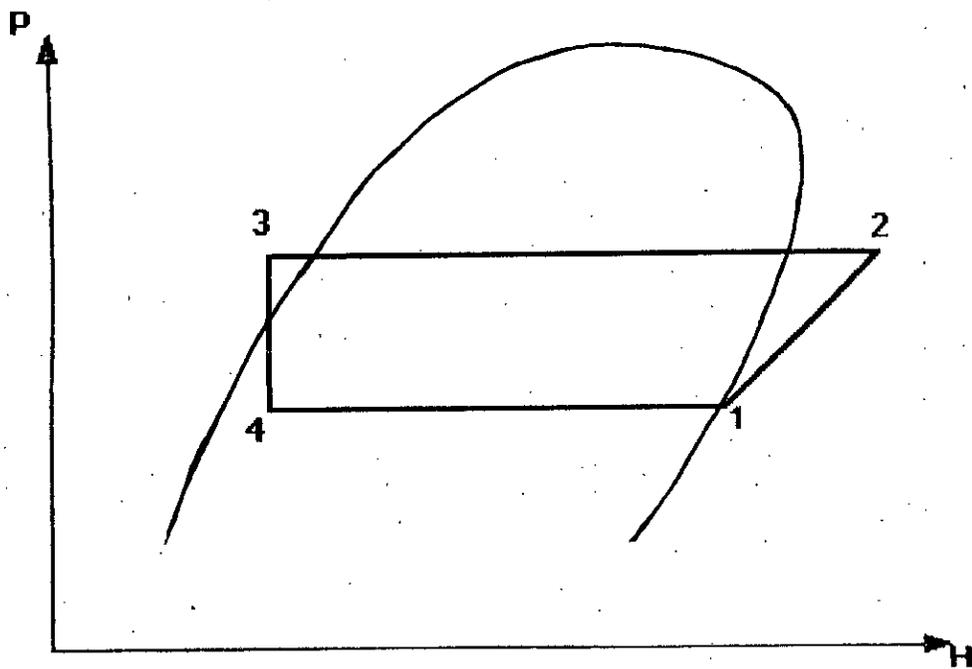


DIAGRAMME P-H

FIGURE 4

1.5. COMPOSANTS DES INSTALLATIONS FRIGORIFIQUES

1.5.1. Le compresseur

Le rôle essentiel du compresseur est de porter les vapeurs de fluide frigorigène sortant de l'évaporateur d'un bas niveau de température (et donc de pression) à un niveau de température (et donc de pression) plus élevé nécessaire pour qu'il puisse y avoir condensation, c'est-à-dire évacuation de chaleur à la température ambiante au moyen d'air ou d'eau. Ce n'est donc pas sans raison que le compresseur est considéré comme le cœur de toute installation. Du fait qu'il comporte un certain nombre de pièces mécaniques en mouvement, c'est aussi le composant le plus fragile de toute installation frigorifique.

Les compresseurs actuellement utilisés dans les industries frigorifiques sont de deux types:

a. Les compresseurs volumétriques qui comprennent notamment :

- 1 -les compresseurs alternatifs à pistons,
- 2 -les compresseurs à vis,
- 3 -les compresseurs rotatifs (ou cellulaires).

b. Les compresseurs rotodynamiques qui comprennent essentiellement: les compresseurs centrifuges (ou turbocompresseurs).

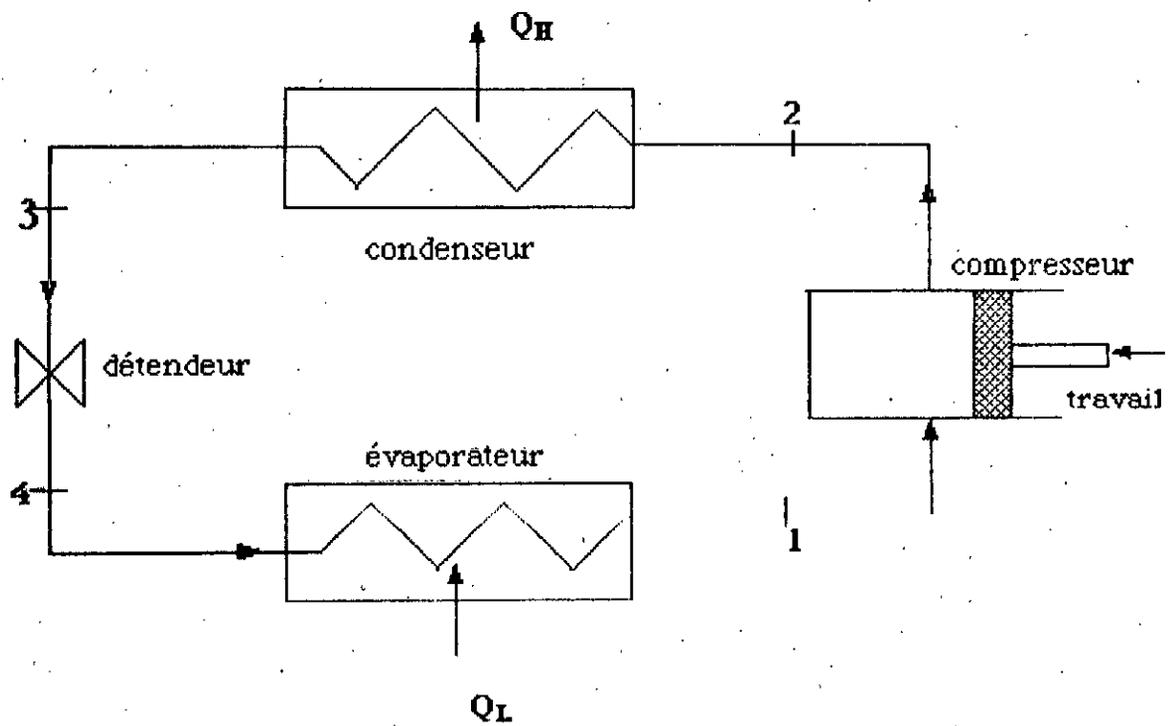
1.5.2. Le condenseur

Dans le condenseur la chaleur est transmise de la vapeur comprimée chaude du fluide frigorigène d'un agent de refroidissement, généralement de l'eau ou de l'air et, de ce fait, le fluide frigorigène se trouve liquéfié. Le même fluide peut ainsi revenir à l'évaporateur et être de nouveau utilisé de sorte que le cycle évaporation-compression-condensation peut se répéter à l'infini .

Le condenseur comporte trois zones thermiques:

-Dans la première il y a désurchauffe, c'est-à-dire évacuation non seulement d'une partie de la chaleur de surchauffe à l'évaporateur, mais également de l'équivalent thermique du travail de compression.

-Dans la seconde zone, qui constitue la partie principale du condenseur, il y a liquéfaction (condensation) du fluide frigorigène ce qui a donc pour conséquence de le faire passer de l'état gazeux à l'état liquide par



**FIGURE 4 bis : SCHEMA DE PRINCIPE D'UN
CIRCUIT FRIGORIFIQUE**

évacuation de sa chaleur latente (de condensation égale à celle de vaporisation).

-Enfin dans la troisième zone, c'est-à-dire côté sortie du compresseur, il y a sous-refroidissement du liquide, c'est-à-dire que de liquide saturant, donc en équilibre avec une bulle de vapeur ($x=0$), le fluide frigorigène passe de l'état liquide homogène à une température inférieure à la température de condensation/vaporisation.

Quelle que soit la zone du condenseur dans laquelle on se trouve, la pression reste constante et égale à la pression correspondant à la température de condensation/vaporisation.

Il existe deux principaux types de condenseurs: les condenseurs à refroidissement à air et les condenseurs à refroidissement à eau.

1.5.3. Le détendeur

Le rôle du détendeur est de régler le débit de circulation du fluide frigorigène dans le circuit: la quantité de fluide admise à l'évaporateur en un temps donné doit être exactement égale à la quantité qui peut se vaporiser et qui correspond à la chaleur absorbée. S'il en est ainsi, le détendeur assure le maintien dans l'évaporateur et dans le condenseur des pressions et températures les plus avantageuses pour l'installation considérée et pour les conditions extérieures données. Pour assurer la régulation du débit de fluide frigorigène, on peut utiliser:

1 -dans le cas des évaporateurs à détente directe, c'est-à-dire dans lesquels le fluide frigorigène se vaporise complètement lors de son parcours:

- des détendeurs à tube capillaire.
- des détendeurs thermostatiques qui peuvent être à égalisation interne de pression ou à égalisation externe de pression avec ou sans charge limitée pour cette dernière.
- des détendeurs à commandes électroniques.

2 -dans le cas d'évaporateurs noyés, c'est-à-dire dans lesquels il n'y a qu'une partie du fluide frigorigène en circulation qui se vaporise sur la surface d'échange:

- des régulateurs de niveau
- des détendeurs à flotteur

1.5.4. L'évaporateur

L'évaporateur est l'élément capital de l'installation frigorifique qui permet, grâce à la vaporisation du fluide frigorigène qui le traverse, d'absorber de la chaleur de l'enceinte de laquelle il est placé et partant de là, de refroidir.

Il consiste généralement en une tuyauterie plongée dans l'eau, la saumure, l'air, ou toute autre substance que l'on cherche à refroidir; à l'intérieur de la tuyauterie se trouve un liquide approprié (fluide frigorigène). Inversement, le fluide frigorigène peut être contenu dans un réservoir fermé (calandre), traversé par un faisceau tubulaire où circule la substance à refroidir.

Dans les deux cas le fonctionnement est le même: la température du liquide en évaporation correspond à la pression qui règne dans l'évaporateur et cette température est inférieure à celle de la substance à refroidir; celle-ci cède sa chaleur au fluide frigorigène en évaporation.

On distingue quatre types d'évaporateurs classés suivant leur application, à savoir:

- les évaporateurs refroidisseurs d'air (ambiant).
- les évaporateurs refroidisseurs de liquide.
- les évaporateurs refroidisseurs de gaz sous pression.
- les évaporateurs de liquéfaction totale ou partielle de gaz.

2.1. CYCLE THERMODYNAMIQUE D'UN REFRIGERATEUR DU TYPE 350 S

Le cycle thermodynamique d'un réfrigérateur ou cycle de réfrigération a été décrit précédemment, notamment dans les évolutions principales qui le caractérisent.

Partant de certaines températures fixées par le constructeur* concernant le réfrigérateur de type 350S, on déterminera les différents paramètres du fluide frigorigène en chacun des points du cycle. Connaissant les propriétés du réfrigérant (R12) dans ses divers états (table A.3 Van Wylen, cf annexe) et moyennant quelques interpolations, il sera alors possible de saisir les paramètres du réfrigérant.

Soient les températures suivantes fixées:

température moyenne du compartiment: -6°C

température moyenne d'évaporation: -26°C

température moyenne de condensation: 45°C

2.2. CALCUL THERMODYNAMIQUE

2.2.1. Détermination des points du cycle

Evolution (1-2)

Le réfrigérant à l'état de vapeur saturée entre dans le compresseur et subit une compression adiabatique.

Les paramètres au point 1 s'obtiennent directement des tables du fréon 12 à l'état de vapeur saturée pour une température de -26°C .

Point 1:

$$T_1 = -26^{\circ}\text{C}$$

$$P_1 = 0,119 \text{ MPa}$$

$$h_1 = 175,8968 \text{ kJ/kg}$$

$$S_1 = 0,7129 \text{ kJ/kg.K}$$

* Le réfrigérateur choisi est un modèle provenant de l'Entreprise ENIEM. L'étude théorique du cycle de réfrigération et des performances des produits proposés par l'Entreprise a été effectuée par les japonais: la Firme TOSHIBA. C'est pourquoi certaines hypothèses de base sont fixées par le constructeur

La compression adiabatique se fait de manière isentropique donc $S_1 = S_2$. Par ailleurs la pression au point 2 est égale à la pression de condensation P_c qu'il est possible de lire sur les tables pour une température de 45°C .

$$P_c = 1,0843 \text{ MPa.}$$

Point 2:

$$\begin{aligned} P_2 &= 1,0843 \text{ MPa} \\ S_2 &= 0,7129 \text{ kJ/kg.K} \\ T_2 &= 58,14^\circ\text{C} \\ h_2 &= 215,150 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Evolution (2-3)

Le fluide frigorigène, atteignant une température assez élevée ($58,14^\circ\text{C}$), va se condenser et passer de l'état de vapeur surchauffée à celui de liquide comprimé; l'évolution se faisant à pression constante. Cependant, comme il est possible de le constater sur la figure 4 il y a une légère chute de température (de 2°C) juste avant la fin du processus de liquéfaction, chute caractéristique des cycles de réfrigération. La température en fin d'évolution, soit au point 3, sera alors $T_3 = 43^\circ\text{C}$.

Point 3:

$$\begin{aligned} T_3 &= 43^\circ\text{C} \\ P_3 &= 1,0349 \text{ MPa} \\ h_3 &= 77,599 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Enfin l'évolution (3-4) est une évolution adiabatique irréversible (étranglement) et donc isenthalpique. Par ailleurs la température est de -26°C .

Les paramètres en fin de cycle sont ainsi.

Point 4:

$$\begin{aligned} T_4 &= -26^\circ\text{C} \\ P_4 &= 0,119 \text{ MPa} \\ h_4 &= 77,599 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

2.2.2. Calcul des quantités de chaleur reçue et cédée par le système.

Soit une surface de contrôle autour de l'évaporateur. D'après le premier principe de la thermodynamique il vient:

$$h_1 = \Delta h + h_4$$

$$\Delta h = h_1 - h_4$$

d'où:

$$\Delta h = 98,2978 \quad \text{kJ/kg}$$

Soit aussi une surface de contrôle autour du compresseur:

$$w_c + h_1 = h_2$$

$$w_c = h_2 - h_1$$

d'où:

$$w_c = 39,2532 \quad \text{kJ/kg}$$

Et enfin en considérant le condenseur comme surface de contrôle nous aurons:

$$h_2 = h_3 + \Delta H$$

$$\Delta H = h_2 - h_3$$

d'où:

$$\Delta H = 137,551 \quad \text{kJ/kg}$$

Nous pouvons maintenant calculer le coefficient de performance du réfrigérateur donné par la relation suivante:

$$\text{COP} = \frac{\text{ENERGIE CHERCHEE}}{\text{ENERGIE CALCULEE}}$$

$$\text{COP} = \frac{\Delta H}{w_c}$$

Le coefficient de performance n'est pas un critère utilisé par les constructeurs pour différencier les qualités de chaque réfrigérateur. C'est une grandeur thermodynamique directement liée à l'évolution du cycle de réfrigération.

La normalisation internationale a affecté un marquage aux différents compartiments à basse température en fonction des températures qui y règnent; ce marquage s'effectue par des astérisques dont le graphisme est normalisé (étoile) avec la correspondance suivante:

- *(1 étoile) la température est comprise entre -6°C et -12°C
- ** (2 étoiles) la température est comprise entre -12°C et -18°C
- *** (3 étoiles) la température est inférieure à -18°C

Il existe selon l'ENIEM, la marque 4 étoiles qui a la particularité d'atteindre une température inférieure à -18°C en moins de 12 heures. La vitesse de refroidissement intervient donc ici comme critère de performance.

2.3. ETUDE DU REFROIDISSEMENT DU CONDENSEUR A AIR

Il s'agit ici de procéder au dimensionnement du condenseur d'un réfrigérateur conventionnel, refroidi à l'air ambiant. Ce dimensionnement devra s'effectuer en marche forcée, optant ainsi pour les conditions les plus défavorables qui soient, afin d'assurer un bon fonctionnement dans la vie courante.

Le calcul théorique nécessite la connaissance des apports de chaleur des différentes parois ainsi que les températures correspondantes.

Compte tenu des conditions de calcul citées ci-dessus, les températures suivantes sont fixées:

- température de l'air ambiant: 35°C
- température moyenne dans le compartiment: -6°C
- température de condensation: 45°C
- température d'évaporation: -26°C

La détermination des apports de chaleur des différentes faces du réfrigérateur va permettre de connaître la quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur et donc la quantité de chaleur dégagée vers l'air ambiant par le condenseur (Q_c). L'objectif visé consiste à dimensionner la surface nécessaire du condenseur pour pouvoir évacuer cette chaleur.

Il est à noter que ce dimensionnement s'effectuera en court circuit; c'est-à-dire que le thermostat sera court-circuité de façon à provoquer un fonctionnement continu du compresseur.

2.4. RAPPEL THEORIQUE

L'apport de chaleur total d'un réfrigérateur est la somme de tous les apports de chaleur à travers les parois de l'armoire et du joint (voire figure5) tel que:

$$Q_T = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7 + Q_8$$

avec:
$$Q_i = U_i \Delta T \quad (2.1)$$

Q_T : apport de chaleur total du compartiment

Q_i : apport de chaleur par chaque paroi

U_i : coefficient global de transmission de chaleur ($W/^\circ C$)

ΔT : différence entre la température ambiante et celle de l'intérieur du compartiment ($^\circ C$).

$$\Delta T = T_{ext} - T_{int}$$

2.4.1 Transfert de chaleur du fluide chaud (l'air extérieur) vers la paroi extérieure du réfrigérateur

$$Q = h_e A_e (T_{ext} - T_1) \quad (W) \quad (2.2)$$

où:

h_e : coefficient de transmission thermique de la surface extérieure de la paroi ($W/m^2^\circ C$).

avec:
$$h_e = h_{ce} + h_{re}$$

h_{ce} : coefficient de transmission thermique par convection de la face extérieure ($W/m^2^\circ C$).

h_{re} : coefficient de transmission thermique par rayonnement de la face extérieure ($W/m^2^\circ C$).

T_1 : température de la surface extérieure du réfrigérateur
telle que:

$$T_1 = T_{ext} - \Delta T_e$$

T_{ext} : température de l'ambiance extérieure du réfrigérateur

ΔT_e : différence de température entre la paroi extérieure et celle de l'ambiance extérieure valant $2,5^\circ\text{C}$

A_e : surface extérieure de la paroi (m^2)

2.4.2 Transfert de chaleur par conduction à travers la paroi

$$Q = \frac{k \Lambda_m}{e} (T_1 - T_2) \quad (2.3)$$

k : coefficient de conductivité de l'isolant ($\text{w}/\text{m}^\circ\text{C}$) qui est une fonction linéaire de la température moyenne de la paroi:

$$k = aT_m + b \quad (2.4)$$

où a et b sont des constantes qui dépendent du type de l'isolant utilisé.

a : coefficient thermique de l'isolant

b : conductivité thermique de l'isolant à 0°C

Isolant	a	b
masse rigide de polyuréthane	0,00014	0,0186

T_m représente la température moyenne des deux parois extérieure et intérieure telle que:

$$T_m = \frac{(T_{ext} - \Delta T_e) + (T_{int} + \Delta T_i)}{2} \quad (2.5)$$

e : épaisseur de l'isolant (paroi).

Λ_m : surface moyenne des deux parois (m^2).

$$\Lambda_m = \frac{\Lambda_e + \Lambda_i}{2}$$

T_2 représente la température de la paroi intérieure du réfrigérateur telle que:

$$T_2 = T_{int} + \Delta T_i$$

T_{int} : température de l'ambiance intérieure du réfrigérateur

ΔT_i : différence de température entre la paroi intérieure et celle du compartiment de stockage valant $1,5^\circ\text{C}$

2.4.3. transfert de chaleur de la paroi intérieure vers l'air du compartiment

$$Q = h_i A_i (T_2 - T_{int}) \quad (2.6)$$

où:

h_i : coefficient de transmission thermique de la surface intérieure de la paroi ($\text{W}/\text{m}^2\text{C}$)

avec:

$$h_i = h_{ci} + h_{ri}$$

h_{ci} : coefficient de transmission thermique par convection de la surface intérieure vers l'air du compartiment ($\text{W}/\text{m}^2\text{C}$).

h_{ri} : coefficient de transmission thermique par rayonnement de la face intérieure ($\text{W}/\text{m}^2\text{C}$).

A_i : surface intérieure de la paroi (m^2).

2.4.4. Calcul du coefficient de transmission thermique par convection h_{ce} et h_{ci}

Le coefficient h_c est donné par la relation générale suivante :

$$h_c = \frac{K_f \cdot Nu_f}{x} \quad (2.7)$$

où:

K_f : coefficient de conduction thermique ($\text{W}/\text{m}^2\text{C}$).

x : hauteur de la paroi (m) tirée de la figure 6.

Nu_f : nombre de Nusselt .

$$\text{tel que: } Nu_f = c (Gr_f \cdot Pr_f)^m \quad (2.8)$$

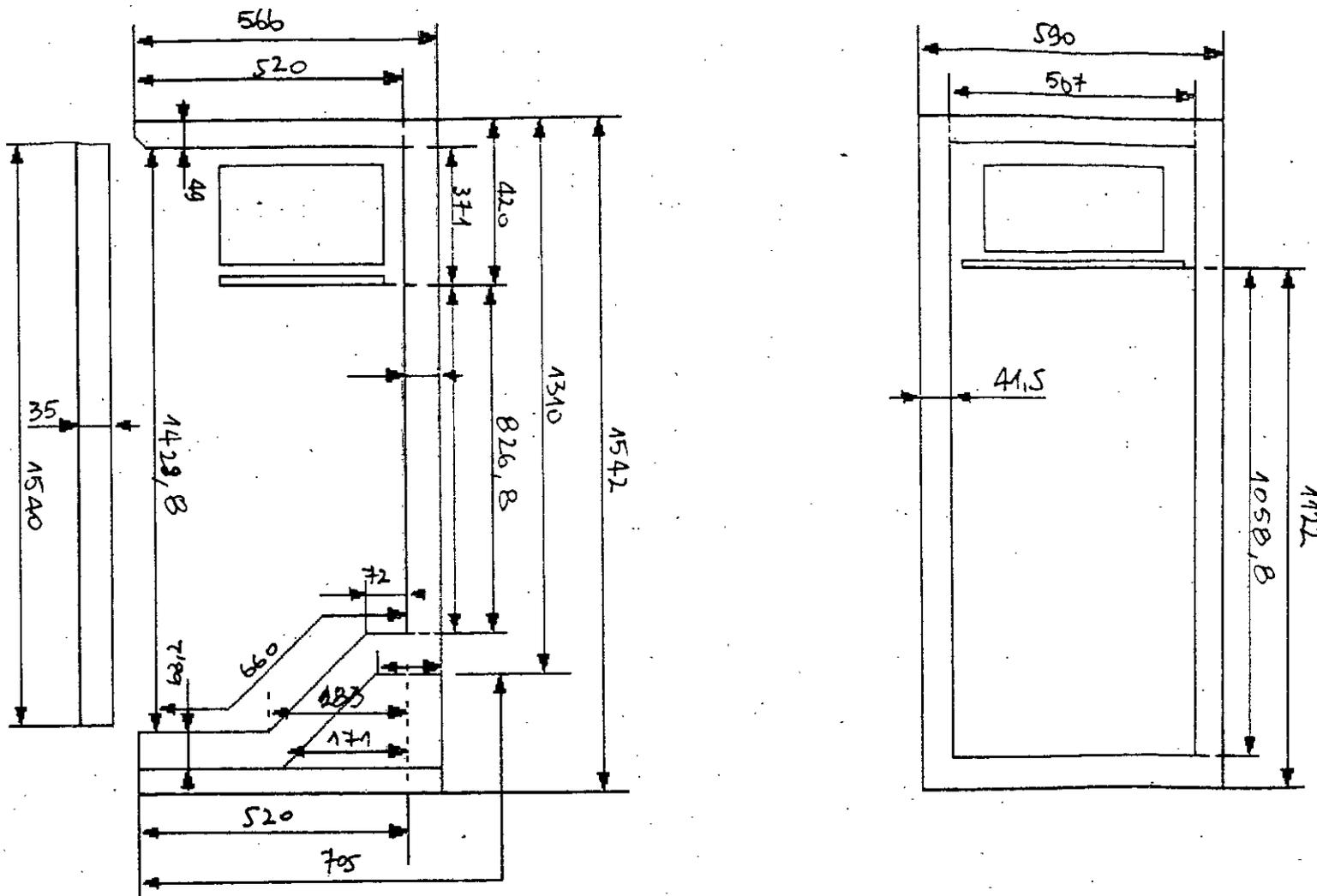


FIGURE 6

REFRIGERATEUR 350 S 
 DIMENSIONNEMENT

Gr_f : nombre de Grashoff.

Pr_f : nombre de Prandtl.

c et m : coefficients qui dépendent de la géométrie de la paroi donnée par un abaque d'après Mac Adams. La détermination de ces constantes se fera grâce au calcul du nombre de Rayleigh (Ra). Pour différents intervalles de valeur de ce nombre correspondra respectivement des valeurs pour les constantes c et m .

$$Ra_f = Pr_f \cdot Gr_f$$

avec:

$$Gr_f = \frac{g \beta \Delta T}{\nu^2} x^3 \quad (2.9)$$

g : accélération de la pesanteur (m/s^2)

β : coefficient de dilatation de l'air (K^{-1})

avec:

$$\beta = \frac{1}{T_f} \quad (2.10)$$

où:

T_f est la température d'équilibre entre la paroi et l'air ambiant (température du film).

$$T_f = \frac{T_p + T_{\infty}}{2} \quad (2.11)$$

x est la hauteur de la paroi si elle est verticale et la moyenne des longueurs si elle est horizontale.

ΔT : différence entre la température de la paroi et celle de l'air ambiant.

pour la face extérieure:

$$\Delta T = T_{ext} - T_1 = \Delta T_e = 2,5^\circ C$$

pour la face intérieure:

$$\Delta T = T_2 - T_{int} = \Delta T_i = 1,5^\circ C$$

2.4.5. Calcul du coefficient de transmission thermique par rayonnement

Le flux de chaleur par unité de surface rayonné est donné par:

$$\phi = \frac{\sigma (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1 - \epsilon_1}{\Lambda_1 \epsilon_1} + \frac{1}{\Lambda_1}} = \frac{\sigma (T_1^4 - T_2^4)}{\Lambda_1 \epsilon_1} \quad (2.12)$$

$$\phi = \Lambda_1 \epsilon_1 \sigma (T_1^4 - T_2^4) \quad (2.13)$$

Par ailleurs:

$$\phi = h_r \Lambda_1 \Delta T$$

donc:

$$h_r \Lambda_1 \Delta T = \Lambda_1 \epsilon_1 \sigma (T_1^4 - T_2^4)$$

avec:

σ : constante de Stéphan Boltzman valant: $5,669 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$

ϵ_1 0,93 (valeur fixée par le constructeur)

h_r : coefficient de transmission de chaleur par rayonnement ($\text{W/m}^2 \cdot \text{°C}$).

d'où:

$$h_r = \frac{\epsilon_1 \sigma (T_1^4 - T_2^4)}{T_1 - T_2} \quad (2.14)$$

$$h_r = 0,93 \cdot 5,669 \cdot 10^{-8} \frac{(T_1^4 - T_2^4)}{T_1 - T_2} \quad (2.15)$$

Dans le cas du rayonnement de la face extérieure de la paroi:

T_1 représente la température de la paroi extérieure.

T_2 représente la température de l'ambiance extérieure.

telles que:

$$T_2 - T_1 = 2,5 \text{°C}$$

Dans le cas du rayonnement de la face extérieure de la paroi:

T_1 : température de la paroi intérieure.

T_2 : température de l'ambiance intérieure.

avec:

$$T_1 - T_2 = 1,5^\circ\text{C}$$

2.4.6. Calcul du coefficient global de transmission de chaleur

D'après l'équation (2.2):

$$Q = h_e \Lambda_e (T_{\text{ext}} - T_1)$$

donc:

$$T_{\text{ext}} - T_1 = Q \left(\frac{1}{h_e \Lambda_e} \right) \quad (2.16)$$

D'après l'équation (2.3):

$$Q = \frac{k \Lambda_m}{e} (T_1 - T_2)$$

donc:

$$T_1 - T_2 = Q \left(\frac{e}{k \Lambda_m} \right) \quad (2.17)$$

D'après l'équation (2.6):

$$Q = h_i \Lambda_i (T_2 - T_{\text{int}})$$

donc:

$$T_2 - T_{\text{int}} = Q \left(\frac{1}{h_i \Lambda_i} \right) \quad (2.18)$$

En combinant les équations (2.16), (2.17) et (2.18) on obtient:

$$T_{\text{ext}} - T_{\text{int}} = Q \left[\frac{1}{h_e \Lambda_e} + \frac{e}{k \Lambda_m} + \frac{1}{h_i \Lambda_i} \right]$$

d'où:

$$Q = \frac{T_{\text{ext}} - T_{\text{int}}}{\left[\frac{1}{h_e A_e} + \frac{e}{k A_m} + \frac{1}{h_i A_i} \right]} = U_i (T_{\text{ext}} - T_{\text{int}})$$

En définitive nous obtenons la relation suivante pour le coefficient global de transfert de chaleur :

$$U_i = \left[\frac{1}{h_e A_e} + \frac{e}{k A_m} + \frac{1}{h_i A_i} \right]^{-1} \quad (\text{W/}^\circ\text{C}) \quad (2.19)$$

2.5. CALCUL DES APPORTS DE CHALEUR**2.5.1. Apport de chaleur par la face1** (cf. figure 5)

$$Q_1 = U_1 \Delta T$$

$$\Delta T = 35 - (-23) = 58^\circ\text{C}$$

Calcul des surfaces:

$$A_e = 0,3334 \text{ m}^2$$

$$A_i = 0,2636 \text{ m}^2$$

$$A_m = 0,2985 \text{ m}^2$$

$$e = 0,049 \text{ m}$$

$$T_m = \frac{(T_e - 2,5) + (T_i + 1,5)}{2} = \frac{(35 - 2,5) + (-23 + 1,5)}{2}$$

$$T_m = 5,5^\circ\text{C}$$

d'après l'équation (2.4): $k = aT_m + b$

avec: $a = 0,00014$ et $b = 0,0186$

d'où:

$$k = 0,01937 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

Calcul du coefficient d'échange intérieur h_i

Calcul du coefficient de convection:

$$T_p = 23 + 1,5 = 24,5^\circ\text{C} \quad \text{et} \quad T_\infty = -23^\circ\text{C}$$

$$T_f = \frac{-23 - 24,5}{2} = -23,75^\circ\text{C} \quad \text{soit} \quad 249,4 \text{ K}$$

du tableau des propriétés de l'air pour T_f on obtient:

$$\nu = 9,49 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k_f = 0,02227 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$Pr_f = 0,722$$

$$Gr_f = \frac{g\beta(T_p - T_\infty)}{\nu^2} x^3$$

$$x=0,5135 \text{ m}$$

d'où:

$$Gr_f = 8,817 \cdot 10^7$$

$$Ra_f = 6,36 \cdot 10^7$$

de la table de Mac Adams on tire:

$$c=0,15 \text{ et } m=1/3$$

$$Nu_f = 59,89$$

d'où:

$$h_{c,i} = 2,5975 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Calcul du coefficient de rayonnement:

$$T_1 = -23\text{°C} \text{ soit } 250,15 \text{ K}$$

$$T_2 = -21,5\text{°C} \text{ soit } 251,65 \text{ K}$$

D'après l'équation (2.15) nous obtenons:

$$h_{r,i} = 3,3308 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

d'où $h_i = h_{c,i} + h_{r,i}$

$$h_i = 5,9283 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Calcul du coefficient d'échange de chaleur extérieur h_e :
calcul du coefficient de convection:

$$T_p = 32,5\text{°C} \text{ et } T_\infty = 35\text{°C}$$

$$32,5 + 35$$

$$T_f = \frac{\quad}{2} = 33,75\text{°C} \text{ soit } 306,9 \text{ K}$$

2

De la table de l'air on tire les propriétés pour T_f :

$$K_f = 0,02675 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

$$v = 16,38 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Pr_f = 0,706$$

et on prend:

$$x=0,578 \text{ m}$$

d'où:

$$Gr_f=5,75 \cdot 10^7$$

$$Ra_f=4,06 \cdot 10^7$$

de la table de Mac Adams on note:

$$c=0,15 \text{ et } m=1/3$$

$$Nu_f=51,55$$

d'où:

$$h_{ce}=2,3860 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Calcul du coefficient de rayonnement

on a:

$$T_1=35\text{°C} \quad \text{soit } 308,15 \text{ K}$$

$$T_2=32,5\text{°C} \quad \text{soit } 305,65 \text{ K}$$

d'où:

$$h_{re}=6,096 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

$$h_e=h_{re}+h_{ce}$$

ainsi:

$$h_e=8,482 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Calcul de la quantité de chaleur:

$$Q_1=U_1 \Delta T$$

$$U_1 = \left[\frac{1}{h_e A_e} + \frac{e}{k A_m} + \frac{1}{h_i A_i} \right]^{-1}$$

$$U_1 = \left[\frac{1}{8,482 \cdot 0,3334} + \frac{0,049}{0,01937 \cdot 0,2985} + \frac{1}{5,9283 \cdot 0,2636} \right]^{-1}$$

$$U_1=0,1056 \text{ W/°C}$$

or: $Q_1 = U_1 \Delta T$

$$Q_1 = 6,1248 \text{ w}$$

Le calcul des apports de chaleur pour les autres faces s'effectue de façon similaire à celui présenté pour de la face 1. Ceci conduit à regrouper les différents calculs sous forme de tableau.

Par ailleurs un calcul détaillé des différents apports de chaleur figure en annexe.

Ainsi l'apport de chaleur pour l'ensemble du compartiment est:

$$Q_T = Q_1 + Q_2 + 2Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + 2Q_7 + Q_8$$

$$Q_T = 83,309 \text{ W}$$

2.6. CALCUL DE LA SURFACE DU CONDENSEUR

$$A_c = \frac{Q_c}{U_c \Delta T}$$

A_c : surface du condenseur (m^2)

ΔT : différence entre la température du fluide frigorigène dans le condenseur et l'air ambiant. ($^{\circ}C$)

U_c : coefficient de transmission thermique du condenseur par unité de surface. ($W/m^2^{\circ}C$)

Q_c : quantité de chaleur dégagée par le condenseur (W)

2.6.1. Calcul de la quantité de chaleur dégagée par le condenseur:

$$Q_c = G \cdot \Delta H$$

G: débit du fluide frigorigène (kg/s)

ΔH : variation d'enthalpie correspondant au condenseur

$$\Delta H = h_2 - h_3$$

$$\Delta H = 215,082 - 77,599 = 137,483 \text{ kj/kg}$$

or: Q_T

$$G = \frac{Q_T}{\Delta h}$$

Symbole	Face 1	Face 2	Face 3	Face 4	Face 5	Face 6	Face 7	Face 8
A_e (m ²)	0,3334	0,2478	0,2377	0,9086	0,5251	0,4160	0,5984	—
A_i (m ²)	0,2636	0,1881	0,1929	0,7249	0,4192	0,3346	0,5210	—
A_m (m ²)	0,2985	0,2180	0,2153	0,8168	0,4722	0,3753	0,5597	—
T_m (°C)	5,5	9,5	5,5	14	16,5	15	14	—
K (w/m°C)	0,01937	0,01993	0,01937	0,02056	0,02091	0,0207	0,02056	0,0697
L_e (m)	0,578	1,310	1,542	1,54	1,310	0,6475	1,542	4,1720
ΔT_e (°C)	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
L_i (m)	0,5135	0,371	0,371	1,4298	0,8268	0,5835	1,0588	—
ΔT_i (°C)	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
h_e (w/m ² °C)	8,482	8,1659	7,8015	7,8020	8,1659	7,1837	7,8015	—
h_i (w/m ² °C)	5,9283	5,8959	5,8099	5,7166	5,9605	5,0063	5,8462	—
U_i (w/°C)	0,1056	0,085	0,0878	0,405	0,1926	0,1103	0,2410	0,2908
ΔT (°C)	58	60	58	41	46	43	41	41
Q_i (w)	6,1248	5,1	5,0924 x2	16,605	8,8596	4,7429	9,881 x2	11,93
Q_T (w)	83,309							

Tableau récapitulatif des apports de chaleur

avec:

Δh : variation d'enthalpie correspondant à l'évaporateur.

$$\Delta h = h_1 - h_4$$

$$\Delta h = 175,8968 - 77,599 = 98,2978 \quad \text{kJ/kg}$$

2.6.2. Détermination de U_c :

Le coefficient de transmission thermique est donné par le constructeur, tel que sa valeur varie entre 13 et 15 $\text{W/m}^2\text{°C}$; ce qui représente la valeur du coefficient de transmission de chaleur pour le type de condenseur sans obturation à l'arrière.

On prend: $U_c = 13 \text{ W/m}^2\text{°C}$ (valeur la plus défavorable)

$$G = \frac{83,309}{98,2978}$$

$$G = 0,8475 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$$

et donc:

$$Q_c = 0,8475 \cdot 10^{-3} \cdot 103.137,483 = 116,52 \text{ W}$$

$$Q_c = 116,52 \text{ W}$$

$$\text{d'où:} \quad A_{cth} = 0,896 \text{ m}^2$$

Le condenseur à tubes et fils du compartiment de réfrigération peut être conçu de 5 à 10% plus petit que la valeur théorique.

On opte pour la valeur suivante: 7,5%

Valeur théorique du condenseur : 0,896 m^2

Valeur nominale du condenseur : 0,83 m^2

2.6.3. Conception du condenseur à tubes et à fils.

Le condenseur sera conçu tenant compte de la surface nominale déterminée précédemment.

Marche à suivre:

1-Détermination des dimensions standards du condenseur:

Cette opération consiste à pouvoir estimer le nombre d'étages du condenseur.

variables	Dimensions nominales	Remarques
Longueur du	490 mm	C'est la largeur de l'armoire moins 100mm cette largeur a été adoptée en considérant les critères suivants -le tube ne doit pas déborder des parois. -le tube ne doit pas entraver le nettoyage de l'armoire.
Espacement des tubes de part et d'autre des couches	40 mm	L'espacement est standard pour le constructeur TOSHIBA.
Nombre de fils	120	Nombre optimum déterminé suivant la largeur du tube qui est de 490mm en tenant compte des spécifications des installations de fabrication.
Diamètre du tube Diamètre du fil	4,76 mm 1,60 mm	Il s'agit de dimensions économiques.

2 - Calcul de la surface d'un étage du condenseur (ou passe)

-Surface du fil:

$$S_{fil} = \pi \cdot D_{fil} \cdot L_{fil} \cdot N$$

avec:

$$D_{fil} = 0,0016 \text{ m et } L_{fil} = 0,004 \text{ m}$$

$$N=120$$

$$\text{d'où: } S_{fil}=0,024 \text{ m}^2$$

Surface du tube:

$$S_{tub} = \pi \cdot D_{tub} \cdot L_{tub}$$

$$D_{tub} = 0,0476 \text{ m} \text{ et } L_{tub} = 0,48 \text{ m}$$

$$S_{tub} = 0,007 \text{ m}^2$$

En considérant que S_T est la surface d'un étage:

$$S_T = S_{fil} + S_{tub}$$

$$S_T = 0,031 \text{ m}^2$$

Nombre d'étages du condenseur:

$$N_b = \frac{\Lambda_{Nominal}}{S_T} = \frac{\Lambda_{c \text{ Nominal}}}{S_T}$$

Application numérique:

$$N_b = \frac{0,83}{0,031} = 26,77$$

Le nombre d'étages est donc de 26.

2.6.4. Choix du compresseur

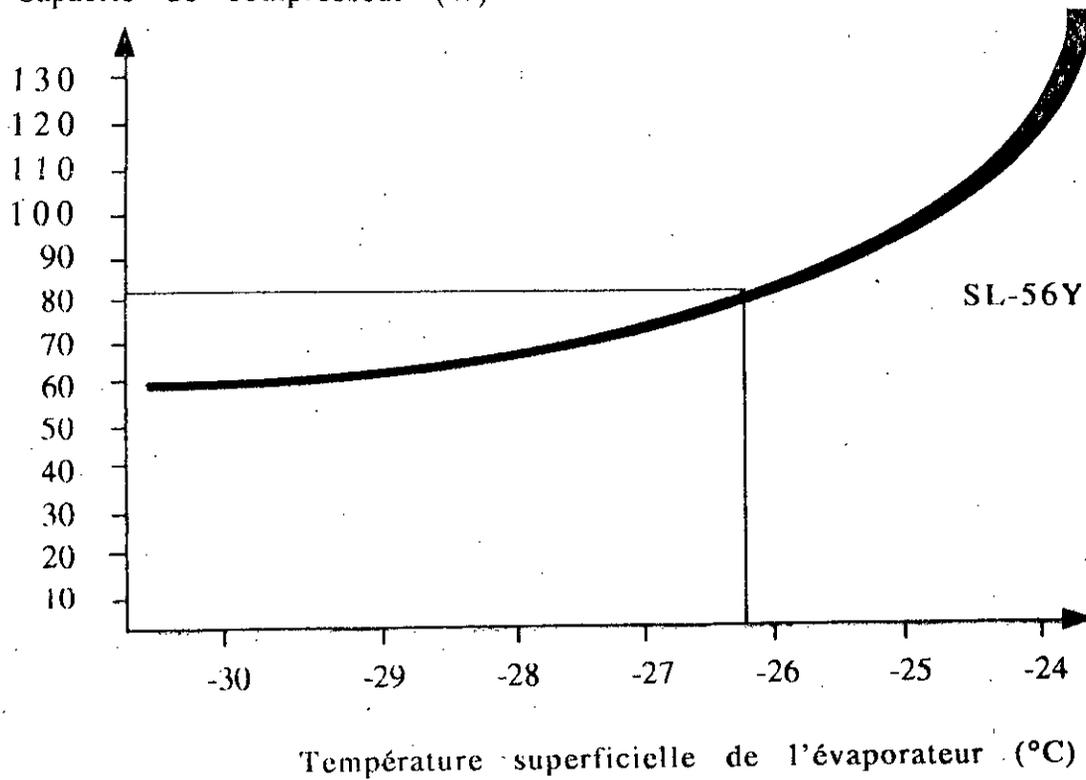
Dans le dimensionnement du réfrigérateur le choix du compresseur joue un rôle important et tient compte de la quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur et surtout de la température d'évaporation et de condensation. Pour atteindre les deux températures requises il y aura un taux de compression propre au compresseur utilisé.

Il s'agit d'un choix minutieux qui nécessite plusieurs essais.

Un graphique caractéristique du choix d'un compresseur a été présenté par l'ENIEM. Cette courbe représente la variation de la capacité du

compresseur en fonction de la température superficielle de l'évaporateur. Seul le compresseur de notre réfrigérateur étudié figurera sur ce schéma.

Capacité de compresseur (W)



caractéristique du compresseur

3.1. OBJECTIF

La performance d'un réfrigérateur est directement liée à la quantité de chaleur Q_c cédée par le condenseur, ainsi qu'au travail fourni par le compresseur.

C'est pourquoi, l'objectif est de tenter d'améliorer l'évacuation de cette quantité de chaleur afin de bénéficier d'un meilleur fonctionnement. L'air sera remplacé par de l'eau. Une nouvelle conception sera proposée pour assurer ce mode de refroidissement comportant un intérêt indéniable du point de vue économique.

Il sera en effet enregistré un gain consécutif à l'évacuation plus rapide de la quantité de chaleur cédée par le condenseur à air. Ce constat s'explique par le fait que l'eau est un meilleur conducteur thermique. Compte tenu des relations empiriques existantes, la surface d'échange de chaleur diminuera. En d'autres termes la surface du condenseur sera réduite de manière considérable.

Choix et conception du bac d'eau du condenseur.

Pour des raisons de commodité, le bac rempli d'eau sera logé à l'arrière du réfrigérateur, au même endroit où se trouve le compresseur. Pour bénéficier d'un maximum d'espace le compresseur sera décalé vers l'un des côtés, opération ne posant aucun problème.

Le bac est un cylindre. Ce choix s'inscrit dans le cadre de la recherche d'une conception la moins contraignante possible et la plus esthétique qui soit.

Compte tenu de l'espace disponible à l'arrière du réfrigérateur, les dimensions du cylindre sont les suivantes:

Longueur $L=0,56m$

Diamètre $D=0,12m$

Pour améliorer l'échange de chaleur entre le cylindre et le milieu ambiant, on disposera des ailettes sur toute la surface du cylindre. Le matériau constitutif du cylindre et des ailettes est du cuivre, très bon conducteur.

Pour éviter la surchauffe de la partie basse du réfrigérateur, où se trouvent le compresseur et le cylindre, il est utile de dégager les côtés délimitant l'espace vide, en supprimant la tôle. Cela permettra un

meilleur dégagement de la chaleur, et surtout, évitera au compresseur de trop chauffer.

Certains apports de chaleur seront légèrement modifiés, sachant que certaines conditions, telles que les températures subiront des changements.

Les résultats obtenus sont les suivants: (voire annexe)

$Q_2=4,6$ W Seules les faces 2, 5 et 6 ont subit des changements.

$Q_5=7,769$ W

$Q_6=4,492$ W

D'où le nouvel apport de chaleur sur l'ensemble du compartiment est:

$$Q_r = \sum Q_i$$

$$| Q_r = 81,468 \text{ W} |$$

Calcul de Q_c

$$\Delta H = 137,483 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta h = 98,2978 \text{ kJ/kg}$$

$$G = 0,8287 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$$

et alors:

$$| Q_c = 113,94 \text{ W} |$$

3.2. RAPPEL THEORIQUE

La condensation se fait à température constante et, toujours en régime forcé nous cherchons à établir l'équilibre entre la chaleur évacuée par la plaque du condenseur vers l'eau et le transfert de chaleur du cylindre ailetés vers l'environnement.

3.2.1. Transmission de chaleur par convection naturelle du condenseur vers l'eau.

On utilise la relation empirique:

$$Nu_f = c(Gr_f \cdot Pr_f)^m$$

où:

$$Gr_f = \frac{g\beta(T_m - T_\infty)}{\nu^2} x^3$$

on pose:

$$Gr_f^* = \frac{g\beta}{\nu^2} \quad (3.1)$$

qui est déterminé par lecture sur la table de l'eau à la température:

$$T_f = \frac{T_m + T_\infty}{2}$$

$$T_m = T_c = 45^\circ\text{C}$$

T_∞ : température de l'eau qui nous permet d'avoir l'équilibre

$$Gr_f = Gr_f^* (T_m - T_\infty) x^3 \quad (3.2)$$

x : hauteur de la plaque considérée.

Les valeurs de c et m sont déterminées à partir des tables de Mac Adams.

$$\text{d'où} \quad h_f = \frac{Nu_f \cdot K_f}{x}$$

où:

h_f : coefficient de convection libre

3.2.2. Transmission de chaleur du cylindre vers l'ambiance.

A. Surface ailetée.

Pour le flux dissipé par la surface globale A_g :

$$Q_g = \eta_g \cdot h \cdot A_g \cdot (T_0 - T_\infty) \quad (3.3)$$

où:

Q_g : flux de chaleur réellement dissipé vers le milieu ambiant par la surface globale.

η_g : le rendement global

A_g : la surface d'échange

$$Q_g = Q_{a\ i l} + Q_{g - a\ i l} \quad (3.4)$$

où l'indice (g-a il) représente la partie de la paroi non recouverte d'ailettes.

T_0 : température de la base

T_∞ : température de l'ambiance

d'où:

$$Q_{a\ i l} = h \cdot A_{a\ i l} \cdot (T_0 - T_\infty) \cdot \eta_{a\ i l} \quad (3.5)$$

et:

$$Q_{g - a\ i l} = h \cdot (A_g - A_{a\ i l}) \cdot (T_0 - T_\infty) \quad (3.6)$$

$\eta_{a\ i l}$: rendement de l'ailette

h : coefficient d'échange

On définit le flux idéal Q qui serait dissipé par la surface globale si elle est uniforme à T_0 .

$$Q = h A_g (T_0 - T_\infty) \quad (3.7)$$

d'où:

$$\eta_g = \frac{Q_g}{Q} = \frac{A_g - A_{a\ i l} + A_{a\ i l} \cdot \eta_{a\ i l}}{A_g}$$

$$\eta_g = 1 - \frac{A_{ail}}{A_g} (1 - \eta_{ail})$$

-Détermination du nombre d'ailettes, de A_g et de A_{ail} connaissant la longueur du cylindre L

on prend:

-l'épaisseur de l'ailette: $2 \cdot 10^{-3}$ m

-l'espacement entre deux ailettes: $4 \cdot 10^{-3}$ m

on aura:

$$n = \frac{L}{2 \cdot 10^{-3} + 4 \cdot 10^{-3}} \quad (3.8)$$

n : nombre d'ailettes

l : la largeur de l'ailette valant $15 \cdot 10^{-3}$ m

on aura: $d_e = d + 2 \cdot l$

avec:

d : diamètre du cylindre

d_e : diamètre extérieur de l'ailette

$$\Lambda_{ail} = (\pi / 4 \cdot (d_e^2 - d^2) \cdot 2 + \pi d_e \cdot 2 \cdot 10^{-3}) \cdot n \quad (3.9)$$

Le nombre d'ailettes calculées à l'aide de la formule précédente n'est généralement pas un nombre entier. C'est pourquoi il nous faut tenir compte du surplus de matière (e).

nous pouvons ainsi déterminer la quantité suivante:

$$\Lambda_g - \Lambda_{ail} = 4 \cdot 10^{-3} \cdot \pi \cdot d \cdot n + \pi \cdot d \cdot e \quad (3.10)$$

B. Flux de chaleur dissipé par les deux disques.

$$Q = 2h \cdot A \cdot (T_m - T_\infty) \quad (3.11)$$

T_m : température de la surface du cylindre.

A : surface d'un disque.

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

h: coefficient d'échange de chaleur.

Calcul du coefficient d'échange par convection libre:

On applique la relation empirique en convection naturelle:

$$Nuf = c(Grf \cdot Prf)^m$$

où:

$$Grf = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_m - T_\infty)}{\nu^2} x^3$$

Toutes les constantes sont prises à T_f .

c et m sont des constantes obtenues des tables de Mac Adams dans le cas de la convection naturelle pour des plans verticaux.

x représente le diamètre d pour un cylindre horizontal et le diamètre d pour un disque.

$$h_c = \frac{Nuf \cdot K_f}{d}$$

Calcul du coefficient de rayonnement

$$h_r = 0,93 \cdot 5,669 \cdot 10^{-8} \frac{T_1^4 - T_2^4}{T_1 - T_2}$$

T_1 : température du cylindre.

T_2 : température de l'air ambiant.

Le calcul fondamental est la détermination de la surface du condenseur. A partir de là il sera possible de proposer un système de refroidissement et de procéder aux calculs nécessaires pour étudier les échanges de chaleur avec l'eau et le milieu ambiant.

L'hypothèse de base réside dans le fait que les conditions initiales prévalant pour le refroidissement à air maintenues.

Ainsi la température du condenseur est de 45°C. La température du milieu avec lequel s'effectue l'échange de chaleur, ici l'eau, est à 35°C.

Enfin, compte tenu des considérations ci-dessus, il faudra évacuer la même quantité de chaleur que dans le cas de l'air (avec les petites modifications apportées au flux de chaleur total).

Les propriétés de l'eau sont tirées de la table (A-3:propriétés physiques de l'eau; F.KREITH) à la température d'équilibre $T=40^{\circ}\text{C}$.

$$K_f=0,633 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$$

$$Pr_f=4,33$$

$$Gr_f^*=3,65 \cdot 10^{10}$$

d'où:

$$Gr_f=3,65 \cdot 10^{10} \cdot x^3 \cdot 10=1,58 \cdot 10^9$$

$$Nu_f=Gr_f \cdot Pr_f=116,48$$

$$h=737,33 \text{ W/m}^2\text{C}$$

Comme: $Q=113,94 \text{ W}$

nous avons: $Q=hA\Delta T$

donc:

$$Q$$

$$A=$$

$$h\Delta T$$

Pour pouvoir déterminer la surface du condenseur nécessaire à l'évacuation de la chaleur il faut choisir une valeur pour x (hauteur de la plaque). Le diamètre du cylindre étant de 12 cm, on choisit $x=10$ cm.

Il en résulte alors une surface d'échange d'une valeur de 154,53 cm² et ainsi une longueur d'environ 8 cm.

Toutefois pour avoir un maximum d'échange le choix portera sur une plaque de condenseur 54 cm de longueur, choix lié à l'élévation de la température de l'eau. Sachant que la température maximale du

condenseur n'exède pas 45°C, l'équilibre atteint sera de 43°C.

Une plus grande surface du condenseur s'impose pour assurer l'échange de chaleur.

3.3. CONCEPTION DU CONDENSEUR A EAU.

En raison de la surface réduite du condenseur refroidi à eau, nous proposons un condenseur sous forme de plaque similaire à celle de l'évaporateur. Dans ce qui suit il sera décrit la procédure permettant d'obtenir cette plaque.

Les dimensions de la plaque connues il restera à déterminer celles du circuit emprunté par le fréon 12 (voire figure 7).

La plaque en question est fabriquée à partir de feuilles d'aluminium suivant le procédé de Roll-Bond qui peut être résumé ainsi:

Sur une plaque de métal dont la surface a été préalablement préparée, on pose au moyen d'un écran spécial une pâte anti-adhésive selon un tracé établi en fonction des dimensions définitives du circuit frigorifique.

Une tôle identique à la première vient recouvrir le tracé qui se trouve ainsi pris en sandwich; l'ensemble est ensuite laminé à chaud puis à froid, ce qui provoque la soudure moléculaire des métaux des deux tôles, sauf dans les zones séparées par la pâte anti-adhésive.

On obtient ainsi un panneau de métal homogène comportant intérieurement un tracé non soudé au dessin exact du circuit désiré.

Après traitement thermique, le circuit est gonflé sous pression hydraulique, le panneau étant placé entre les plateaux d'une presse afin de limiter l'expansion du métal.

Celui-ci est ensuite protégé par oxydation anodique des surfaces. Celles-ci sont réalisées en soudant bout à bout par étincelage un tube d'aluminium et un tube de cuivre.

Pour des raisons de commodité économique et de fabrication, on a opté pour un diamètre intérieur d_i de 4 mm et un diamètre extérieur d_e de 6 mm.

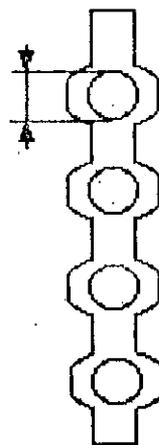
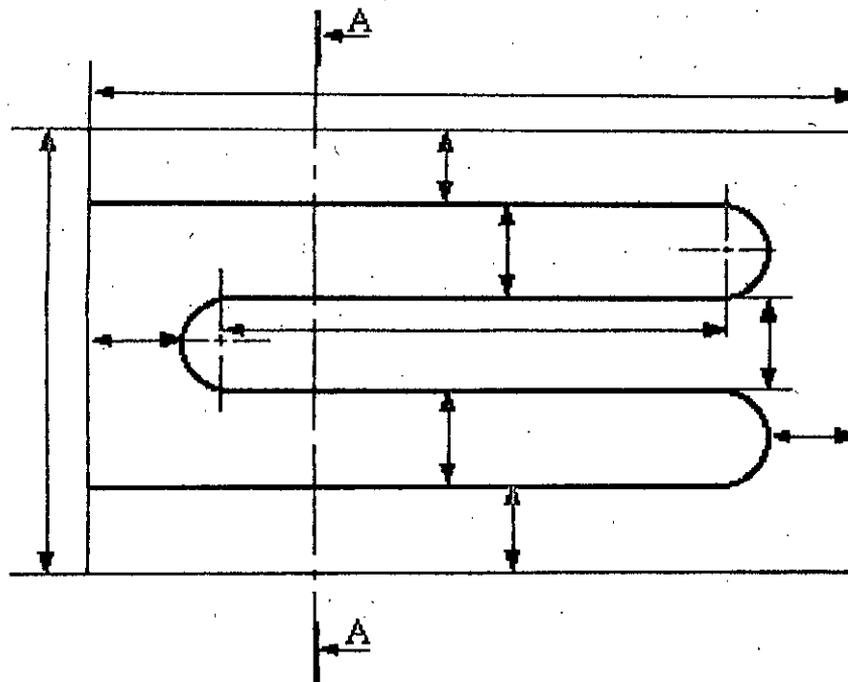
La longueur du circuit est alors:

$$L = 2l_p + (3/2)C + 2(l_p + r + 20)$$

d'où: $L = 485 \times 2 + 3(0,5\pi \cdot 15) + 2(485 + 7,5 + 20)$

$L = 2065 \text{ mm}$

VUE DE FACE



COUPE A-A

FIGURE 7 PLAQUE DU CONDENSEUR A EAU

3.4. PRESENTATION DES CALCULS

Il s'agit de voir si les calculs effectués permettent de conclure que le système de refroidissement convient et respecte l'équilibre des échanges de chaleur entre la plaque du condenseur et l'eau, d'une part, et du cylindre et de l'air ambiant, d'autre part.

Si l'équilibre existe, c'est-à-dire si le système évacue entièrement la chaleur qui a été absorbée par l'eau vers l'ambiance, on peut considérer que le refroidissement à eau remplit toutes les conditions.

3.4.1. Transfert de chaleur du condenseur vers l'eau

Conditions initiales :

$$T_c = 45^\circ\text{C}$$

$$T_e = 43^\circ\text{C}$$

$$T_f = 44^\circ\text{C}$$

Les propriétés de l'eau à T_f sont :

$$Pr_f = 3,9917$$

$$Gr_f^* = 4,2743 \cdot 10^{10}$$

$$K_f = 0,6378 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

Les dimensions du cylindre compte tenu de l'espace disponible à l'arrière du réfrigérateur sont:

$$\text{Longueur: } 0,56\text{m}$$

$$\text{Diamètre: } 0,12\text{m avec l'épaisseur de la tôle } 2 \text{ mm}$$

$$\text{Diamètre avec ailette : } 0,15 \text{ m}$$

à $T_f = 44^\circ\text{C}$ les propriétés de l'eau sont:

$$Gr_f = 8,5486 \cdot 10^7$$

$$Ra_f = 3,4 \cdot 10^8$$

$$Nu_f = 80,2$$

ainsi:

$$h = 511,52 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

et donc:

$$Q = 110,5 \text{ W}$$

3.4.2. Transfert de chaleur du cylindre vers l'ambiance.Dimensions de l'ailette. (figure 7bis).

Il s'agit d'ailettes circulaires ayant les caractéristiques suivantes:

épaisseur: 2 mm

hauteur: 15 mm

distance entre deux ailettes: 4 mm

nombre: 93

Calcul du coefficient d'échange par convection libre:

$$T_1 = 43^\circ\text{C}$$

$$T_\infty = 35^\circ\text{C}$$

$$T_f = 39^\circ\text{C} \quad \text{soit} \quad 312,15 \text{ K}$$

$$\nu = 16,91 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$K_f = 0,02716 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$Pr_f = 0,705$$

d'où:

$$Gr_f = 1,5 \cdot 10^6$$

$$Ra_f = 1,06 \cdot 10^6$$

$$Nu_f = 17,01$$

$$h_{ce} = 3,859 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

Calcul du coefficient d'échange par rayonnement:

$$T_1 = 43^\circ\text{C}$$

$$T_\infty = 35^\circ\text{C}$$

$$h_{re} = 6,415 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

donc:

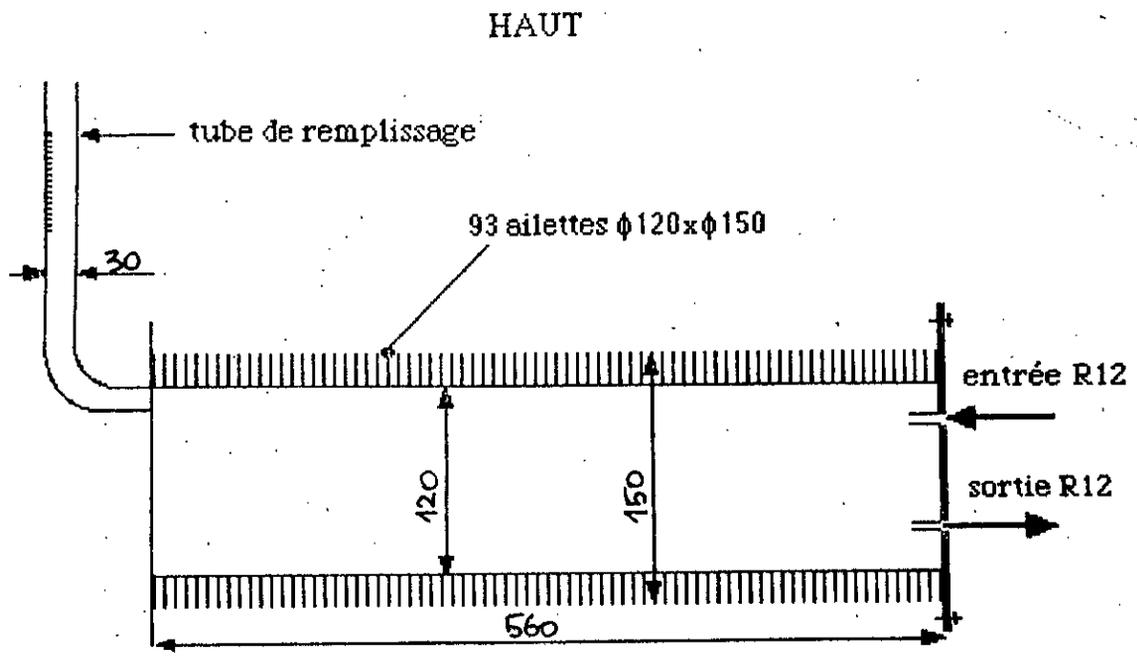
$$h_e = 10,274 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

Détermination du flux de chaleur:

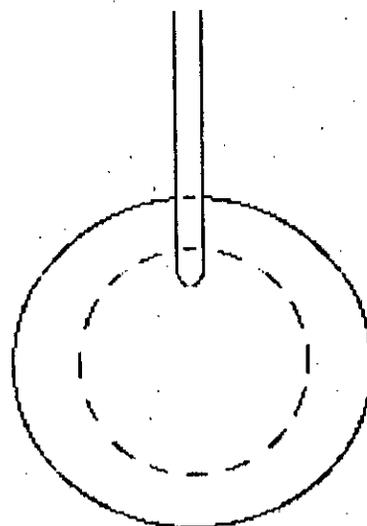
$$A_{ail} = 1,271 \text{ m}^2$$

$$A_g - A_{ail} = 0,141 \text{ m}^2$$

$$Q' = 116,1 \text{ W}$$



VUE DE FACE



VUE DE GAUCHE

FIGURE 7bis CYLINDRE A AILETTES

Flux de chaleur à travers les deux cotés du cylindre:

$$h_c = 4,285 \quad \text{W/m}^2\text{°C}$$

$$h_r = 6,415 \quad \text{W/m}^2\text{°C}$$

$$h = 10,7 \quad \text{W/m}^2\text{°C}$$

ainsi:

$$Q'' = 0,968 \quad \text{W}$$

$$Q_{Tc} = Q' + 2Q''$$

et enfin:

$$Q_{Tc} = 118,04 \quad \text{w}$$

L'échange de chaleur avec l'extérieur est satisfaisant. Les conditions dans lesquelles est soumis le système permettent à l'eau d'évacuer la quantité de chaleur cédée par le condenseur.

Les résultats obtenus montrent que la quantité de chaleur évacuée vers l'ambiance est légèrement supérieure à celle cédée par la plaque. L'un des inconvénients de ce mode de refroidissement est l'évolution de la température de l'eau au fil du temps. Le système ainsi conçu ne prévoit ni de renouvellement de l'eau ni de système de refroidissement forcé. C'est pourquoi il est important de connaître la manière avec laquelle cette température évoluera. L'équilibre est atteint pour une valeur de 43°C (calcul effectué précédemment).

Il est important de préciser que pour tenter d'éviter que le système soit totalement fermé une conduite dérivant du cylindre a été prévue (cf figure 6bis), ouverte à son extrémité et permettant ainsi un échange de chaleur par évaporation. Toutefois cette ouverture est peu importante et la quantité d'eau s'évaporant est minime.

Aussi il a été réalisée une expérience avec un échangeur de chaleur pour tenter de suivre l'évolution d'une eau maintenue constante à 45°C.

L'échangeur est équipé d'un bac contenant de l'eau, qui a pour dimensions:

Hauteur: 17,5 cm

Longueur: 50 cm

Largeur: 30 cm

Le niveau d'eau à l'intérieur du bac est de 9 cm. Il contient donc $9 \times 50 \times 30 = 13500 \text{ cm}^3$ ou encore 13 litres. En maintenant cette température constante durant 50 minutes et en découvrant le bac du

tiers de sa surface il a été enregistré une évaporation qui permet de noter une diminution du niveau d'eau de 1 mm.

Ainsi, dans ces conditions, l'évaporation pour une température voisine de 44°C est estimée à: 0,15 litres après 50 minutes soit 0,912 litres après 5 h et 4 mn.

Enfin en une semaine; et sachant que le bac est maintenu chaque jour à 44°C pendant 5 heures, la quantité d'eau évaporée est de 6,38 litres.

L'analogie avec le système étudié est que le compresseur du réfrigérateur fonctionne pendant 5 h 4 mn chaque jour. Durant la marche la température de l'eau s'équilibre aux alentours de 43°C. Par contre la surface libre permettant l'évaporation est nettement plus réduite. En effet la conduite laissant l'eau s'évaporer à un diamètre de 3 cm. L'évaporation d'un liquide étant proportionnelle à la surface libre de ce liquide pouvant s'évaporer une évaluation approximative peut être effectuée dans le cas qui nous préoccupe.

La surface de la conduite exposée à l'air ambiant est de: 3,14 cm². Celle du bac considéré est de $50 \times 30 \times (2/3) = 1000$ cm². Avec un rapport de proportionnalité la quantité d'eau s'évaporant par semaine est de l'ordre de 45 ml (0,045 litres).

Il est clair que les conditions dans lesquelles l'expérience a été effectuée diffèrent du cas examiné. En effet la température de la pièce où se trouve l'échangeur est de 23°C. De plus le bac contenant la masse d'eau est un parallélépipède contrairement à notre cylindre.

Il n'en demeure pas moins que les résultats obtenus sont intéressants et se rapproche du système considéré.

En résumé les calculs confirment que le refroidissement à l'eau d'un condenseur d'un réfrigérateur est envisageable. Mieux, ce refroidissement permet un gain en énergie conséquent.

L'expérience menée à l'aide d'un échangeur apporte quelques informations sur l'évolution de l'eau contenue dans le cylindre et permet de mieux interpréter les résultats obtenus.

Il serait judicieux de prévoir un trou d'évacuation de l'eau dans le bas du cylindre en cas de surchauffe du système. Il serait alors possible de renouveler l'eau au grès de l'utilisateur.

4.1. DETERMINATION DE LA CHARGE EN FLUIDE FRIGORIGENE.

La détermination de cette charge se fait expérimentalement ou par calcul. La valeur expérimentale détenue par l'ENIEM a été prise en considération et intégrée dans les calculs.

Cette valeur est de 180 g pour le cas du 350 L. (condenseur refroidi à l'air). La précision de cette valeur est de + ou -10 g.

a partir de cette valeur, il est possible de déterminer la charge en fluide frigorigène dans le cas d'un réfrigérateur refroidi à l'eau.

La marche à suivre est la suivante:

Dans le circuit du réfrigérateur seul le condenseur est modifié. Les autres organes restent inchangés. Il est donc logique de déterminer la charge en fluide frigorigène dans les deux condenseurs et d'opérer la différence des quantités.

4.1.1. Charge de fluide frigorigène dans le condenseur refroidi à l'air:

on a: $m_{cond} = \rho_c \cdot V_{cond}$

$$\rho_c = y \cdot \rho_e + (1-y) \cdot \rho_g$$

tel que:

$y=0,16$ où y représente le taux moyen deliquide dans le condenseur.

ρ_e : masse volumique à l'état liquide de fréon 12 à la température de condensation.

ρ_g : masse volumique à l'état vapeur du fréon 12 à la température de condensation.

Ces valeurs sont déterminées grâce aux tables de Fréon 12:

$$\rho_e = 1,237 \text{ g/cm}^3$$

$$\rho_g = 0,062 \text{ g/cm}^3$$

$$V_{cond} = L_c \cdot \pi d_i^2 / 4$$

avec:

$$d_i = 3,76 \text{ mm}$$

$$L_c = 13,515 \text{ m}$$

$$V_{\text{cond}} = \pi/4 \cdot (0,376)^2 \cdot 1351,5 = 150,06 \text{ cm}^3$$

et:

$$\rho_c = 0,16 \cdot 1,237 + (1 - 0,16) \cdot 0,062$$

$$\rho_c = 0,25 \text{ g/cm}^3$$

ainsi:

$$m_{\text{cond}} = 37,52 \text{ g}$$

4.1.2. Charge en fluide frigorigène dans le condenseur refroidi à eau.

$$m'_{\text{cond}} = \rho_c \cdot V'_{\text{cond}}$$

avec:

$$\rho_c = 0,25 \text{ g/cm}^3$$

$$V'_{\text{cond}} = L'_c \cdot \pi d'_i{}^2 / 4$$

où:

$$d'_i = 4 \text{ mm}$$

$$L'_c = 2,065$$

donc:

$$V'_{\text{cond}} = 2,065 \cdot \pi (0,4)^2 / 4 = 25,95 \text{ cm}^3$$

et ainsi:

$$m'_{\text{cond}} = 6,48 \text{ g}$$

En soustrayant la valeur de la charge dans le condenseur à air de celle de la charge totale dans le 350 L et en rajoutant celle calculée pour le condenseur refroidi à l'eau on obtient la masse totale de fluide frigorigène contenue dans le circuit frigorifique. Cette valeur est de 149 g.

La détermination de cette quantité a pour but de connaître le temps de marche du compresseur. Les débits massiques connus il est possible de calculer le temps durant lequel sera évacuée la quantité de chaleur Q_c . Dans le cas du réfrigérateur ménager il a été déterminé le temps de marche du compresseur dans le cas le plus défavorable, c'est-à-dire en majorant le plus possible. On obtient un temps de marche voisin de 6 heures par jour.

Le débit massique est $G = 0,8475 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$.

Avec une masse totale de 180 g, il faudra 212 secondes pour parcourir un cycle. $(180 \cdot 10^{-3} / 0,8475 \cdot 10^{-3})$.

Le nombre de cycles ainsi effectués dans une journée est de:

$$N = \frac{6 \times 3600}{212} = 102 \text{ cycles.}$$

Dans le cas du condenseur refroidi à l'eau, le temps d'un cycle est de l'ordre de 179 secondes. $(149 / 0,8287)$

En considérant que le même nombre de cycles est à effectuer pour évacuer la même quantité de chaleur, il faudra alors, compte tenu du débit massique de $0,8287 \cdot 10^{-3}$ kg/s, 18258 secondes soit: 5 heures 4 minutes et 18 secondes.

Ainsi la première constatation qui découle de ces résultats est que pour le cas d'un refroidissement à eau le compresseur fonctionne moins que pour celui d'un refroidissement à air. Ce gain d'1 heure par jour n'est pas insignifiant en raison de la consommation excessive du réfrigérateur. Il sera alors possible de remplacer le compresseur actuel par un autre moins robuste, avec le même taux de compression. Le compresseur est la pièce maîtresse du circuit frigorifique. C'est aussi la pièce la plus coûteuse du réfrigérateur (8000 à 10000 DA sur le marché national).

4.2. EVALUATION DU COUT ET COMPARAISONS

Par ailleurs il convient de procéder même brièvement à une évaluation du coût matière du système conçu et du gain éventuel enregistré.

Quelques chiffres significatifs ont été fournis par les responsables de l'Eniem sur certains accessoires.

Les seuls organes qui seront modifiés sont le condenseur et éventuellement le compresseur.

Il faudra également tenir compte de la diminution de la charge en fluide frigorigène.

Les prix que regroupés pour le cas du 350 L sont:

condenseur à air	276,14 DA
compresseur à air (SL 19 4E)	2995,518 DA

Le prix de notre cylindre à ailettes a été évalué à 163 DA (le coût matière est de 63 DA; le coût total inclue la main d'œuvre).

Par ailleurs il est possible de remplacer l'ancien compresseur par un nouveau moins robuste. Ce choix demeure néanmoins délicat. Les ingénieurs de l'ENIEM ont toutefois proposé le SL 12 Y 5 avec le même taux de compression. Son prix est de 2640,489 DA.

La conception du condenseur refroidi à l'eau a été énoncé dans le paragraphe 5.2. Son prix de revient est de 54,08 DA.

La diminution de la charge en fluide frigorigène (31 g), procure un gain de 379 DA, le prix de revient de la charge pour le 350S étant de 2200DA.

Ces quelques indications donnent un aperçu succinct sur les avantages d'un condenseur refroidi à l'eau et notamment sur les possibilités de gain qui s'élèvent ici à 793 DA.

Ainsi au cours de ce travail le refroidissement du condenseur d'un réfrigérateur du type 350S a été possible.

La première appréciation qui ressort de l'ensemble des calculs c'est qu'il est tout à fait possible d'envisager de refroidir le condenseur au moyen de l'eau. Il reste entendu que ce mode de refroidissement doit être esthétique et non encombrant afin de satisfaire aux normes de la modernisation. La conception du cylindre à ailettes s'inscrit précisément dans ce cadre.

Indépendamment de cette conformité conceptuelle, il y a lieu de noter tout l'intérêt qui s'attache au caractère économique du projet pour les constructeurs et surtout pour les consommateurs, principaux concernés. Le gain énergétique est appréciable. En effet, ayant soumis les deux systèmes au même mode de fonctionnement il en est résulté que le principal organe de notre réfrigérateur en l'occurrence le compresseur travaillerait une heure de moins dans le cas d'un refroidissement à eau que dans celui d'un cas ordinaire.

Ce résultat revêt un double caractère en permettant une diminution du coût matière et de la consommation d'électricité.

Par ailleurs il faut mentionner que si le compresseur organe le plus coûteux du réfrigérateur travaillait moins, il pourrait être remplacé par un autre compresseur de puissance inférieure susceptible d'effectuer un travail identique au cas normal. Le gain énergétique se transformerait alors en un gain économique en ce qui concerne l'achat d'un réfrigérateur.

5.1. INTRODUCTION

En milieu rural (beaucoup plus rarement en milieu urbain) se développe actuellement l'utilisation de congélateurs domestiques dont la capacité de stockage est comprise entre 150 et 600 dm³. Dans une exploitation agricole familiale ils permettent de conserver pendant de longs mois, légumes, fruits, viandes, volailles provenant de l'exploitation ainsi que gibiers et poisson dont la saison est courte.

Ces congélateurs se présentent sous forme de coffres horizontaux à ouverture sur le dessus, pouvant recevoir les paquets de denrées à conserver pour leur congélation d'abord et pour leur stockage ensuite. Il sont équipés de groupes frigorifiques hermétiques silencieux à condensation à air consommant une puissance électrique comprise entre 125 et 500 W. A l'intérieur du congélateur se trouvent des paniers destinés à recevoir les denrées déjà congelées; celles à congeler sont disposées le long des parois de la partie libre de la cuve afin d'assurer un contact intime entre les denrées et les parois de la cuve (ceinturée par le serpentin dans lequel s'évapore le fluide frigorigène).

Le rôle du congélateur étant double (congélation, d'une part et conservation, d'autre part) deux régimes de marche sont nécessaires. La plupart des congélateurs comportent un commutateur permettant de mettre l'appareil en marche continue pendant les périodes de congélation (la température dans la cuve descend alors en dessous de -25°C) et en marche normale, pendant les périodes de conservation (la température réglée par thermostat est alors maintenue à -18°C). Des voyants lumineux sont utilisés pour contrôler le fonctionnement et obtenir une parfaite sécurité de marche.

La rapidité de la congélation conditionnant la qualité des produits congelés et conservés, la quantité maximale de denrées à introduire dans l'appareil, en 24 heures, en vue de leur congélation est de 6 kg par 100 dm³ de capacité du congélateur.

La durée de conservation des produits congelés est variable suivant leur nature. A titre d'exemple citons la durée de conservation de certains produits:

Pain, pâtisserie.....	1 à 2 mois
Plats préparés.....	1 à 2 mois
Charcuterie.....	4 à 6 mois
Beurre.....	6 à 8 mois
Légumes.....	6 à 8 mois
Fruits.....	6 à 8 mois
Viandes de bœuf.....	6 à 8 mois

A titre indicatif signalons qu'un dans un congélateur de 500 dm³, qui peut contenir au total 300 kg de produits, il est possible de congeler (en charges successives) 600 à 900 kg de produits en 1 an.

Les congélateurs qui ont satisfait aux essais imposés par l'Association Technique de la Réfrigération (A.T.R) bénéficient d'une estampille attestant de leurs qualités fonctionnelles (Agrément A.T.R).

L présente étude s'est focalisée sur un congélateur du type BAHUT CF 1686 (4 étoiles) dont la description peut se résumer comme suit:

Présentation du produit

Caractéristiques techniques:

- capacité: 168 litres
- tension d'utilisation: 220V (+10,-15%/50Hz)
- dimensions: Lxh xP = 1330x930x780

Groupe frigorifique:

- compresseur hermétique.
- condenseur à tubes et fils.
- évaporateur: noyé, tube en aluminium.

Equipements:

- deux paniers.
- un séparateur couvercle.
- éclairage intérieur.
- dégivrage manuel.
- quatre roulettes permettant le déplacement.
- une raclette de dégivrage.

chassis:

- carcasse en tôle d'acier laminé à froid.

- cuve intérieure en aluminium martelé.
- porte en acier plastifié.
- contre-porte: ABS thermoformé.
- isolation 70 mm de mousse rigide de polyuréthane expansé

De la même manière que pour un réfrigérateur certaines conditions de base sont fixées par le constructeur (TOSHIBA), développées empiriquement. Ces valeurs sont indispensables pour les calculs à venir.

- température ambiante intérieure visée: -24°C
- température d'évaporation: -29°C
- température de condensation: 45°C
- isolant: mousse rigide de polyuréthane:
- $\Delta T_0=2,5^{\circ}\text{C}$ et $\Delta T_i=1,5^{\circ}\text{C}$; qui représentent les différences de températures, respectivement, entre la paroi extérieure et l'air ambiant et entre la paroi intérieure et le compartiment de stockage.

5.2. RAPPEL THEORIQUE

Formule générale des apports de chaleur par les parois:

$$Q_T = \sum_{i=1,2,\dots,7} Q_i + Q_8$$

$$Q_i = U_i \cdot \Delta T$$

où:

Q_i : apports de chaleur de chacune des parois (W).

U_i : coefficient d'échange de chaleur global (W/°C)

ΔT : différence de température entre l'ambiance intérieure et extérieure du congélateur.

Q_8 : apport de chaleur dû à l'entreposage des denrées.

5.2.1. Coefficient global de température.

$$U_i = \left[\frac{1}{A_e h_e} + \frac{e}{\Lambda_m K} + \frac{1}{A_i h_i} \right]^{-1}$$

où:

A_e : surface d'échange extérieure (m²)

A_i : surface d'échange intérieure (m²)

A_m : surface d'échange moyenne (m²)

K : conductivité thermique de l'isolant (W/m°C)

h_e : coefficient d'échange thermique de la surface extérieure (W/m²°C)

h_i : coefficient d'échange thermique de la surface intérieure (W/m²°C)

e : épaisseur de l'isolant.

Remarque: dans le cas des parois verticales, l'évaporateur représente la paroi intérieure, autrement dit, l'air de l'ambiance intérieure cède de la chaleur aux parois froides d'où: $h_i = 0$

Ainsi la relation précédente devient, dans le cas des surfaces verticales:

$$U_i = \left[\frac{1}{A_e h_e} + \frac{e}{\Lambda_m K} \right]^{-1}$$

5.2.2. Calcul de la conductivité thermique k de l'isolant:

Le calcul de la conductivité thermique de l'isolant (polyuréthane) est similaire à celui de la réfrigération. (Voir Ch.2 Rappel théorique Réfrigération).

Toutefois le calcul de la température moyenne T_m est modifiée pour les surfaces verticales car celles-ci sont ceinturées par l'évaporateur.

$$T_m = \frac{(T_e - \Delta T_e) + T_{ev}}{2}$$

T_e : température de l'ambiance extérieure (°C)

T_i : température de l'ambiance intérieure (°C)

T_{ev} : température de l'évaporateur (°C)

5.2.3. Calcul des coefficients d'échange thermique à travers les parois.

- coefficient d'échange thermique de la surface intérieure.
- coefficient d'échange thermique de la surface extérieure.
- calcul du coefficient d'échange par convection libre.
- calcul du coefficient d'échange par rayonnement.

Voir chapitre 2 Rappel théorique Réfrigération.

5.2.4. Apport de chaleur dû à l'entreposage des denrées.

L'évaluation de la quantité de chaleur due au stockage des denrées se fera suivant la norme ISO R825, stipulant que:

-la masse de denrées à entreposer est de 4,5 kg/jour pour 100 litres de volume utile.

-la denrée prise en considération est de la viande maigre de bœuf dont le point de congélation est de 1°C.

Nous avons:

$$Q_8 = M(C_1(T_1 - T_0) + h + C_2(T_0 - T_2))$$

tels que:

M:masse de la viande à entreposer.

C_1 :chaleur massique avant congélation (kj/kg°C)

T_1 : température d'introduction de la viande.

T_0 : température de congélation de la viande.

h : enthalpie de solidification. (kj/kg)

C_2 : chaleur massique après congélation.

T_2 : température finale de la viande.

5.2.5. Calcul de l'apport de chaleur à travers le joint:

$$Q = U \cdot DT$$

$U = KL$ où K est une constante valant 0,0697

L : longueur de la circonférence du joint.

5.3. DIMENSIONNEMENT DES PRINCIPAUX ORGANES DE L'INSTALLATION FRIGORIFIQUE

5.3.1. Dimensionnement de l'évaporateur.

5.3.1.1. calcul de la surface d'échange:

on a: $Q_r = h_e A_e DT$

tel que: $h_e = h_{r e} + h_{c e}$

5.3.1.2. calcul du coefficient de rayonnement:

$$h_{r e} = 0,93 \times 5,669 \cdot 10^{-8} \frac{T_1^4 - T_2^4}{T_1 - T_2}$$

$T_1 = -24^\circ\text{C}$ soit 249,15 K

$T_2 = -29^\circ\text{C}$ soit 244,15 K

$$h_{r e} = 0,93 \times 5,669 \cdot 10^{-8} \frac{249,15^4 - 244,15^4}{5}$$

$$h_{r e} = 3,1647 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

Symbole	Face 1'	Face 2'	Face 3'	Face 4'	Face 4''	Face 5'	Face 6'	Face 6''	Face 7'	Face 8'
A_e (m ²)	1,073	1,073	0,590	0,427	0,163	0,931	0,785	0,146		
A_i (m ²)	0,871	0,871	0,433	0,303	0,130	0,931	0,549	0,117		
A_m (m ²)	0,972	0,972	0,511	0,365	0,146	0,931	0,667	0,131		
T_m (°C)	1,75	4,25	1,75	1,75	2,75	5	5	6		
K (w/m°C)	0,01884	0,01919	0,01884	0,01884	0,01898	0,0193	0,0193	0,01994	0,0697	
L_e (m)	0,843	0,843	0,843	0,61	0,233	1,015	0,91	0,454	4,06	
ΔT_e (°C)	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5		
L_i (m)	—	—	—	—	—	1,015	0,77	0,384		
ΔT_i (°C)	—	—	—	—	—	1,5	1,5	1,5		
h_e (w/m ² °C)	8,0810	8,3732	8,0810	8,2473	8,9466	8,4829	6,9868	7,2736		
h_i (w/m ² °C)	—	—	—	—	—	5,8910	4,2369	4,4166		
U_i (w/°C)	0,254	0,258	0,134	0,095	0,038	0,413	0,165	0,033	0,2829	
ΔT (°C)	64	69	64	64	66	59	59	61	59	
Q_i (w)	16,256	17,802	8,576	6,08	2,508	24,308	9,735	2,013	16,691	87,591
Q_T (w)	191,56									

Tableau récapitulif des apports de chaleur

5.3.1.3. Calcul du coefficient d'échange par convection libre:

$$T_1 = -29^\circ\text{C}$$

$$T_\infty = -24^\circ\text{C}$$

$$-29 - 24$$

$$T_f = \frac{\quad}{2} = -26,5^\circ\text{C} \quad \text{soit } 246,65 \text{ K}$$

A cette température et de la table des propriétés de l'air nous obtenons les grandeurs suivantes:

$$v = 9,356 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$K_f = 0,02198 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$Pr_f = 0,723$$

par ailleurs:

$$x = 0,843 - 0,067 = 0,773 \text{ m}$$

$$Gr_f = \frac{9,815 \cdot (0,773)^3}{246,65 \cdot (9,356 \cdot 10^{-6})^2} = 1,049 \cdot 10^9$$

$$Ra_f = 0,723 \cdot 1,049 \cdot 10^9 = 7,58 \cdot 10^8$$

de la table de Mac Adams on tire:

$$c = 0,59 \quad \text{et} \quad m = 1/4$$

$$\text{d'où: } Nu_f = 0,59 \cdot (7,58 \cdot 10^8)^{1/4} = 97,91$$

$$h_{c e} = \frac{97,91 \cdot 0,02198}{0,773} = 2,7842 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_{c e} = 2,7842 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{or: } h_e = h_{c e} + h_{r e}$$

d'où:

$$h_e = 5,9489 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

Nous pouvons ainsi déterminer la surface d'échange:

$$A_e = \frac{Q_T}{2h_e \Delta T} = \frac{191,56}{2,5,9489,5}$$

$$A_e = 3,22 \text{ m}^2$$

Remarque: La valeur de la surface A_e est divisée par deux car le calcul tient compte d'une surface globale, c'est-à-dire l'échange simultané des faces du système considéré.

5.3.1.4. Dimensions du tube évaporateur.

Diamètre intérieur $d=6$ mm

Diamètre extérieur $d=8$ mm

Pour ces diamètres il s'agit de dimensions économiques tenant compte des côtes les plus courantes des pièces analogues en vente.

Pour ce qui est de la longueur du tube évaporateur, elle dépend de l'espacement standard entre les lignes ou les spires. Cet espacement est de 65 mm; ce qui nous donne une développée de tube de 42 m environ. 42 m correspondent à 12 spires.

5.3.2. Dimensionnement du condenseur.

on a: $Q_c = A_c h_c \Delta T$

avec: $Q_c = G \Delta H$ et $G = \frac{Q_T}{\Delta h}$

$$\Delta h = h_1 - h_4 = 174,53 - 77,59$$

$$\Delta h = 99,94 \text{ kJ/kg}$$

$$G = \frac{191,56}{96,94,10^3} = 1,976 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$$

$$\Delta H = h_2 - h_3 = 216,05 - 77,59$$

$$\Delta H = 138,46 \text{ kJ/kg}$$

$Q_c = 273,59 \text{ W}$

5.3.2.1. Détermination du coefficient d'échange.

La valeur recommandée par le fabricant TOSHIBA est de 16 W/m°C. Cette valeur tient compte de la complexité de l'échangeur, qui est fonction de nombreux facteurs tels que: la vitesse, le type d'écoulement, les caractéristiques de la surface (longueur, diamètre, rugosité, impureté ...).

5.3.2.2. Calcul de la surface du condenseur.

$$A_c = \frac{Q_c}{h_c \Delta T} = \frac{273,59}{16 \cdot 10} = 1,709 \text{ m}^2$$

5.3.2.3. Détermination des dimensions du condenseur.

a. calcul de la surface d'un étage.

Fils:

$$S_{fil} = N d_{fil} L_{fil} \pi$$

d_{fil} : diamètre du fil.

L_{fil} : longueur du fil d'un étage.

N : nombre de fils.

$$S_{fil} = 140 \times 3,14 \times 0,0016 \times 0,04$$

$$S_{fil} = 0,028 \text{ m}^2$$

Tubes:

$$S_{tub} = \pi d_{tub} L_{tub}$$

d_{tub} : diamètre du tube.

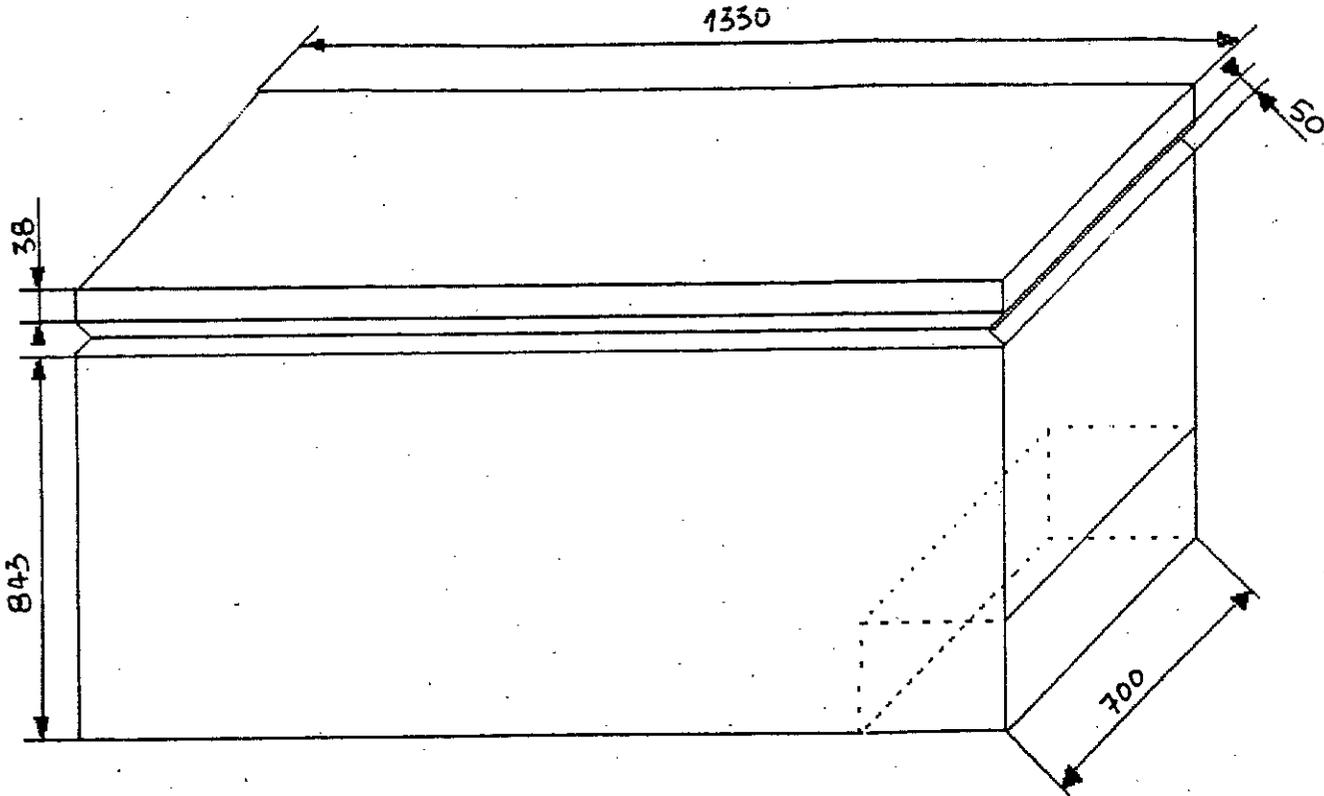
L_{tub} : longueur d'un étage.

$$S_{tub} = 3,14 \times 0,00476 \times 0,635$$

$$S_{tub} = 0,009 \text{ m}^2$$

d'où: $S = S_{fil} + S_{tub}$

$S = 0,037 \text{ m}^2$



**FIGURE 8 VUE EN PERSPECTIVE D'UN
CONGELATEUR**

b. calcul du nombre d'étages.

nombre d'étages = $\frac{\text{superficie théorique}}{\text{superficie d'un étage}}$

$$N = \frac{1,709}{0,037}$$

N=46 étages

4.3.3. Dimensionnement du tube d'aspiration.

Soit la relation suivante permettant de déterminer les pertes de charge:

$$\Delta P = \frac{\lambda \rho L_a V^2}{2 g d_0} \quad \Rightarrow \quad L_a = \frac{2 g d_0 \Delta P}{\lambda \rho V^2}$$

λ : coefficient de perte par friction.

V: vitesse moyenne du fluide frigorigène dans le tube. (m/s).

ρ : masse volumique des vapeurs (kg/m³).

L_a : longueur du tube (m).

g: accélération de la pesanteur (m/s²)

ΔP : pertes de charges globale ($\Delta P = P_{\text{entrée}} - P_{\text{sortie}}$) (kg/cm²).

on fixe $d_0 = 0,8d$ avec $d = 5,08$ mm.

0,8 représente le coefficient de réduction de section en cas de pliage.

$d_0 = 4,06$ mm.

nous avons:
$$V = \frac{4G}{\pi \rho d_0^2}$$

avec:
$$G = 1,976 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$$

$$\rho(-29^\circ\text{C}) = 6,5 \text{ kg/m}^3$$

$$4 \cdot 1,976 \cdot 10^{-3}$$

$$V = \frac{4 \cdot 1,976 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 6,5 \cdot (4,06 \cdot 10^{-3})^2} = 23,48 \text{ m/s}$$

- Calcul du coefficient de perte par friction.

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{1/4}} \quad \text{si l'écoulement est turbulent.}$$

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad \text{si l'écoulement est laminaire.}$$

tel que:

$$Re = \frac{V d_0}{\nu}$$

- Détermination de la nature de l'écoulement:

$$Re = \frac{V d_0}{\nu} \quad \text{avec } \nu = 1,888 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Re = 50.706,8$$

or: $50.706,8 > 2320 = Re_{crit} \Rightarrow$ l'écoulement est turbulent.

ainsi:

$$\lambda = \frac{0,3164}{(50.706,8)^{1/4}} = 0,021$$

Nous pouvons ainsi déterminer la longueur du tube d'aspiration:

$$L_m = \frac{2,0 \cdot 10^4 \cdot 4,06 \cdot 10^{-3} \cdot 9,81}{6,5 \cdot (23,48)^2 \cdot 0,021}$$

$$L_m = 1,058 \quad \text{mètres}$$

5.3.4. Dimensionnement du tube capillaire.

on a:

$$\Delta P = \frac{\lambda \rho L_{cap} V^2}{2 g d_0}$$

avec: L_{cap} : longueur du tube capillaire.

ΔP : pertes de charge globales.

$$\Delta P = P_{entrée} - P_{sortie}$$

$$\Delta P = P(43^{\circ}\text{C}) - P(-29^{\circ}\text{C})$$

$$\Delta P = 1,0348 - 0,1050$$

$$\Delta P = 0,9298 \text{ MPa} = 9,48 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

$$d_{cap} = 0,7 \text{ mm} \text{ et } \rho(43^{\circ}\text{C}) = 1241 \text{ kg/m}^3$$

$$4,1,976 \cdot 10^{-3}$$

$$V = \frac{4,1,976 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot (0,7 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 1241} = 4,13 \text{ m/s}$$

$$\pi \cdot (0,7 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 1241$$

Calcul de λ : comme cité précédemment λ prend sa valeur en fonction de la nature de l'écoulement.

V_d

$$Re = \frac{V_d \cdot \rho}{\mu} \quad v(43^{\circ}\text{C}) = 0,25 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

v

$$Re = 11564$$

⇒ écoulement turbulent.

0,3164

ainsi: $\lambda = \frac{0,3164}{(11564)^{1/4}} = 0,03$

$$(11564)^{1/4}$$

D'où détermination de la longueur du tube capillaire:

$$L_{cap} = \frac{2,9,81 \cdot 10^4 \cdot 9,48 \cdot 0,7 \cdot 10^{-3}}{6,5 \cdot (23,48)^2 \cdot 0,021}$$

$$L_{cap} = 2,050 \text{ m}$$

5.3.5. Détermination de la longueur du tube du condenseur

La quantité de chaleur à évacuer dans le cas d'un congélateur est plus importante que dans le cas du réfrigérateur. C'est pourquoi la surface d'échange avec l'extérieur sera plus grande. Cette surface d'échange n'est autre que celle du condenseur. Pour des raisons d'espace disponible, il serait difficile de concevoir un condenseur semblable à

celui du réfrigérateur car il aurait une hauteur qui dépasserait les 2 mètres.

La figure 9 schématise le condenseur proposé.

$$L=L_1+L_2$$

$$L_1=(515.23)+(635-2R)+23(1/2c)+2(1/4c)+(1029,48-2R)+(1080-R)$$

et:

$$L_2=(515.21)+535+2(1/4c)+(21.1/2c)+(80-R)$$

avec: $R=20$ mm et $c=125,66$ mm

$$L_1=15997 \text{ mm} \quad \text{et} \quad L_2=12792 \text{ mm}$$

ainsi: $L_{\text{cond}}=28,789 \text{ m}$

5.3.6. Détermination du temps de marche.

on a: $T=\mu_c \times 24$

$$\mu_c = \frac{\epsilon}{\epsilon_c}$$

μ_c : rendement par rapport au cycle de Carnot.

ϵ : coefficient de performance frigorifique.

$$\epsilon = \frac{\Delta h}{w}$$

où:

Δh : quantité de chaleur absorbée au cours de la vaporisation (kJ/kg).

w : travail du compresseur (kJ/kg).

$$w = \Delta H - \Delta h$$

avec: $\Delta H = 138,48$ kJ/kg

$\Delta h = 96,94$ kJ/kg

96,94

$$\epsilon = \frac{96,94}{138,48 - 96,94} = 2,34$$

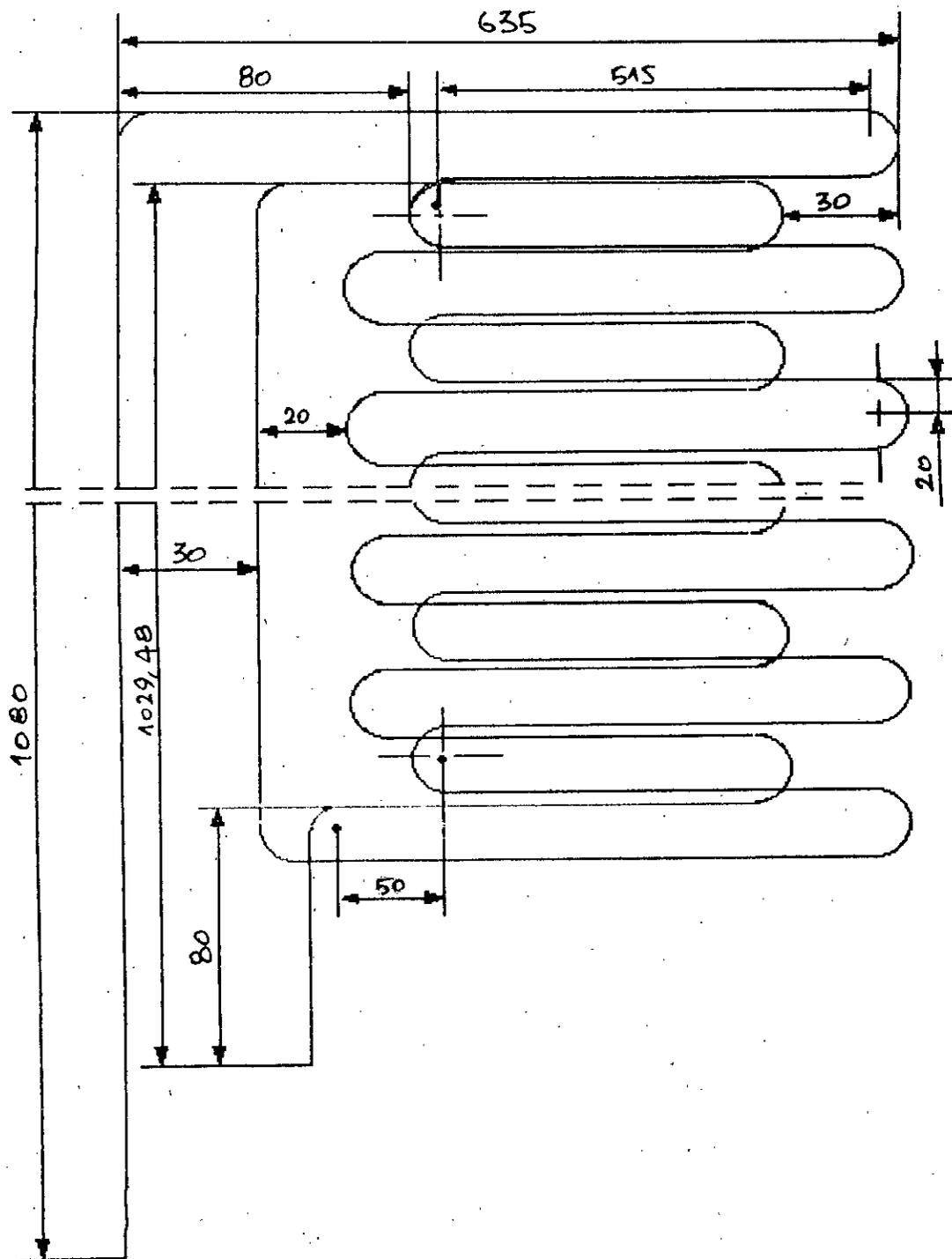


FIGURE 9

CONDENSEUR DU
CONGELATEUR

Par ailleurs:

$$\epsilon_c = \frac{T_{ev}}{T_c - T_{ev}}$$

où:

ϵ_c : coefficient d'efficacité du cycle de Carnot.

T_{ev} : température d'évaporation (K)

T_c : température de condensation (K)

$$\epsilon_c = \frac{(-29 + 273,15)}{45 + 29} = 3,29$$

d'où:

$$\mu_c = \frac{2,34}{3,29} = 0,71$$

et alors: $T = 0,71 \cdot 24 = 17,04$

Le temps de marche est évalué à 17 heures et 2 minutes.

5.4. DETERMINATION DE LA CHARGE EN FLUIDE FRIGORIGENE

La quantité de fluide frigorigène contenu dans le groupe frigorifique se détermine de la manière suivante:

$$m_s = m_{comp} + m_{cond} + m_{tube} + m_{evap} + m_{filtre}$$

m_s : quantité appropriée de fluide frigorigène à charger pour le groupe frigorifique (g).

m_{comp} : masse du fluide frigorigène dans le carter du compresseur y compris celui dissous dans l'huile (g).

m_{cond} : masse du fluide frigorigène dans le condenseur (g).

m_{tube} : masse du fluide frigorigène dans les tubes (g).

m_{evap} : masse du fluide frigorigène dans l'évaporateur (g).

m_{filtre} : masse du fluide frigorigène dans le filtre (g).

$$G_0 = 0,9 \cdot V_0 \rho = 0,9 \cdot 310 = 279 \text{ g}$$

$$V_0 = \frac{G_0}{m(1-n)}$$

avec: $m = 0,88 \text{ g/cm}^3$ et $n = 0,0252$

donc:
$$V_0 = \frac{279}{0,88(1-0,0252)} = 325,2 \text{ cm}^3$$

calcul de m_{or} :

$$m_{or} = \frac{279 \cdot 0,0252}{1-0,0252} = 7,2 \text{ g}$$

$$m_{or} = 7,2 \text{ g}$$

La valeur de calcul du compresseur $V_c = 2000 \text{ cm}^3$ est connue suivant le type de compresseur utilisé.

$$m_{comp} = \rho_{gaz}(V_c - V_0) + m_{or}$$

$$m_{comp} = 0,0043(2000 - 325,2) + 7,2$$

$$m_{comp} = 14,4 \text{ g}$$

5.4.2. Quantité de fluide frigorigène dans le condenseur.

$$m_{cond} = V_{cond}(y\rho_{liq} + (1-y)\rho_{gaz})$$

$$\rho_{gaz}(45^\circ\text{C}) = 0,062 \text{ g/cm}^3$$

$$\rho_{liq}(45^\circ\text{C}) = 1,233 \text{ g/cm}^3$$

Sachant que y représente le taux moyen de liquide dans le condenseur

$$y = 0,16$$

$$V_{cond} = \pi/4 \cdot d_0^2 \cdot L_{cond}$$

$$d_0 = 3,76 \text{ mm} \quad \text{et} \quad L_{cond} = 28,789 \text{ m}$$

$$V_{\text{cond}} = \pi/4 \cdot (3,76 \cdot 10^{-1})^2 \cdot 2878,9 = 319,66 \text{ cm}^3$$

$$m_{\text{cond}} = 319,66(0,16 \cdot 1,233 + (1-0,16) \cdot 0,062)$$

$$m_{\text{cond}} = 79,71 \text{ g}$$

5.4.3. Quantité de fluide frigorigène dans la tuyauterie.

5.4.3.1. Tube d'aspiration

$$m_1 = \rho_{\text{gaz}} V_p$$

$$\rho_{\text{gaz}}(-29^\circ\text{C}) = 6,5 \text{ kg/m}^3 = 0,0065 \text{ g/cm}^3$$

$$\pi d_0^2$$

$$V_p = \frac{\pi d_0^2}{4} L_{\text{asp}} = \pi/4 \cdot (0,5)^2 \cdot 105,8$$

$$d_{\text{asp}} = 0,5 \text{ cm}$$

$$L_{\text{asp}} = 1,058 \text{ m}$$

$$V_p = 20,77 \text{ cm}^3$$

$$m_1 = 0,0065 \cdot 20,77 = 0,13 \text{ g}$$

5.4.3.2.- Tube capillaire.

$$m_2 = \rho_{\text{liq}} V_p$$

$$\rho_{\text{liq}}(43^\circ\text{C}) = 1241 \text{ kg/m}^3 = 1,241 \text{ g/cm}^3$$

$$\pi d^2$$

$$V_p = \frac{\pi d^2}{4} L_{\text{cap}} = \pi/4 \cdot (0,7)^2 \cdot 205$$

$$d_{\text{cap}} = 0,7 \text{ cm}$$

$$L_{\text{cap}} = 2,05 \text{ m}$$

$$V_p = 0,78 \text{ cm}^3$$

$$m_2 = 1,241 \cdot 0,78 = 0,96 \text{ g}$$

La masse totale de fluide frigorigène dans les tuyauteries est:

$$m_T = m_1 + m_2$$

$$m_T = 1,09 \text{ g}$$

5.4.4. Quantité de fluide frigorigène dans l'évaporateur.

$$m_{evap} = m_{ep} + m_{cor}$$

telles que:

m_{ep} : masse de fluide frigorigène dans la passe de l'évaporateur.

m_{cor} : valeur de correction.

$$m_{ep} = k_p \cdot V_{ep} \cdot \rho_{liq}$$

$$m_{cor} = 40 \text{ g}$$

avec: $\rho_{liq}(-29^\circ\text{C}) = 1,485 \text{ g/cm}^3$

k_p : taux de volume de liquide R12 dans les passes de l'évaporateur, $k_p = 0,1 = \text{constante}$.

$$V_{ep} = \pi/4 \cdot d_i^2 \cdot L_{ev} = \pi/4 \cdot (0,6)^2 \cdot 4200$$

$$V_{ep} = 1187,5 \text{ cm}^3$$

d'où: $m_{evap} = 0,1 \cdot 1187,5 \cdot 1,485 + 40$

$$m_{evap} = 216,34 \text{ g}$$

5.4.5. Quantité de fluide frigorigène dans le sécheur.

Cette quantité est obtenue expérimentalement. Nous choisissons 10 g. Ainsi la quantité totale de fluide frigorigène contenue dans le circuit est la somme de toute les quantités préalablement déterminées.

$$m_s = m_{comp} + m_{cond} + m_{tube} + m_{evap} + m_{filtre}$$

$$m_s = 14,4 + 79,71 + 1,09 + 216,34 + 10$$

$$m_s = 321,54 \text{ g}$$

6.1. OBJECTIF

Les températures de congélation et de conservation étant très basses, la quantité de chaleur extraite du compartiment à denrées est importante. Ainsi la consommation énergétique d'un congélateur sera beaucoup plus grande que celle d'un réfrigérateur. C'est pourquoi il serait très intéressant de refroidir le condenseur au moyen de l'eau, afin de diminuer cette consommation comme il a été remarqué dans le cas du réfrigérateur 350S.

En s'inspirant de l'algorithme de calculs établi dans la première partie de l'étude, un dimensionnement des organes du circuit frigorifique est nécessaire.

6.1.1. Surface du condenseur:

La quantité de chaleur cédée par le condenseur refroidi à air est de 273,59W. La surface d'échange nécessaire à l'évacuation de cette quantité par le biais de l'eau est déterminée de la manière suivante:

$$Q = hA\Delta T$$

$$\Delta T = 10^{\circ}\text{C}$$

$$h = 737,33 \text{ W/m}^2\text{C}$$

La valeur de h a été calculée dans le cas de la convection libre. Les conditions initiales sont:

-Température de condensation: 45°C .

-Température de l'eau: 35°C

Comme pour le réfrigérateur le choix de x est nécessaire. La valeur prise est 10 cm. Etant dans les mêmes conditions que dans la réfrigération, h reste inchangé.

La surface du nouveau condenseur est donc de $185,52 \text{ cm}^2$; celle-ci a considérablement diminué. La longueur obtenue est de $18,55 \text{ cm}$ pour une hauteur de 10 cm.

6.1.2. Conception de l'échangeur:

Le résultat fondamental est maintenant d'évacuer la chaleur cédée par la plaque vers l'ambiance. Imaginons le même cylindre que pour le

réfrigérateur entreposable à l'arrière du congélateur dans l'espace disponible (voir figure 8bis).

Dans ces conditions le diamètre du cylindre dépourvu d'ailettes est de 17 cm et de 20 cm s'il en est pourvu.

Pour faciliter les calculs il a été procédé à la détermination de la quantité de chaleur dégagée par mètre de longueur du cylindre.

Les relations empiriques utilisées par la suite seront puisées parmi celles figurant au rappel théorique de la réfrigération à eau.

$$Q = h \cdot \Delta T \cdot A_{ail} + h_r \cdot \Delta T \cdot (A_g - A_{ail})$$

$$h = h_c + h_r$$

Le coefficient d'échange de chaleur par rayonnement demeure inchangé. Il dépend des températures intérieure et extérieure du système.

$$h_r = 6,415 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

6.1.3. Calcul du coefficient de convection.

$$T_m = 43\text{°C}$$

$$T_\infty = 43\text{°C}$$

$$T_f = 39\text{°C}$$

Les propriétés de l'air à T_f sont:

$$v = 16,91 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$K_f = 0,02716 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

$$Pr_f = 0,705$$

ainsi:

$$Gr_f = 4,32 \cdot 10^6$$

$$Ra_f = 3,05 \cdot 10^6$$

$$Nu_f = 2,14$$

d'où:

$$h_c = 3,54 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

et:

$$h = 9,96 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

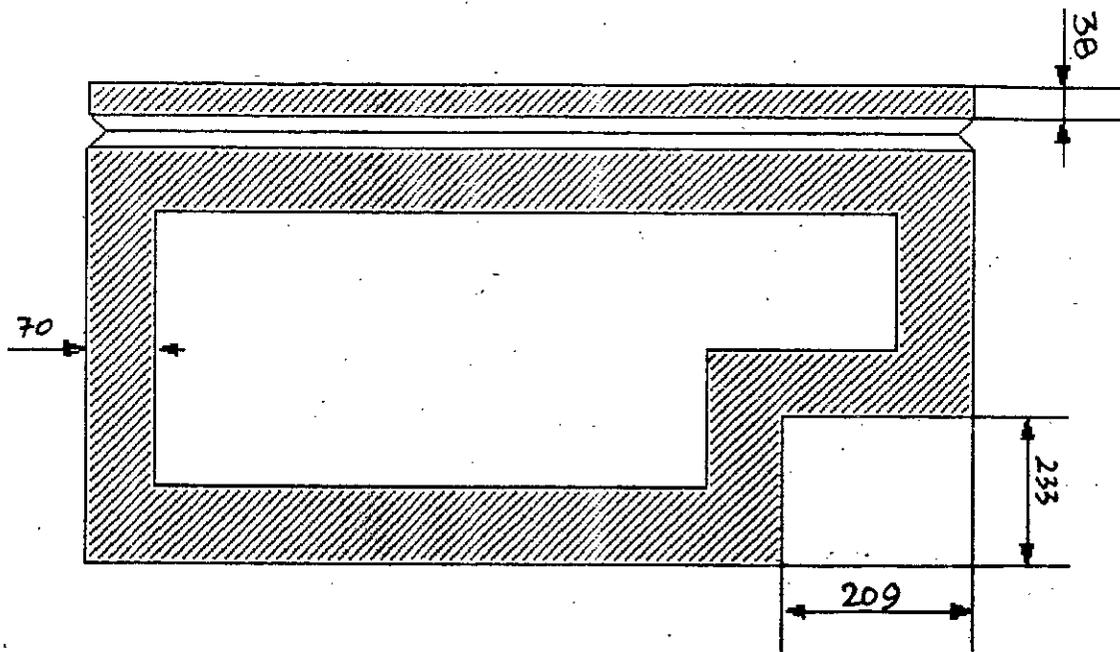


FIGURE 8BIS VUE DE COUPE D'UN CONGELATEUR

6.1.4. Calcul de la quantité de chaleur cédée vers l'ambiance.

Le cylindre de 1 mètre de long permet de disposer 166 ailettes de 2 mm d'épaisseur, espacées les unes des autres de 4 mm.

Détermination des quantités A_{ail} et $A_g - A_{ail}$.

$$A_{ail} = 2,935 \text{ m}^2$$

$$A_g - A_{ail} = 0,357 \text{ m}^2$$

Il reste à évaluer la quantité de chaleur évacuée par les disques.

Le calcul est similaire à celui effectué pour le cylindre du réfrigérateur.

Seule la hauteur change.

$$h = 10,35 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

La quantité de chaleur évacuée par notre système est donc:

$$Q = 272,66 \text{ W}$$

La première constatation découlant de l'étude de ce congélateur, est que le cylindre ainsi imaginé convient pour assurer l'échange de chaleur avec l'extérieur.

Son emplacement ne pourra se situer dans l'espace disponible où loge le compresseur. Le volume de cet espace est de 33,81 dm³, alors que celui du cylindre, ailettes comprises est de 34,64 dm³. Quant au cylindre il a un volume de 34,64 dm³ (y compris les ailettes).

L'espace confiné à l'arrière du congélateur est insuffisant pour accueillir un tel cylindre. L'option d'un mode de refroidissement discret est difficile à envisager. Toutefois le principal objectif consiste à parvenir à une diminution de la consommation d'énergie. De ce fait il serait intéressant de disposer le cylindre en question, voire un cylindre plus volumineux pour une évacuation vers l'ambiance plus importante, à l'arrière du congélateur en lui prévoyant un support.

Le congélateur domestique ou industriel étant un appareil habituellement imposant et non sujet à des déplacements fréquents, le mode de refroidissement ci-dessus préconisé est une éventualité à exploiter et à mettre en œuvre.

Essayons d'apprécier avec plus de précision le résultat obtenu dans l'étude d'un réfrigérateur en cernant davantage les questions relatives à la consommation d'énergie, et l'intérêt porté par les constructeurs à la diminution de la consommation énergétique d'un réfrigérateur ménager.

A titre illustratif, les réfrigérateurs et congélateurs consomment en France plus du quart de l'électricité à usage spécifique du secteur résidentiel, avec un taux d'équipement proche de 100%. (cf figure 11a). La figure ci-après permet de mesurer les progrès remarquables en matière de consommation accomplis ces 25 dernières années. Ce graphique doit être interprété en tenant compte du doublement du parc d'appareils (de 12,5 à 24,5 millions) et de la préférence des consommateurs pour des appareils plus grands (du 200 L en 1970 au 320 L en 1992).

Nous pouvons ainsi faire une similitude avec l'Algérie et songer à diminuer la consommation d'énergie des équipements ménagers, qui représente 40% de la consommation d'électricité à usage spécifique du secteur résidentiel avec un taux d'équipement proche de 90%.

7.1. DETERMINATION DE LA CONSOMMATION ANNUELLE.

La consommation d'énergie est basée sur des résultats d'essais normalisés, et ne donne qu'une approximation de la consommation réelle de l'appareil.

En effet les essais pratiqués par les spécialistes comportent des normes bien définies quant aux conditions de fonctionnement d'un appareil ménager. Les températures de l'ambiance subissent des variations (à l'aide de résistance par exemple), et l'on fait varier les valeurs du thermostat afin de chercher différentes températures du compartiment. De la sorte le fonctionnement de l'appareil et la consommation qu'il génère peuvent être observés.

Cette consommation dépend de la manière dont l'appareil est utilisé et du caractère climatique auquel il est soumis.

Partant du climat de notre pays, il sera possible d'apprécier le niveau de la consommation du réfrigérateur. Le graphique de la figure 11b offre les variations de la température au courant de l'année.

FIGURE 11.a

EVOLUTION DE LA CONSOMMATION DES APPAREILS MENAGERS DURANT LES 30 DERNIERES ANNEES

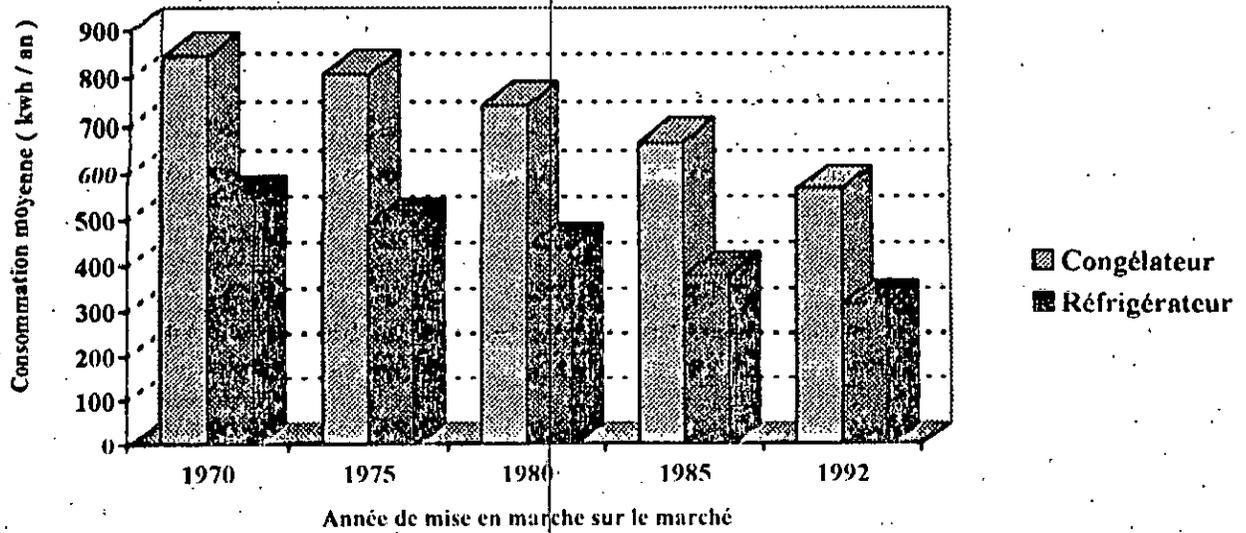
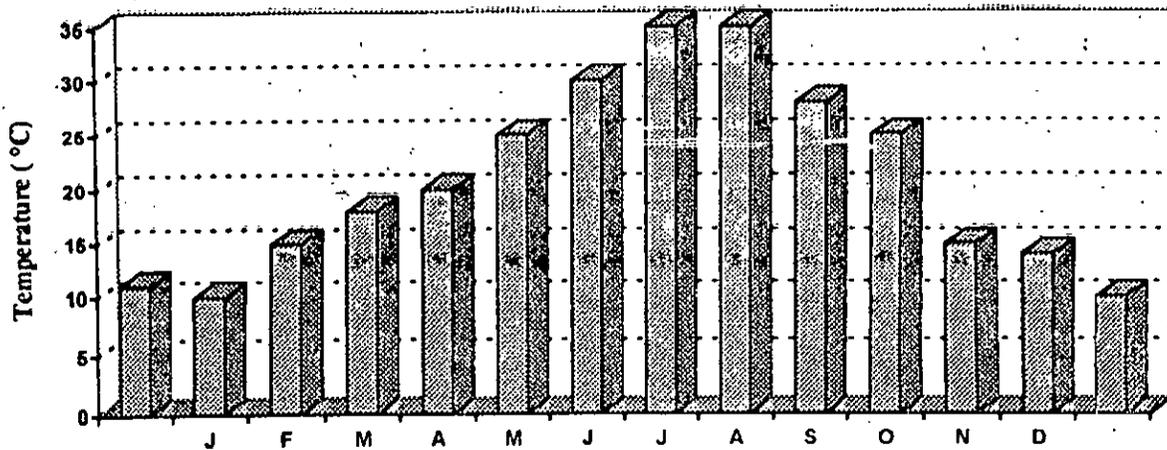


FIGURE 11.b

La situation géographique de l'Algérie offre un graphe de variation des températures suivant:

DIAGRAMME DES TEMPERATURES EN ALGERIE



7.2. EVOLUTION DU FLUX DE CHALEUR EN FONCTION DU CLIMAT POUR LE CONDENSEUR REFROIDI A AIR

Nous allons dans cette partie tenter de mettre en évidence la relation existant entre la température de l'ambiance extérieure et le temps mis pour évacuer la quantité de chaleur provenant de l'ensemble du compartiment (cf figure 10a).

Il est donc normal que plus vite sera évacuée cette quantité de chaleur et moins le compresseur restera en marche.

De la relation $Q_c = h_c A_c \Delta T$

et sachant que: $h_c = 13 \text{ W/m}^2\text{°C}$

$$A_c = 0,8963 \text{ m}^2$$

$$\Delta T = T_c - T_\infty$$

avec : $T_c = 45\text{°C}$

et: T_∞ prendra les valeurs 10,15,20,25,30 et 35°C.

Les résultats obtenus sont regroupés sous forme de tableau:

Tair (°C)	10	15	20	25	30	35
Qc (W)	407,81	349,55	291,29	233,04	174,78	116,52

Il apparaît clairement que pour des températures plus douces l'échange de chaleur est meilleur. Déterminons alors les temps d'évacuation de ces quantités de chaleur.

$$Q_c = G \cdot \Delta H \quad \text{où} \quad G = \frac{m}{t}$$

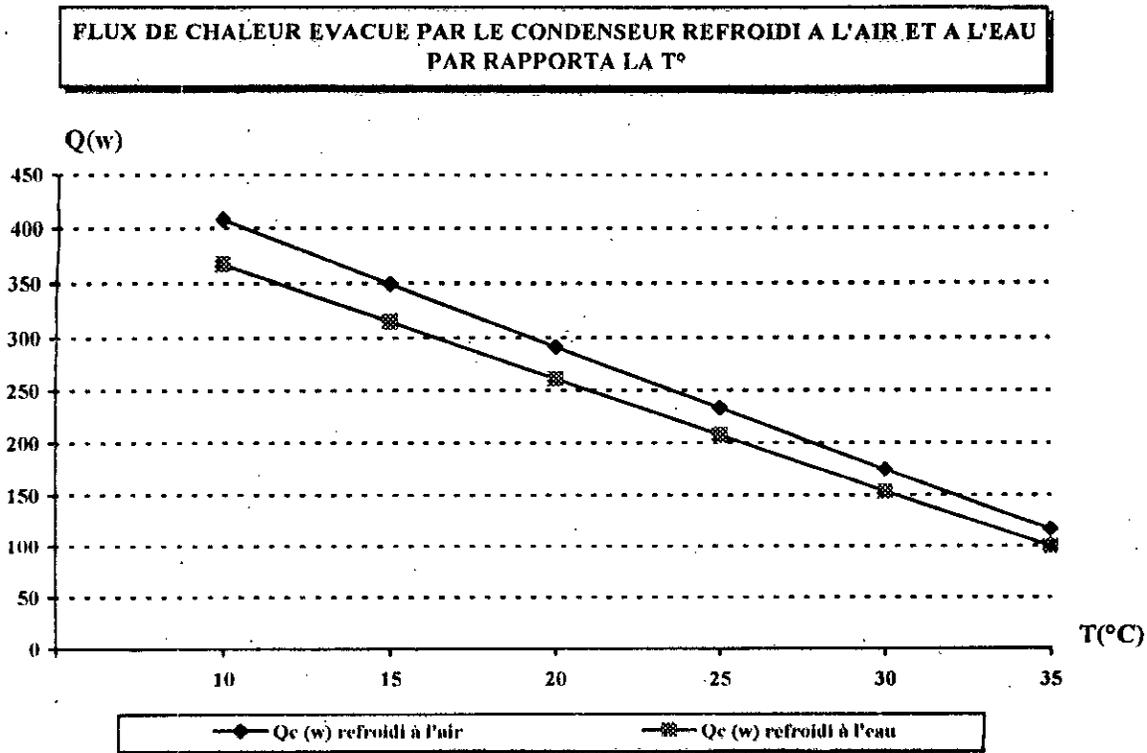
et: $m = 180 \text{ g}$

$$\Delta H = 137,551 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{ainsi:} \quad t = \frac{\Delta H \cdot m}{Q_c}$$

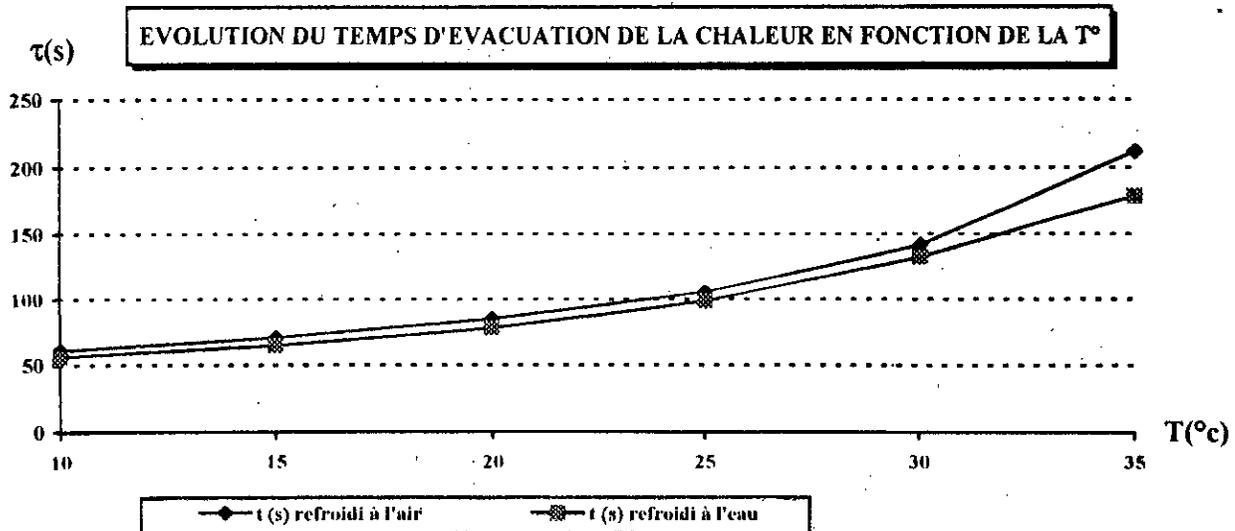
Il est intéressant de regrouper les différents résultats sous forme de graphique afin de mieux apprécier l'écart qui existe entre le refroidissement à air et le refroidissement à eau du condenseur.

FIGURE 10 a:



Quant aux temps nécessaire à l'évacuation de la chaleur ils se présentent ainsi:

FIGURE 10 b:



Les résultats sont les suivants:(cf figure 10b)

Tair (°C)	10	15	20	25	30	35
t (s)	61	71	85	106	142	212

7.3. EVOLUTION DU FLUX DE CHALEUR EN FONCTION DU CLIMAT POUR LE CONDENSEUR REFROIDI A EAU (cf figure 10a)

En procédant au même calcul que ci-dessus, il sera possible de comparer les évolutions des deux modes de refroidissement.

Les résultats obtenus sont regroupés ci-dessous:

Tair (°C)	10	15	20	25	30	35
Qc (w)	368,01	314,71	261,11	207,33	153,55	110,5

Soit le temps nécessaire à l'évacuation de chaque quantité de chaleur:

Tair (°C)	10	15	20	25	30	35
t (s)	56	65	78	99	133	179

Il est intéressant de regrouper les différents résultats sous forme de graphique pour mieux distinguer l'écart enregistré entre les deux systèmes (figure 10b)

7.4. DETERMINATION DE LA PUISSANCE EFFECTIVE

L'énergie théorique fournie par le compresseur correspond au cas où ce dernier fonctionnerait sans pertes. Cependant, dans la réalité, il faut tenir compte des pertes mécaniques et thermiques.

C'est pourquoi l'introduction d'un rendement mécanique et d'un rendement indiqué est nécessaire.

Ces deux rendements η_m et η_i ne peuvent être déterminés avec précision qu'expérimentalement. Par ailleurs la pratique a montré que η_m oscillait entre 0,8 et 0,93 alors que η_i oscillait entre 0,6 et 0,87.

Les valeurs les plus faibles correspondent aux compresseurs les plus petits. Nous pouvons ainsi déterminer la puissance effective P_{eff} absorbée par le compresseur pour une production frigorifique donnée.

$$w_c = 33,21 \text{ w}$$

$$\eta_m = 0,8 \quad \text{et} \quad \eta_i = 0,6$$

(cas de fonctionnement le plus défavorable)

Ainsi:

$$P_{eff} = \frac{w_c}{\eta_m \eta_i} = \frac{33,21}{0,8 \cdot 0,6}$$

d'où:

$P_{eff} = 69,2 \text{ W}$

Pour finaliser le résultat il est intéressant d'apprécier la consommation d'énergie annuelle en tenant compte des résultats précédents. Nous déterminerons pour ce faire la consommation mensuelle compte tenu du nombre de jours dans le mois et du temps calculé précédemment nécessaire à l'évacuation de la quantité de chaleur Q_c .

Ainsi:

$$P = \frac{P_{eff} \cdot 102 \cdot T \cdot N}{3600}$$

où:

T: temps nécessaire à l'évacuation de la quantité Q_c .

N: nombre de jours du mois considéré.

Les calculs présentés sous la forme d'un tableau regroupant les deux modes de refroidissement sont de nature à faire connaître approximativement, la quantité d'énergie respectivement consommée par le compresseur.

MOIS	TYPE DE REFROIDISSEMENT	
	à Air	à Eau
J (31j)	3707,6	3403,7
F (28j)	3897,8	3568,4
M (31j)	4826,1	4424,8
A (30j)	4999,7	4587,9
M (31j)	6442,7	6017,2
J (30j)	8352,4	7823,0
J (31j)	12885,5	10879,7
A (31j)	12885,5	10879,7
S (30j)	7505,4	7023,1
O (31j)	5166,4	4740,8
N (30j)	4176,2	3823,3
D (31j)	3950,7	3622,5
	78796	70791,1

Ces résultats permettent de constater un gain de 8 kWh sur une période d'un an dans le cas d'un refroidissement à l'eau du condenseur.

CONCLUSION GENERALE

Ainsi donc, le refroidissement du condenseur d'un réfrigérateur au moyen de l'eau constitue une solution fort envisageable. En effet, l'étude théorique proposée tout au long de ce travail a permis de mettre en évidence l'efficacité de l'eau comme agent de refroidissement, sachant notamment que la surface du condenseur à refroidir est nettement plus réduite, dix fois moindre, que celle d'un condenseur à air.

Ce constat s'applique pour le congélateur examiné, la surface du condenseur étant également très réduite. Mais en raison de l'importance de la quantité de chaleur dégagée par ce dernier le refroidissement au moyen de l'eau comporte certains inconvénients.

Le refroidissement du condenseur s'est fait par l'intermédiaire d'un cylindre à ailettes de petite dimension entreposable à l'arrière du réfrigérateur, ailettes favorisant considérablement l'échange de chaleur avec l'extérieur.

L'intérêt d'un tel refroidissement réside dans la baisse du coût de fabrication et de la consommation en énergie.

Il ne faut pas oublier, en outre, de signaler la diminution de 17% de la quantité de la charge en fluide frigorigène qui satisfait aux normes de protection de l'environnement. Il est important de mettre l'accent à cet égard sur le fait que les hydrocarbures fluorés et chlorés entièrement substitués (CFC), occasionnent une dégradation notable de la couche d'ozone. Une molécule de chlore détruit un millier de molécules d'ozone, voire dix milliers.

Cette diminution de la charge en fluide frigorigène dans le cas du mode de refroidissement à l'eau, si elle est intéressante n'en est pas moins insuffisante, compte tenu des exigences inhérentes à la politique de protection de l'environnement.

Les conventions internationales ont conduit à la suppression définitive des CFC, aujourd'hui remplacés par les HFC, hydrocarbures monohalogénés.

En tout état de cause, la présente étude gagnerait sans aucun doute à être complétée par un banc de mesures expérimentales destinées à donner un contenu concret aux résultats obtenus, sans oublier de noter que le redimensionnement du circuit frigorifique d'un réfrigérateur avec les HFC, comme fluide frigorigène, pourrait, en tant que créneau porteur, donner lieu à une recherche plus approfondie et partant, prometteuse.

- M.E.ANDERSON

Le froid: questions et réponses
Edition Eyrolles 1978

- F.KREITH

Transmission de la chaleur et thermodynamique
Masson et Cie édition Paris 1967

- Hugo NOACK et Rolf SEIDEL

Pratique des installations frigorifiques
P.Y.C. édition 1994 Paris

- P.J.RAPIN

Installations frigorifiques (tome 1 et 2)
P.Y.C. édition Paris 1973

- Gordon J.VAN WYLEN, Richard E.SOUHTAG

Thermodynamique appliquée
Editions du renouveau Pédagogique 1981 Québec

- André B.DE.VRIENDT

La transmission de la chaleur (tome 1 et 2)
Gaëtan Morin éditeur 1984 Québec

Norme I.S.O R825

- Manuel TOSHIBA

-Compte rendu de la Conférence des Nations Unies le 29 juin 1990
à Londres